

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

2(50)

Подъемно-транспортная техника

2016

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ

Засновник: Одеський національний політехнічний університет,
Підйомно-транспортна академія наук України

Редакційна колегія

Бойко А.О. – доктор технічних наук, доцент
Григоров О.В. – доктор технічних наук, професор
Колісник М.П. – кандидат технічних наук, професор
Крупко В.Г. – кандидат технічних наук, доцент
Ловейкін В.С. – доктор технічних наук, професор
Малашенко В.О. – доктор технічних наук, професор
Мартовицький Л.М. – кандидат технічних наук, доцент
Михайлов Є.П. – кандидат технічних наук, доцент
Ракша С.В. – доктор технічних наук, професор
Семенюк В.Ф. – доктор технічних наук, професор
Ситник М.П. – доктор технічних наук
Смирнов Г.Ф. – кандидат технічних наук, професор
Суглобов В.В. – доктор технічних наук, професор

Головний редактор: **Семенюк В.Ф.**

Заступник головного редактора: **Смирнов Г.Ф.**

Відповідальний секретар редакції: **Вудвуд О.М.**

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України
13 вересня 2001 р.

Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук (постанова президії ВАК - липень 2010 року).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету (протокол № 2 від 18.10.2016).

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,
пр. Шевченка 1, ОНПУ
Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.
E-mail: uni06450@gmail.com
Електронна версія журналу – <http://ptt-journals.net>



Здано у набір 19.10.2016. Підписано до друку 18.10.2016.
Формат 17x26. Тираж 100.

ЗМІСТ

Журавлев Д.Ю. ВОЗБУЖДАЮЩИЕ ФАКТОРЫ В РОБАСТНЫХ ТРИБОСИСТЕМАХ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 2).....	4
Мартовицкий Л.М., Сочава А.И., Глушко В.И. КРИТИЧНИЙ СТАН КРАНОВИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ.....	17
Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Крушельницький В.В. АПАРАТНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МОСТОВОГО КРАНА.....	25
Сороківський О.І., Іванус Н.В. ВПЛИВ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ НОВИХ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ НА ЇЇ СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	34
Чаюн И.М., Непомнящий А.В., Чаюн М.И. СВЯЗЬ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ ПОДЪЕМНОГО КАБЕЛЬ- КАНАТА С ЕГО ДЕФОРМИРОВАННО-НАПРЯЖЕННЫМ СОСТОЯНИЕМ.....	42
Попель О.Е., Олешук О.В. АНАЛИЗ ВИНТОВЫХ ЭЛЕКТРОДОМКРАТОВ ДЛЯ ПОДЪЕМА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ ПО ИХ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЮ.....	56
Возный А.В. ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТЬ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ.....	62
Сологуб Б.В., Данило Я.Я., Предко Р.Я. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ГІРСЬКОЛИЖНИХ КАНАТНИХ ВИТЯГІВ.....	71
Проценко В.О., Клементьева О.Ю. ХАРАКТЕРИСТИКИ КВАЗИНУЛЬОВИХ МУФТ З КАНАТНИМИ ПРУЖНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ СТИСКАННЯ.....	81
Скрыпник В.С. НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ТОРМОЗНЫХ ШКИВОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 1).....	90

УДК 629 - 413 - 592.112

Журавлев Д.Ю., к.т.н.

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

ВОЗБУЖДАЮЩИЕ ФАКТОРЫ В РОБАСТНЫХ ТРИБОСИСТЕМАХ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 2)

Аннотация. В материалах статьи отражены возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов, к которым отнесены: усилия натяжения набегающей и сбегающей ветвей тормозной ленты и эксплуатационные параметры на которые они влияют. Эксплуатационными параметрами являются: импульсные нормальные усилия, динамический коэффициент трения, импульсная сила трения, работа трения, импульсный тормозной момент. При этом достигнуто квазистабильности эксплуатационных параметров на ветвях тормозной ленты за счет изменения площадей контактов микровыступов накладки при их фрикционном взаимодействии с рабочей поверхностью обода тормозного шкива.

Анотація. У матеріалах статті відображені збуджуючі фактори в робастних трибосистемах стрічково-колодкових гальм, до яких віднесено: зусилля натягу набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки і експлуатаційні параметри на які вони впливають. Експлуатаційними параметрами є: імпульсні нормальні зусилля, динамічний коефіцієнт тертя, імпульсна сила тертя, робота тертя, імпульсний гальмівний момент. При цьому досягнуто квазістабілізації експлуатаційних параметрів на гілках гальмівної стрічки за рахунок зміни площ контактів микровиступів накладки при їх фрикційній взаємодії з робочою поверхнею обода гальмівного шківa.

Abstract. The article describes excitation factors in robust tribo-systems of band-shoe brakes which include: the pulling force of tight and slack strands of a brake band and performance parameters affected by them. The performance parameters involve: the impulse normal force, the dynamic friction coefficient, the impulse friction force, the friction work and the impulse brake torque. The quasi-stabilization of the performance parameters on the brake band strands is achieved by means of changing contact areas of lining micro-projections during their friction interaction with the working surface of the brake puley rim.

Постановка проблемы. Робастный подход к расчету и проектированию узлов ленточно-колодочных тормозов подъемно-

транспортных машин, в частности, тормозов буровой лебедки, является новым направлением, поскольку включает в себя не только состояние их поверхностных и подповерхностных слоев, связанных с качеством фрикционных поверхностей, устойчивостью и стабилизацией эксплуатационных параметров. Возбуждающим фактором для последних (импульсное нормальное усилие, динамический коэффициент трения, импульсная сила трения, работа трения, импульсный тормозной момент) является натяжение ветвей ленты тормоза.

Анализ последних исследований. В первой части материалов статьи [1] были отражены возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов, к которым отнесены: микровыступы фрикционного взаимодействия; состояния поверхностных и подповерхностных слоев полимерных накладок, закономерности изменения динамических коэффициентов трения, колебания основных деталей фрикционного узла тормоза. Приведена оценка возбуждающих факторов и установлено их влияние на энергетический баланс трибосопряжения. Однако в данных исследованиях не был затронут вопрос об эксплуатационных параметрах фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза, которые напрямую зависят от возбуждающего фактора - численной разности усилий натяжений набегающей и сбегающей ветви и их переменных соотношений.

