

УДК 621.874

DOI: 10.15276/pidtt.1.62.2020.02

Фідровська Н. М.<sup>1</sup>, Писарцов О. С.<sup>2</sup>, Нестеренко В. В.<sup>3</sup>

Харківський національний автомобільно-дорожній університет<sup>1</sup>,  
Науково-виробниче підприємство ХАРТРОН-АРКОС<sup>2</sup>,  
Первомайська філія Національного університету кораблебудування  
імені адмірала Макарова<sup>3</sup>.

## ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КАНАТНИХ БЛОКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КАНАТУ

**Анотація.** Сучасний рівень розвитку техніки потребує все нові вимоги до надійності і довговічності підйомних канатів. При виборі конструкції канатів потрібно виходити із тих умов, в яких вони будуть експлуатуватися і проводити розрахунки саме виходячи з цих умов. Метод розрахунку канатів, який застосовується стандартом на теперішній час, не відображає дійсних умов роботи канату і не забезпечує його потрібної довговічності. В тих розрахунках, які наводяться в навчальній і довідковій літературі, недооцінюється вплив геометричних і пружних параметрів канатних блоків на довговічність канату. Канат вибирається тільки з умов на розтягнення, в той час, як експериментально доведено, що розрив дротинки в більшості випадків виникає саме при проходженні канатом блоку.

Розглядаючи сили, які виникають при набіганні канату на шків, визначена залежність сили натягу дроту канату на перехідній ділянці в залежності від радіусу пасма, радіусу шківів і кута звивки дротинки. При набіганні канату на шків подовження проволочки на випуклій стороні канату в залежності від сил тертя буде розподілятися в сторону стиску на вогнутій стороні канату. Це подовження змінює осьове зусилля в проволочці.

Для забезпечення відсутності зношування канату і блоку, в точці сходу канату з блоку, була отримана математична залежність для максимально допустимого кута відхилення канату, який сходе з блоку. З умови прилягання канату до борту блоку і запобігання перелому канату по краю борту ривчака був визначений максимально допустимий кут повороту канату в місці відриву його від поверхні блоку.

Кут розкриття ривчака блоку визначається із умови зменшення кручення канату при його девіації і його величина має дуже значний вплив на довговічність канату. В роботі було проаналізовано вплив кута розкриття ривчака блоку на допустимий кут відхилення канату,

який збігає з блоку.

Внаслідок жорсткості канату і того, що його кривизна в зоні набігання на блок змінюється не миттєво, а з деякою кінцевою швидкістю, при набіганні канату на блок, прилягання канату не проходить по всій довжині ручія. Приймаючи закон змінення навантаження зігнутого канату з урахуванням сили тертя між блоком і канатом було отримано формулу для визначення кута, на якому канат відходить від блоку. Це дозволяє отримати більш реальну картину навантаження канату, який зігнутий на блоці.

**Ключові слова:** кран; механізм підйому; канат; блок канатний; контактні напруження; кут відхилення канату; довговічність каната.

## Вступ

Метод розрахунку канатів, який застосовується стандартом на теперішній час не відображає дійсних умов роботи канату і не забезпечує його потрібної довговічності. В тих розрахунках, які наводяться в навчальній і довідковій літературі, недооцінюється вплив геометричних і пружних параметрів блоків на довговічність канатів. . Канат вибирається тільки з умов на розтягнення, в той час, як експериментально доведено, що розрив дротинки в більшості випадків виникає саме при проходженні канатом блоку.

Експериментальні дослідження, які проводилися Б.С.Ковальським [1], Д.Г.Житковим [2], К.М.Масленіковим [3], А.І.Колчиним [4], І.Ф.Нікітіним [5] та іншими показали, що довговічність канату залежить від його конструкції, режимів експлуатації і не може визначатися тільки статичною міцністю.

Вважалося, що основною причиною руйнування канату є втома матеріалу. Кожний дріт канату витримує визначену кількість перегинів, тому експериментально необхідно визначати залежність між строком служби канату і різними факторами, які обумовлюють його знос.**1. Аналіз основних досліджень і публікацій**

Питаннями комплексних досліджень витривалості сталевих канатів займалися такі вчені як Б.С.Ковальський [1],

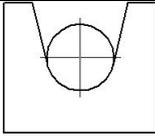
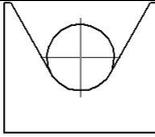
К.М.Масленіков [3], В.Веркле [6], Н.Є.Маркман [7], Д.Г.Житков [3], В.А.Маліновський [8].