Нерешенные части общей проблемы. Общей проблемой является установление влияния основного возбуждающего фактора (усилий натяжения набегающей и сбегающей ветви тормозной ленты ленточно-колодочного тормоза) на закономерности изменения эксплуатационных параметров (импульсного нормального усилия, динамического коэффициента трения, работы трения, импульсного тормозного момента), в основном, за счет усовершенствования фрикционных узлов тормоза. Такой подход в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов позволит квазистабиллизировать их эксплуатационные параметры.

Основной материал. Проанализируем существующие методики расчета эксплуатационных параметров фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок, приведенные в работах [2, 3, 4, 5]. На рис. 1 *а, б* приведены схемы: размещения фрикционных накладок на тормозном шкиве (*а*) и ленточно-колодочного тормоза с эпюрой удельных нагрузок в парах трения по дуге обхвата (*б*). Указанные схемы предложены проф. А.Л. Ильским [2]. Расчет натяжений набегающей и сбегающей ветвей тормозной ленты выполнялся по формуле Эйлера $S_H/S_C=e^{f\alpha}$. Динамический коэффициент трения во фрикционных узлах рассчитывался в зависимости от разности натяжений участков ленты над каждой

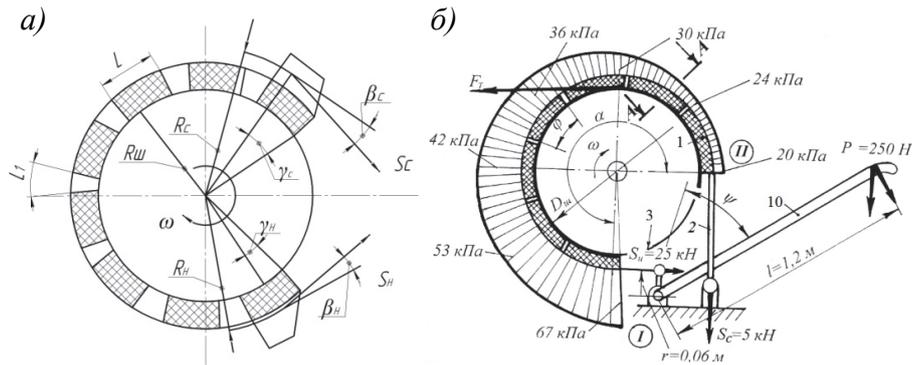


Рисунок 1 а, б – Схемы: расположения накладок на ободе шкивов (а) ленточно-колодочного тормоза с эпюрой удельных нагрузок в парах трения на дуге обхвата (б): 1 - фрикционные накладки; 2 - тормозной шкив; 3 - тормозная лента с набегающей (I) и сбегающей (II) ветвью; 4 - тормозной рычаг; α, φ - углы обхвата: лентой и накладкой шкива; $\beta_c, \beta_n, \gamma_c, \gamma_n$ - углы: между сбегающими и набегающими концами ленты и тангенциальной линией; прикладывания тангенциальной силы на сбегающих и набегающих участках накладки; L, L_1 - ширина накладки и зазора между накладками; ψ - угол поворота тормозного рычага; $D_{ш}$ - диаметр обода шкива; r - радиус кривошипа; P_p - усилие рабочего; S_n, S_c - натяжение ветви: набегающей и сбегающей; F_T - сила трения; ω - угловая скорость шкива

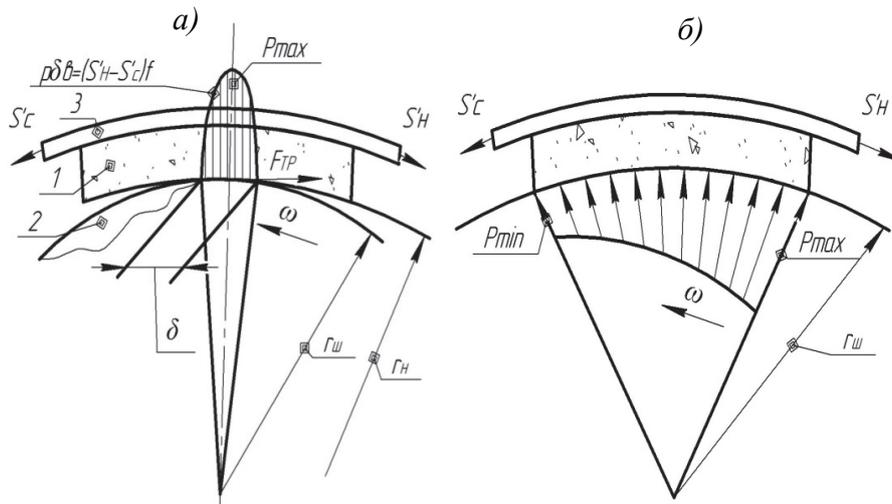


Рисунок 2 а, б – Эпюра удельных нагрузок (р) при фрикционном взаимодействии пары трения "шкив - накладка" при условии $\rho_{ш} < \rho_n$ (а) и $\rho_{ш} = \rho_n$ (б) (радиусы кривизны): 1 - фрикционная накладка; 2, 3 - тормозные: шкив, лента; f - динамический коэффициент трения

накладкой по методике, изложенной в работе [2]. В тормозе, приведенном на рис. 1 б фрикционные накладки сложены из разного количества серийных накладок, размеры одной из которых составляет 120x230x30 мм. Первая фрикционная накладка содержит 6,75; вторая - 5,81; третья - 5,71; четвертая - 6,22; пятая - 4,11; шестая - 3,6 серийных накладок, выходит что собранные накладки имеют различный угол обхвата обода шкива. Импульсная нормальная сила, которая возникает при взаимодействии микровыступов пар трения определялась по зависимости вида $N=(S_H-S_C)/f$. В табл. 1 приведены расчеты эксплуатационных параметров фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки.