### 1. Аналіз основних досліджень і публікацій

Питаннями комплексних досліджень витривалості сталевих канатів займалися такі вчені як Б.С.Ковальський [1], К.М.Масленіков [3], В.Веркле [6], Н.Є.Маркман [7], Д.Г.Житков [3], В.А.Маліновський [8].

Були проведені дослідження, які направлені на створення основ будівельної механіки сталевих канатів, яка базується на загальних принципах механіки деформованого тіла і враховує специфіку канату як складного агрегату. М.Ф.Глушко [9] створив основи теорії розрахунку, які дозволяють достатньо точно оцінити величину напружень, які виникають в сталевих підйомних канатах. В роботі [10] досліджувалося кручення канату, яке викликане його девіацією і показано, що воно залежить від кута розкриття ривчака. І чим більше кут девіації тим більше кручення канату (табл.1).

Таблиця 1 Залежність кручення канату від кута девіації про роботі на блоках з різними кутами розкриття канавки.

Вплив кута девіації та кута розкриття ручія блоку на крутіння сталевих канатів діаметром 20,0 мм							
				30 градусів		60 градусів	
Кут девіації, град	1	1,5	2	2,5	3	4	5
Залежність крутіння канату від кута девіації при куті розкриття ручія 30 градусів							
Крутіння від девіації, град/м	172	286	401	516	573	802	976
Залежність крутіння канату від кута девіації при куті розкриття ручія 60 градусів							
Крутіння від девіації, град/м	115	172	229	286	344	401	516

Кут розкриття ривчака блоку визначається із умови зменшення кручення канату при його девіації. В таблиці 1 наведені залежності кручення канату від кута девіації при роботі на шківів з різними кутами розкриття ривчака блоку.

## 2. Постановка проблеми

Досвід експлуатації показує, що кут розкриття шківів, який рекомендований в нормах, не відповідає умовам роботи талевих канатів. Бокові поверхні ривчаків шківів, які виконані по цим нормам мають інтенсивний знос в наслідок недостатнього кута розкриття. Тому шківів талевих блоків і крон блоків повинні мати кут розкриття стінок канавки 50 проти 40-45 по ОСТ 24-191-01.

Проведені тести і практика показали, що величина повороту канату навкруги своєї осі залежить від кута розкриття рівчака. Чим більший кут, тим менше буде скручуватися канат. Але багато фірм виготовляють шківів з кутами -30, 35 і 45, враховуючи при цьому вимоги різних стандартів.

### 3. Мета проблеми.

Метою наукового дослідження являється удосконалення методики визначення довговічності канату шляхом урахування нових факторів, які суттєво впливають на роботу канату.

### 4. Викладення основного матеріалу

Б.С.Ковальський [1] запропонував новий метод розрахунку кранових підйомних канатів на довговічність, який враховує вплив кратності поліспасти і розміри барабану на механізм підйому. Одним з основних параметрів зносу є радіальний тиск канату на блок, який пропорційний натягненню канату  $T$ . Радіальний тиск визначає напружений стан дроту в місцях контакту одне з одним і жолобом органу навівки. Б.С.Ковальський рекомендував для визначення діаметру блоку таку залежність

$$D = ABC \left( d + abc \frac{T}{d} \right) \quad (1)$$

де  $a$  – коефіцієнт, який залежить від матеріалу блоку (сталь – 1,1; чавун – 1,0; дюралюміній – 0,8; капрон – 0,6);

$b$  – коефіцієнт, який відображає вплив радіусу закруглення ручія  $r$  і залежить від натягнення канату і напрямлення звивання. При запасі міцності  $m = 5 \div 6$  значення наведені в табл.2;

Таблиця 2. Значення коефіцієнта  $b$

r/d	звивання	
	хрестове	одностороннє
0,53	1	1
0,56	1,04	1,02
0,60	1,10	1,05
$\infty$	1,30	1,20

$c$  – коефіцієнт, який враховує металеве заповнення перерізу канату. Для шестипасових канатів типа ТК  $c = 0,21$ , ЛК  $c = 0,20$ , для восьми пасових  $c = 0,23$ .

$A$  – коефіцієнт, який встановлює зв'язок величини  $\frac{D}{d}$  з кількістю циклів  $N$ .

На основі досліджень на пробіжних машинах може бути встановлена така залежність

$$A = \frac{C'}{1 + \frac{C''}{N}}, \quad (2)$$

На основі експериментів Скобла [11] Вернла [12] та інш.  $C' = 14,5, C'' = 56000$ .

У межах  $N = 30000 \div 300000$   $A = 0,2\sqrt[3]{N}$ ;

$B$  – коефіцієнт, який враховує вплив конструкції канату. При межі міцності дроту  $\sigma = 1600 \div 1800$  МПа його значення наведено в табл.3.

Таблиця 3 Значення коефіцієнта  $B$ 

Конструкція	Звивання	
	хрестове	одностороннє
6x19+ОС ТК	1,15	0,95
6x19+ОС ЛК-Р	1,00	0,90
6x37+ОС ТК	1,20	1,10
6x37+ОС ТЛК-О	1,06	0,95

$C$  – коефіцієнт, який враховує вплив розміру дроту на межу витривалості при пульсуючих контактних напруженнях, його значення наведено в табл.4.

Таблиця 4. Значення коефіцієнта  $C$ 

Констр укція канату	$d$				
	6x37+о. с.	0,96	1	1,04	1,06
6x19+о. с.	0,94	1	1,06	1,10	1,13

$D$  – діаметр блоку;

$d$  – діаметр канату.

Розглянемо приклад  $T = 31123$  Н,  $d_k = 17,5$  мм. канат ЛК-3 6x25, 4м. Вибираємо діаметр блоку і барабану за нормативними даними

$$D = ed_k = 25 \cdot 175 = 437,5 \text{ мм}$$

формулою Ковальського:

$$D = ABC \left( d_k + 0,25 \frac{S}{d_k} \right) = 10 \cdot 1 \cdot 1 \left( 17,5 + 0,25 \frac{31123}{9,81 \cdot 17,5} \right) = 628 \text{ мм}$$

де С при  $\frac{r}{d} = \frac{10}{17,5} = 0,57$  за графіком 1.3 приймаємо 1. А=10 приймаємо з графіку 2.1. Маємо для  $N = 150000$  циклів.

Як бачимо, нормативне значення діаметра блоку барабану відрізняють від рекомендованого Б.С.Ковальським на 30%.

Визначимо довговічність канату при цьому діаметрі блоку

$$A = \frac{D}{BC \left( d_k + 0,25 \frac{S}{d_k} \right)} = \frac{437,5}{1 \cdot 1 \cdot \left( 17,5 + 0,25 \frac{31123}{9,81 \cdot 17,5} \right)} = 6,97$$

Цьому значенню А відповідає довговічність у 50000 циклів.

Як бачимо з розрахунку, довговічність канату вибраного за нормативними, даними зменшується в 3 рази. Розглянемо інший випадок. Візьмемо канат ТК 6х18 хрестового звивання, який має зсилля 28495Н діаметром 17мм. Для цього канату будемо мати діаметр блоку

$$D = 25 \cdot 17 = 425$$

Визначимо довговічність для цього діаметру блока

$$A = \frac{425}{1,1 \cdot 1,1 \left( 17 + 0,25 \frac{28495}{9,81 \cdot 17} \right)} = 5,96$$

При цьому значенні А відповідає довговічність у 25000 циклів. За формулою Ковальського при А=10

$$D = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 10 \left( 17 + 0,25 \frac{28495}{9,81 \cdot 17} \right) = 712,7 \text{ мм}$$

З графіка 1 отримуємо  $N=150000$  циклів. Як бачимо, при збільшенні діаметру блоку на 68% ми отримуємо збільшення довговічності в 6 разів.