Проанализируем полученные расчетные величины эксплуатационных параметров фрикционных узлов тормоза.

Наибольший угол обхвата ($\varphi=32,2^\circ$) рабочей поверхности обода шкива, площадь поверхности взаимодействия ($A=0,9 \text{ м}^2$) и коэффициент взаимного перекрытия ($k_{вз}=0,715$) имеет шестая фрикционная накладка, которая находится на конце набегающей ветви ленты. $k_{вз}$ на сбегающей и набегающей ветвях ленты составляет, соответственно, 0,279 и 0,631, при этом их отношение составляет 2,26. Динамический коэффициент трения в направлении от сбегающей ветви к набегающей уменьшается от 0,4 до 0,342, отношение равняется 1,25. В тоже время как в серийном тормозе по данным С.В. Балаболина минимальное значение динамического коэффициента трения составляет 0,308.

Отношение максимальной к минимальной величине динамических коэффициентов трения на сбегающей и набегающей ветвях ленты мало отличаются между собой (1,11 и 1,023). Усилие натяжения от сбегающей к набегающей ветки ленты изменяется от 6,84 до 25,055 кН; отношение составляет 3,66, а в серийном тормозе с 22-мя накладками - 4,55), а их отношение по ветвях, соответственно, равняется 1,71 и 1,66. Импульсные нормальные усилия при фрикционном взаимодействии микровыступов пар трения по длине ленты изменяется от 4,6 до 58,64 кН, а их отношение составляет 12,75. При этом отношение максимальной к минимальной величине импульсного нормального усилия по ветках составляет 4,03 и 2,05. Импульсные удельные нагрузки по длине изменяются от 24,48 до 65,42, их отношение равнялось 2,67. Отношение максимальной к минимальной величине импульсных удельных нагрузок на сбегающей и набегающей ветвях ленты составило соответственно, 1,49 и 1,56.

Таким образом, возбуждающим фактором в ленточно-колодочном тормозе являются величины сил натяжений набегающей (S_H) и сбегающей (S_C) ветвей ленты, их отношение и разность. Особенно, $S_H-S_C=F_T$, которая является составляющей при определении

Таблица 1 – Эксплуатационные параметры и их отношения во фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза

Тормозная лента с ветвями						
Набегающей (I) сбегающей (II)			Величина параметров и их отношения			
6	5	4	3	2	1	Номер накладки
270	225	180	135	90	45	$\alpha, \text{ }^\circ$
32,2	28,6	24,49	18,27	12,56	6,75	$\varphi, \text{ }^\circ$
0,90	0,80	0,68	0,51	0,35	0,188	$A, \text{ м}^2$
0,715	0,635	0,544	0,406	0,28	0,15	k_{B3} *
	0,631			0,279		k_{B3} **
		2,26				k_{B3}
0,342	0,348	0,35	0,36	0,38	0,4	f
	1,023			1,11		f^*
		1,25				f^{***}
5,011	3,922	3,0	2,3354	1,8167	1,3689	e^{fo}
25,055	19,61	15,01	11,68	9,08	6,84	$S_H, \text{ кН}$
	1,66			1,71		$S_H^*, \text{ кН}$
		5,01				$S_H^{***}, \text{ кН}$
58,64	41,98	28,61	18,56	10,74	4,60	$N, \text{ кН}$
	2,05			4,03		N^*
		12,75				N^{***}
65,42	52,73	41,97	36,49	30,69	24,48	$p, \text{ кПа}$
	1,56			1,49		p^*
		2,67				p^{***}

*Примечание - характеризуют отношение максимальной к минимальной величине параметров, соответственно, на набегающей и сбегающей ветви и на тормозной ленте

импульсного нормального усилия (N), динамического коэффициента трения (f) и тормозного момента (M_T).

Систему нагружения пар трения тормоза необходимо рассматривать на макро-, микро, и наноуровнях с учетом того какие последствия она вызовет.

Остановимся на фрикционном взаимодействии пар трения ленточно-колодочного тормоза при спуске колонны бурильных труб в скважину.

В ленточно-колодочном тормозе с новыми фрикционными накладками радиус кривизны поверхности трения обода шкива меньше

радиуса кривизны их рабочих поверхностей. Это обстоятельство приводит к тому, что неприработанные поверхности накладок имеют при торможении линейный контакт с поверхностью обода шкива. При этом за счет линейного контакта и условия, что (на первой стадии фрикционного взаимодействия) фактическая площадь контактирования (A_{ϕ}) мала по сравнению с номинальной (A_H) и производится суммирование составляющих генерируемых электрических токов, носящих импульсный и волновой характер. После чего при условии $A_H = A_{\phi}$ развивается трибоЭДС в сопряжении, что ведет к появлению тепловых токов в поверхностных и приповерхностных слоях пар трения. В связи с тем, что величина тормозного момента, создаваемого парами трения тормоза и состоящего из "долевых тормозных моментов", развиваемых каждой накладкой и лентой над ней в отдельности, на начальной стадии эксплуатации тормоза отвечает техническим требованиям, следовательно, каждая накладка обеспечивает необходимую силу трения. При этом эпюра распределения удельных нагрузок на накладке характеризуется колебаниями пиков импульсных нормальных усилий, наибольшая величина которого определяется минимальностью зоны контакта. В свою очередь, зона контактов микровыступов тем меньше, чем больше разность радиусов кривизны сопряженных поверхностей. В целом же характер распределения удельных нагрузок по длине тормозной ленты соответствует закону Эйлера. Из рис. 2 а видно, что большая часть зоны контактов микровыступов накладки остается ненагруженной. По мере приработки рабочих поверхностей фрикционных накладок, они изнашиваясь, приобретают кривизну поверхности трения обода шкива ($r_H = r_{ш}$). При этом в контакте участвует вся рабочая часть набегающей поверхности накладки, и распределение удельных нагрузок характеризуется относительной равномерностью (рис. 2 б). Закономерность их распределения аналогична изменению удельных нагрузок (p) по длине тормозной ленты - максимум (p) - на набегающей ветви, минимум - на сбегающей.

Динамический коэффициент трения в трибосопряжениях фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза при электротермомеханическом трении носит импульсный характер. Это связано с импульсным подводом нормальных усилий к пятнам контактов микровыступов пар трения тормоза и развитие на их номинальных поверхностях импульсных сил трения.

Рассмотрим вопрос многофакторного анализа динамического коэффициента трения в трибосистеме в лабораторных условиях. В качестве трибосистемы выступает модельный ленточно-колодочный тормоз с режимными параметрами усилия на рукоятке управления тормозом и работа торможения. С применением метода математического планирования экстремальных экспериментов

получены функциональные зависимости динамического коэффициента трения от варьируемых параметров в виде полиномов второго порядка адекватно описывающих исследуемые процессы. В качестве трибосопряжения на микро- и наноуровнях выступает эталонное изменение динамического коэффициента трения пары «Ретинакс ФК-24А–сталь 35ХНЛ» в функции от поверхностной температуры, величины которой отвечают определенным законам, исходя из возрастающей и падающей характеристик динамического коэффициента трения. Оценка последнего произведется по принципу суперпозиции с учетом многофакторного анализа следующих параметров: процессов вынужденного охлаждения и нагревания; поляризационных и деполяризационных процессов на пятнах контактов микровыступов пары трения; типа контактов микровыступов в зависимости от работы выхода электронов и ионов из их материалов; образования первичных и вторичных структур на поверхностях фрикционного взаимодействия; разрушение и восстановление пленок на поверхностях и т.д.

Динамический коэффициент трения необходимо оценивать на макро- микро и наноуровнях как в трибосистеме, так и в трибосопряжении. На макроуровне необходимо поэтапно определить влияние основных режимных факторов (нагрузка на рукоятку управления тормозом (F_p) и работу торможения (W_{mp})). На микро- и наноуровнях необходимо установить тип контакта, работу выхода электронов и ионов из материалов пятен микровыступов, оценить: поляризационные и деполяризационные процессы, генерируемую и аккумулированную энергии, соответственно, электрических и тепловых токов, и влияние тепловой нагруженности номинальных площадей контакта на динамический коэффициент трения в трибосопряжении. Для детального исследования на макроуровне динамического коэффициента трения в трибосистеме предлагается его рассмотрение на четырех этапах (подблоках).

В практике машиностроения широко применяется проведение поэтапных испытаний. Лабораторные испытания все же полностью позволяют выявить влияние конструктивных особенностей и ряда других характеристик на его износ-фрикционные свойства узла трения. В связи с этим существенным является проведение стендовых испытаний пар трения модельного ленточно-колодочного тормоза, отвечающим серийным фрикционным узлам. Приведем результаты исследований влияния основных режимных факторов (нагрузка на рукоятку управления тормоза (F_p) и работа торможения (W_{mp})) на динамический коэффициент трения (f). В качестве материалов пары трения были выбраны «ФК-24А – сталь 35ХНЛ». Значения натуральных и кодовых уровней представлены в табл. 2.

Таблица 2 – Натуральные значения

Уровни факторов	Кодовые значения		Подблоки							
			I-ый		II-ой		III-ий		IV-ый	
			$F_p, Н$	$W_{тр}, Дж$						
Основной уровень	0	0	250	7355	350	20775	450	41775	550	70275
Интервал варьирования	1	1	50	4815	50	8575	50	12375	50	16125
Верхний уровень	+1	+1	300	12150	400	29400	500	54150	600	86400
Нижний уровень	-1	-1	200	2520	300	12150	400	29400	500	54150
«Звездные точки»	+R	+R	300	12150	400	29400	500	54150	600	86400
«Звездные точки»	-R	-R	200	2520	300	12150	400	29400	500	54150

Согласно принятому плану полного факторного эксперимента всего должно быть проведено 9 опытов, каждый из них должен повторяться трижды в случайном порядке для исключения систематических ошибок. Для получения математической модели объекта был использован метод группового учета аргументов, основанный на некоторых принципах теории обучения и самоорганизации. Рассмотрены различные сочетания входных и промежуточных переменных, для каждого сочетания строится модель, причем при построении рядов селекции используются самые регулярные переменные.

Ряды строятся до тех пор, пока снижается ошибка. Таким образом, из всей совокупности моделей выбирается та, которая является оптимальной с точки зрения выбранного критерия.

Согласно плану эксперимента в каждом подблоке были проведены 9 опытов. Для уменьшения систематических погрешностей опыты повторены трижды в случайном порядке. На основании экспериментальных данных рассчитано среднее значения выходного параметра y (динамический коэффициент трения).

Матрицы плана и результаты опытов представлены в табл.3. После обработки результатов экспериментов, выполненных с помощью компьютерных технологий получены следующие модели объекта для каждого подблока:

$$y_1 = 0,65 - 2,627 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 2,365 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 + 1,642 \cdot 10^{-8} \cdot x_1 \cdot x_2 + 5,333 \cdot 10^{-6} \cdot x_1^2 + 1,33 \cdot 10^{-9} \cdot x_2^2; \tag{1}$$

$$y_2 = 1,823 - 8,707 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 3,572 \cdot 10^{-6} \cdot x_2 + 2,667 \cdot 10^{-8} \cdot x_1 \cdot x_2 + 1,187 \cdot 10^{-5} \cdot x_1^2 - 1,456 \cdot 10^{-10} \cdot x_2^2; \tag{2}$$

$$y_3 = 2,973 - 0,011 \cdot x_1 - 1,136 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 + 4,444 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 \cdot x_2 + 1,213 \cdot 10^{-5} \cdot x_1^2 + 1,099 \cdot 10^{-10} \cdot x_2^2; \quad (3)$$

$$y_4 = 0,884 - 1,958 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 1,202 \cdot 10^{-7} \cdot x_2 + 1,446 \cdot 10^{-8} \cdot x_1 \cdot x_2 + 8,023 \cdot 10^{-7} \cdot x_1^2 - 5,508 \cdot 10^{-11} \cdot x_2^2. \quad (4)$$