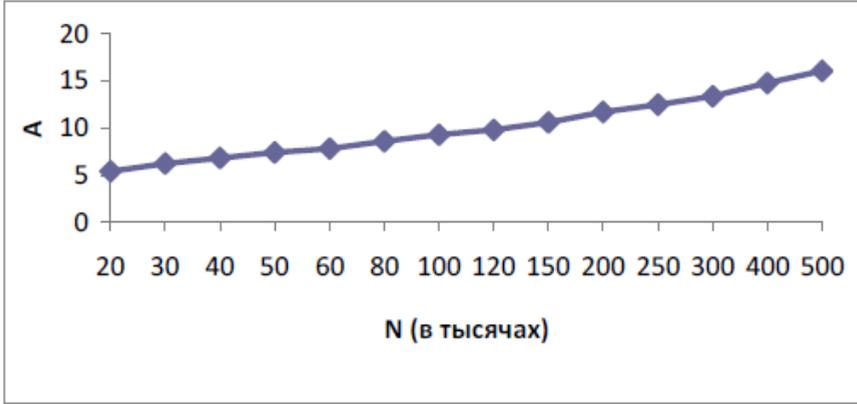


Рис.1 – Залежність коефіцієнта A впливу перегинів канату на блоках за час роботи.

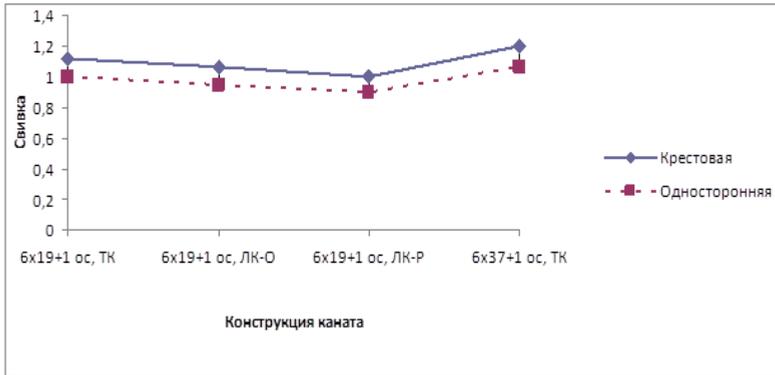


Рис.2 – Коефіцієнт B враховуючий вплив конструкції на канат



Рис 3 – Коефіцієнт C враховує вплив радіуса кривизни рівчача блоку або канавки барабану.

Як було вказано вище, кут розкриття рівчака канатного блоку дуже сильно впливає на довговічність роботи канату, але його не було враховано у формулі Б.С.Ковальського. Нами були проведені експериментальні дослідження, на основі яких була виведена формула для визначення впливу кута розкриття рівчака блоку на довговічність канату

$$h = 0,2(0,2\beta - 1) \quad (3)$$

Графік залежності коефіцієнту  $h$  від кута розкриття рівчака блоку наведена на рис. 3.

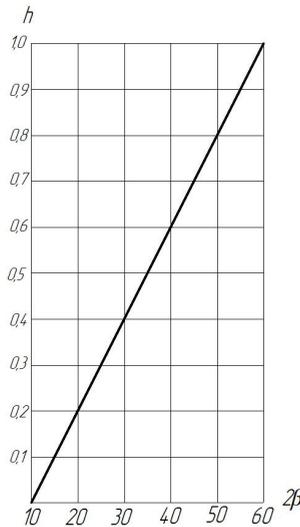


Рис.3 Залежність коефіцієнта  $h$  від кута  $\beta$

Тоді формула (1) приймає вигляд

$$D = \frac{ABC}{h} \left( d + abc \frac{T}{d} \right) \quad (4)$$

### Висновки.

Аналіз отриманих рішень показав, що крім основних факторів, які включені в методику розрахунку канатів по строку служби Б.С.Ковальським, є ще ряд інших показників, які мають значний вплив і врахування яких допоможе значно підвищити довговічність кранових канатів.

### Список використаної літератури

1. Ковальский Б.С. Грузоподъемные машины, канаты, блоки, барабаны / Б.С.Ковальский . – Харьков.: ХВКИУ, 1961. – 196с.