Таблица 3 – Матрица плана и результаты опытов

№ опыта	Матрица плана		Результаты опытов по подблокам, y			
	x_1	x_2	I	II	III	IV
1	-1	-1	0,284	0,301	0,323	0,330
2	+1	-1	0,314	0,308	0,331	0,320
3	-1	+1	0,277	0,279	0,307	0,304
4	+1	+1	0,323	0,332	0,326	0,280
5	+R	0	0,252	0,309	0,308	0,345
6	-R	0	0,280	0,323	0,307	0,335
7	0	+R	0,282	0,267	0,298	0,314
8	0	-R	0,285	0,284	0,290	0,300
9	0	0	0,258	0,286	0,272	0,340

Полученные математические модели для наглядности дальнейшего анализа можно представить графически в виде поверхности отклика. Так как число факторов равно двум, полученные математические модели проиллюстрируются плоскостью в трехмерном пространстве. По координатным осям откладываем факторы F_p и W_{mp} и выходную функцию f .

Анализ полученных математических моделей по **I подблоку** (рис. 3 а) показывает, что на начальных глубинах, спуска бурильного инструмента в скважину динамический коэффициент трения при прирабатываемых рабочих поверхностях фрикционных накладок с плавным увеличением нагрузки на рычаг управления тормозом и работы торможения увеличивается и проходит через минимум. Это объясняется увеличением площади пятен контактов микровыступов пар трения, а также тем, что на начальных глубинах спуска температура на рабочих поверхностях тормозного шкива увеличивается, но не достигает пока допустимой температуры для материалов фрикционной накладки.

Если оценить математическую модель **II подблока**, то характер нагрузки на рукоятку управления тормозом и работа торможения на динамический коэффициент трения в пределах выбранного режима оказываются одинаковыми. Количественно больше влияет на выходной параметр нагрузка, прикладываемая бурильщиком. Сначала динамический коэффициент трения уменьшается, а затем возрастает, проходя через минимум (рис. 3 б). Поверхность отклика представляет собой эллиптический параболоид.

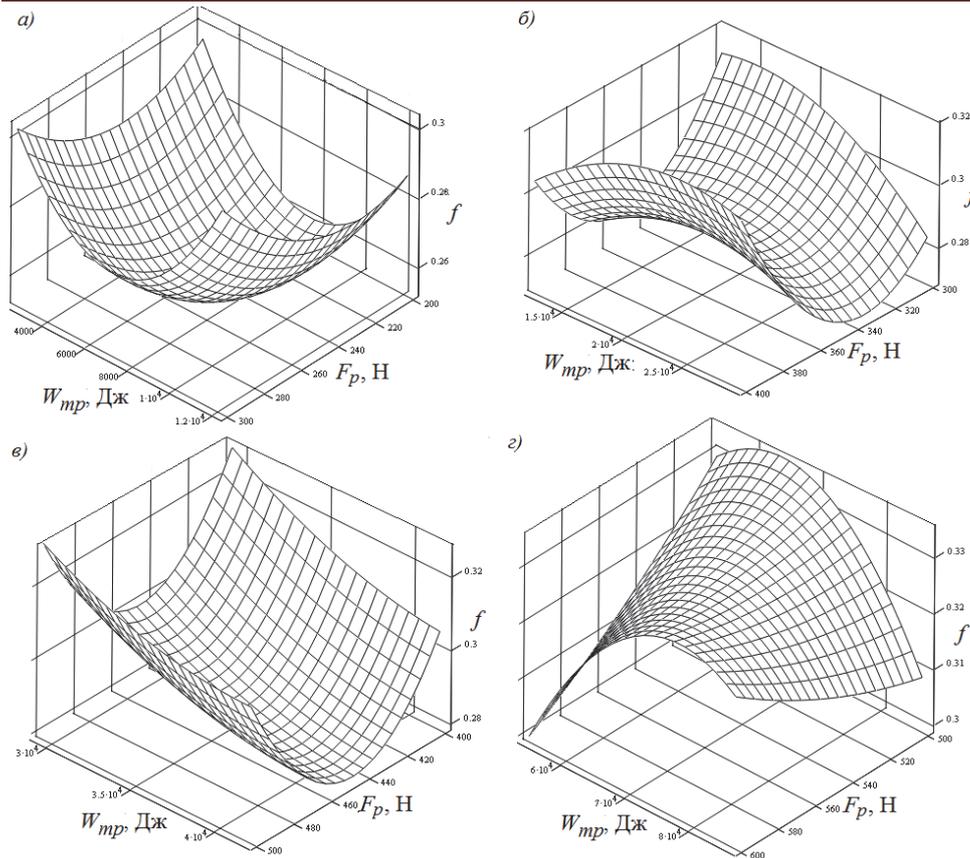


Рисунок 3 а, б, в, з – Закономерности изменения динамического коэффициента трения (f) от нагрузки (F_p) на рычаг управления тормозом и работы торможения (W_{mp}) на различных этапах исследования (подблоках): а – I-ый; б – II-ой; в – III-ий; з – IV-ый

Характер влияния режимных параметров на динамический коэффициент трения по **III подблоку** представлен на рис. 3 в. Поверхность отклика имеет седлообразную форму. С увеличением нагрузки на рукоятку управления тормозом динамический коэффициент трения сначала уменьшается, затем возрастает. Работа торможения действует двояко. При меньших нагрузках с увеличением работы торможения выходная функции уменьшается, при больших нагрузках – увеличивается.

Зависимость функции отклика от режимных факторов нагрузки на рукоятку и работы торможения по **IV подблоку** представлена на рис. 3 з. Как видно из последнего получили криволинейную поверхность отклика. С резким уменьшением и увеличением работы торможения динамический коэффициент трения резко уменьшается, проходя через минимум по краям экспериментов, но зато в центре эксперимента резко увеличивается. Это свидетельствует о том, что

рабочая поверхность фрикционной накладки попала в зону допустимой температуры для ее материалов. На этом этапе нужный тормозной момент создается за счет увеличения нагрузки на рукоятку управления тормозом. С увеличением нагрузки на рукоятку управления тормозом незначительно увеличивается динамический коэффициент трения, что приводит к росту тормозного момента.