2. Житков Д.Г. Стальные канаты для подъемно-транспортных машин /Д.Г.Житков, И.Т.Поспехов// - М.: Металлургиздат, 1953.-391с.
3. Масленников К.М. Результаты исследования и расчет канатов на прочность и долговечность /К.М.Масленников // - Труды ВНИИПТМАШ. Исследование узлов и деталей ПТМ, вып.7(29), М.:1962.
4. Колчин А.И. Стальные канаты. /А.И.Колчин// - М.,Машгиз, 1950.-102с.
5. Никитин И.Ф. Изменение усилий в проволоках каната при пробегании его по блоку. / И.Ф.Никитин // -Сб. «Вопросы рудничного транспорта»,вып. 8, М.: «Недра», 1965.
6. Wernle W. Articles in 2-d VDU N. 13,1929, N.6? 1930, N.52, 1934.
7. Маркман И.Е. Опыт эксплуатации канатов с пружинными сердечниками на открытых горных работах / И.Е.Маркман, А.И.Бурдов // - Сб. «Стальные канаты», вып. 2, Киев.: «Техника», 1965.
8. Малиновский В.А. Стальные канаты / В.А.Малиновский // Часть 1: Некоторые вопросы технологии расчета и проектирования.-Одесса: Астропринт, 2001.-188с.
9. Глушко М.Ф. Стальные канаты / М.Ф.Глушко.- К.:Техніка, 1966.- 328с.
10. Свиридов А.А. Влияние геометрии ручья шкива на работу стальных канатов / А.А.Свиридов // Журнал Подъемные сооружения. Специальная техника, - 2018, Вып № 8 (191), с.19-21
11. Scobl W. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering 1920, 1924, 1928, 1936. Wire Rope Rescheich Cantee.
12. Wernle W. Drahtseilforschung Zeitschrift des Yereine Deutscher Ingenieurs, Band 78, N.52, 1934.

## DETERMINATION OF THE INFLUENCE OF GEOMETRIC PARAMETERS OF ROPE UNITS ON THE DURABILITY OF ROPE

Fidrovskа N. M.<sup>1</sup>, Pisartsov O. S.<sup>2</sup>, Nesterenko V. V.<sup>3</sup>

*Kharkiv national automobile and highway university<sup>1</sup>,*

*Hartron-Arkos scientific and production enterprise<sup>2</sup>,*

*May Day branch of the national university of shipbuilding named of Admiral Makarov<sup>3</sup>.*

**Abstract.** Current technologies require more and more new standards for the reliability and durability of hoisting ropes. When choosing the design of the rope it is necessary to consider the conditions in which they will be operated and make calculations based on these conditions. The current standard-based method of calculating the ropes does not reflect actual rope operating conditions and does not ensure the required durability. The calculations provided in the course books and reference guides underestimate the impact of the geometric and elastic parameters of the rope

sheaves on the durability of the rope. The rope is selected only based on the conditions on extension, while it has been experimentally proved that the wire breakage occurs precisely in most cases when the rope passes through the sheave.

Considering the forces that arise when a rope is rolled on a pulley, the dependence of the tension of the rope wire on the transition point is determined, depending on the radius of the pulley, and the angle of the wire twist. When the rope runs on a pulley, the elongation of the wire on the convex side of the rope, depending on the friction forces, will be distributed to the compression, side on the concave side of the rope. This elongation changes the axial force in the wire.

To ensure the absence of wear of the rope and the sheave, at the point of the rope coming off the sheave, a mathematical relationship has been obtained for the maximum allowable deflection angle of a rope coming off the sheave. The maximum allowable rotation angle of the rope at the point of its detachment from the surface of the sheave has been determined based on the contact of the rope with the sheave rim and prevention of the rope fracture along the edge of the groove rim.

The expansion angle of the sheave groove is determined considering the reduction the torsion of the rope when it is deviated, and its amount has a very significant effect on the durability of the rope. The thesis contains the analysis of the influence of the expansion angle of the sheave groove on the allowable deflection angle of the rope coming off the sheave.

Due to the inflexibility of the rope and the fact that its curvature in the zone of winding on the sheave does not change instantly, but with a certain terminal speed, when the rope winds on the sheave, the contact of the rope does not occur along the entire length of the groove. By applying the law of changing the load of a bent rope, taking into account the frictional force between the sheave and the rope, a formula has been obtained to determine the angle at which the rope comes off the sheave. This provides a more truthful overview of the load of the rope when bent on the sheave.

**Keywords:** crane, hoisting mechanism, rope, rope sheave, contact stresses, deflection angle of a rope, durability of rope.