Полученные математические модели позволяют оценить влияние факторов и их взаимодействие на динамический коэффициент трения, адекватно воспроизводят исследуемый процесс трения при торможении, так как их погрешность по данным исходной выборки находится в пределах 7,5%, что допустимо, поэтому они могут быть использованы при анализе и синтезе фрикционных узлов и подборе новых материалов трибосопряжения.

Оценка нагруженности ветвей тормозной ленты с накладками, а также рассмотрение каждой фрикционной накладки с участком тормозной ленты позволяет утверждать, что последнее сочетание представляет собой отдельное тормозное устройство, которое в зависимости от его геометрического положения развивает разный тормозной момент так как наблюдается постоянная смена набегающей и сбегающей площадей микровыступов пар трения, а также набегающих и сбегающих частей обода тормозного шкива, попадающие под разные ветви ленты.

На рис. 4 а приведены распределения импульсных долевых тормозных моментов, создаваемой каждой накладкой и участком ленты над ней, при постоянном (M_{fc}) и переменном (M_{fv}) динамическом коэффициентах трения по длине тормозной ленты. Если изобразить в виде графических зависимостей $M = f(\varphi)$ при постоянном и переменном динамическом коэффициенте трения, то с математической точки зрения построенные кривые будут представлять собой продифференцированную по углу обхвата обода шкива тормозной лентой зависимость тормозного момента, а площадь под соответствующей кривой будет равна суммарному тормозному моменту, создаваемому ленточно-колодочным тормозом.

Из анализа распределения долевых тормозных моментов видно, что каждая накладка, расположенная на сбегающей ветви тормозной ленты, при переменном коэффициенте трения имеет больший тормозной момент, чем при постоянном. Это объясняется тем, что на сбегающей ветви ленты удельные нагрузки в парах трения минимальные, поэтому динамический коэффициент трения $f = 0,345 - 0,31$ (рис. 4 а) больше по значению средней величины $f = 0,308$. По мере возрастания удельных нагрузок в парах трения от сбегающей к набегающей ветви ленты динамический коэффициент трения падает и становится ниже среднего значения ($f = 0,307 - 0,253$), однако

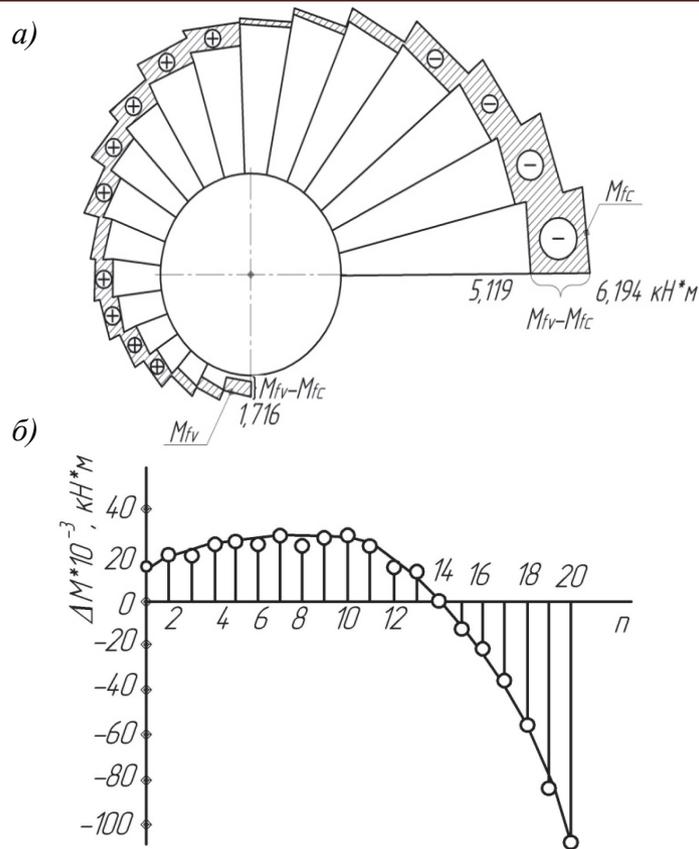


Рисунок 4 а, б – Распределение импульсных долевых тормозных моментов, создаваемых каждой накладкой и участком ленты, при постоянном (M_{fc}) и переменном (M_{fv}) динамических коэффициентах трения (а) и динамика распределения их градиентов (б) по длине ленты тормоза БУ-2500 ЭП

импульсный тормозной момент до 14-ой накладке при постоянном динамическом коэффициенте трения остается большим импульсного тормозного момента чем при переменном его значении. На 14-ой накладке импульсные тормозные моменты равны, а дальше наблюдается увеличение импульсного тормозного момента при переменном динамическом коэффициенте трения. Из эпюры распределения импульсных тормозных моментов по накладкам следует, что суммарный импульсный тормозной момент при переменном f равен 67,55 кНм, а при постоянном динамическом коэффициенте трения - 67,672 кНм, т.е. их разность составляет - 0,122 кНм.

На рис. 4 б показана динамика распределения градиентов импульсных тормозных моментов ($\Delta M = M_{fv} - M_{fc}$) при переменном и постоянном динамическом коэффициенте трения, создаваемых каждой накладкой ленты тормоза.

Проанализируем ΔM , которая имеет место на накладках сбегающей ветви ленты. Градиент импульсных тормозных моментов положительный и достигает максимальной величины на 10-ой накладке. На набегающей ветви ленты градиент импульсных тормозных моментов падает и на 14-ой накладке равен нулю, и дальше до 20-ой накладки он отрицательный, поскольку, как уже отмечалось выше, импульсный тормозной момент, развиваемый накладками набегающей ветви ленты, меньше при переменном, чем при постоянном динамическом коэффициенте трения.

На самом деле реальные условия работы накладок ленты будут более «мягкими», так как распределение на них долевых импульсных тормозных моментов более равномерное.

Выводы. Таким образом, к возбуждающим факторам в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов отнесен основной эксплуатационный параметр - разность усилий натяжений между набегающей и сбегающей ветвями тормозной ленты и их переменные соотношения, влияющие на закономерности изменения ряда других эксплуатационных параметров при фрикционном взаимодействии пар трения тормоза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев Д.Ю. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов (часть I) / Д.Ю. Журавлев. - Одесса: Подъемно-транспортная техника (журнал). №3, 2015. - С.64 - 74.
2. Ильский А.Л. Расчет и конструирование бурового оборудования / А.Л. Ильский, Ю.В. Миронов, А.Г. Чернобыльский. - М.: Недра, 1985. - 452 с.
3. Александров М.П. Грузоподъемные машины/ М.П. Александров. - М.: Высшая школа, 2000. - 550 с.
4. Ленточно-колодочные тормозные устройства / [А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко и др.]; под общ. ред. А.А. Петрика. - В 2-х томах. Том 1. - Краснодар: из-во Кубанск. государств. технолог. ун-та. - 2009. - 276 с.
5. Ленточно-колодочные тормозные устройства/ [Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, Д.Ю. Журавлев и др.]; В 2-х томах. Том 2. - Краснодар: из-во Кубанск. государств. технолог. ун-та. - 2013. - 441 с

УДК 621.86.078

Мартовицький Л.М., к.т.н.; Сочава А.І., к.т.н.; Глушко В.І., к.т.н.
Запорізький національний технічний університет

КРИТИЧНИЙ СТАН КРАНОВИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ

***Анотація.** Пропонуються способи діагностування критичних пошкоджень елементів кранових металоконструкцій, а також рекомендується пристрій запобігання аварійному руйнуванню металоконструкцій вантажопідійомних кранів.*

***Аннотация.** Предлагаются способы диагностирования критических поврежденных элементов крановых металлоконструкций, а также рекомендуется устройство предотвращения аварийного разрушения металлоконструкций грузоподъемных кранов.*

***Abstract.** The ways of diagnosing critical damage elements of crane steel structures, as well as the recommended device to prevent accidental destruction of the metal structures of cranes.*

У сучасному виробництві існує прогресуючий дефіцит нових вантажопідійомних кранів, тимчасово подолати який можливо шляхом подовження строків служби експлуатуємих кранів. Безпечна експлуатація вантажопідійомних машин знаходиться у прямому зв'язку від технічного стану їх металоконструкцій. Тривала інтенсивна робота кранів по переміщенню вантажів викликає циклічні напруження в металоконструкціях, які в сукупності із дією навколишнього середовища (високі та низькі температури, вологість, абразивне та агресивне середовище та ін.) знижують працездатність конструкції та призводять до появи та накопиченню втомних пошкоджень, в основному у вигляді тріщин, що нерідко призводить до аварійних руйнувань кранів. Розробка надійних способів та приладів ранньої діагностики пошкоджень та попередження аварійних руйнувань металоконструкцій, особливо таких, що відпрацювали нормативний термін, останнім часом набуває пріоритетної актуальності.

Накопичені напруження разом з експлуатаційними призводять до виникнення тріщин в критичних точках металоконструкцій. Перенапружене місце прагне набути стану з мінімальною потенційною енергією. Надлишок накопиченої енергії деформації металу вивільняється у вигляді роботи тріщиноутворення (диспергування). Тобто, перенапружені ділянки металоконструкцій наче б то «самолікуються». Виникнення тріщин в металі, будучи корисною справою з точки зору зниження загального енергетичного стану

несучих металоконструкцій, призводить до зниження несучої здатності або до повної втрати (руйнування) її такими конструкціями.

При експлуатації впродовж терміну служби важкозавантажених кранів необхідно знати фактичний технічний стан металоконструкції та її елементів (балок, стрижнів). Краще, якщо ця інформація буде надходити безперервно, особливо в заключних фазах експлуатації – «життя» конструкції. Тобто, для того щоб здійснювати постійний моніторинг технічного стану кранових металоконструкцій потрібні практичні та надійні методи контролю технічного стану металоконструкцій, які б сповіщали про настання критичного стану металоконструкцій та попереджали небезпеку аварій при їх подальшій експлуатації, або дозволяли б уникнути аварійного руйнування крана при втомному розриві несучих елементів металоконструкції після повного вичерпання її ресурсу.

Критичним станом кранової металоконструкції у проектно-розрахунковому значенні є втрата нею несучої здатності, перш за все по міцності, жорсткості та стійкості. Критичний стан металоконструкцій важких кранів в більшості визначає їх втомна міцність та витривалість. В експлуатаційному значенні критичним станом металоконструкції будь-якого крана слід вважати наявність в елементах металоконструкцій пошкоджень у вигляді тріщин та виникнення зверхнормативної пружної або пластичної деформації в елементах або у всій металоконструкції, як того вимагають «Правила...» [5].

Розроблено багато різних методів підвищення несучої здатності металоконструкцій кранів та підсилення її елементів, але всі вони не запобігають аварійному руйнуванню конструкцій в критичному стані. В більшості своїй кранові металоконструкції в реальних виробничих умовах експлуатації доводяться до стану із занормативним терміном роботи, що нерідко призводить до руйнування кранів. При цьому відсутні запобіжні заходи, які б могли усунути катастрофу.

Будь-який захід подовження ресурсу роботи крана тісно пов'язаний з раннім та достовірним діагностуванням стану металоконструкції та із заходами, запобігаючими катастрофічним руйнуванням її. Було б добре, якби крани були оснащені надійними засобами безперервного моніторингу технічного стану металоконструкцій та засобами запобігання надкритичному руйнуванню розтягнутих зон. Розробки у вказаному напрямку рекомендуються до уваги фахівців.

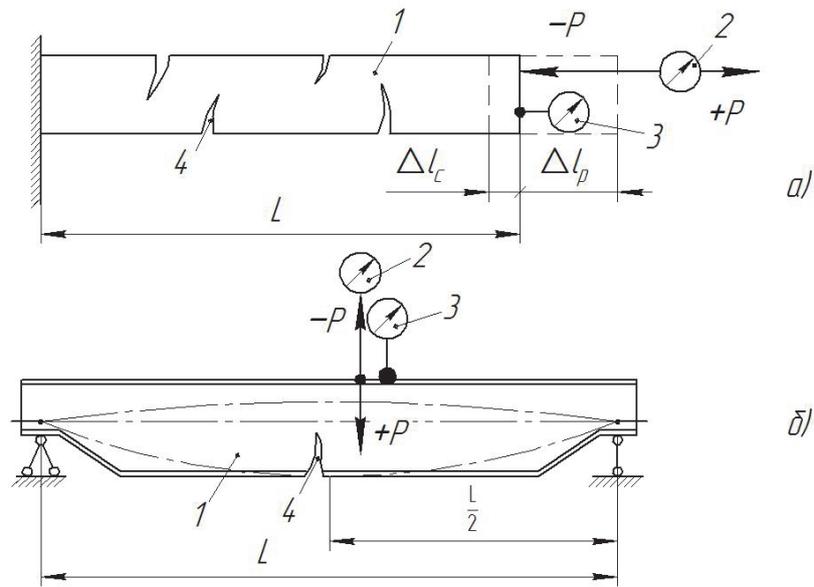
В пропонуємому методі діагностуємий елемент металоконструкції (без його демонтажу та руйнування) навантажують випробувальними або експлуатаційними навантаженнями, що викликають пружний розтяг (стиск) стрижневих (рис.1,а) або пружний згин балочних конструкцій (рис.1,б). При навантаженнях вимірюють

величини навантажень та відповідні деформації елементів [1]. Різниця в жорсткостях при розтягу та стиску (як відношення сили до деформації) свідчить про наявність пошкоджень в елементі. Чим більше ця різниця, тим більше пошкодження (тріщина) та тим сильніший її вплив на несучу здатність елемента. Найбільшу небезпеку створюють пошкодження, які розміщені перпендикулярно до вектору розтягуючих експлуатаційних навантажень. Такі умови характерні для розтягнутих стрижнів фермених конструкцій та нижніх поясів і припоясних зон коробчастих кранових балок. В цьому випадку при стиску елемента тріщини закриваються, та в роботу включається повний перетин елемента. Тріщини, напрям яких співпадає з вектором зовнішнього навантаження, не створюють вирішального впливу на працездатність та живучість елемента.

Статичні випробування на розтяг та стиск зразків без тріщин та з поперечними тріщинами, пошкоджуваними 10% та 30% поперечного перетину зразків, проведені на розривній машині з реєстрацією сили і деформації (рис.2,а). Динамічні випробування зразків з тріщинами проводилися на пульсаторі з поступовим нарощуванням амплітуди пульсуючої сили до моменту повного руйнування зразка по тріщині (рис.2,б). Параметри сили та деформації зразків фіксувались за допомогою осцилографа. Характерна осцилограма представлена на рис.2,б, де видно поступове збільшення різниці амплітуд розтягу та стиску зразка. Амплітуди навантажень зберігають симетрію при розтягу та стиску зразка з пошкодженням. Жорсткості зразка при деформаціях розтягу та стиску можна вирахувати та по їх різниці оцінити рівень пошкоджень.

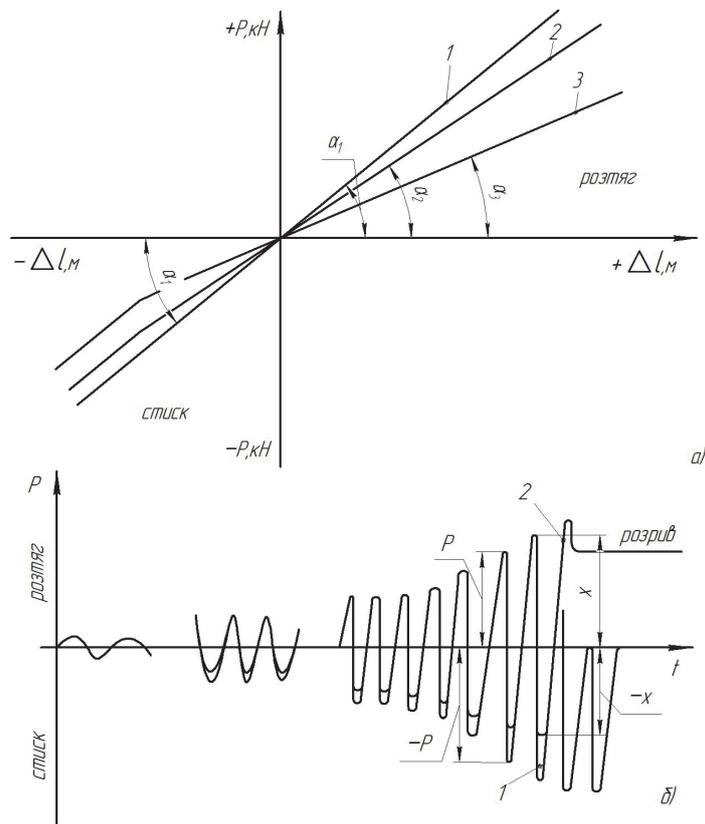
В реальних умовах діагностування металоконструкцій збурення їх коливань можливо здійснювати експлуатаційними нестационарними навантаженнями або за допомогою вібратора. Бажано мати вібратор із змінним вектором сили. Величина несиметричності амплітуд коливань на осцилограмі буде свідчити про рівень пошкоджень конструкції. Точність виміру залежить від точності реєстрації вібрацій металоконструкцій та чутливості вібровимірної апаратури. Динаміка розвитку пошкоджень може бути врахована при послідовному записі та співставленні вібропаспортів конструкції на протязі всього терміну її експлуатації. Запропонована методика дозволить обґрунтовано діагностувати стан металоконструкції та попередити аварійне її руйнування.

Цей метод можливо використовувати для діагностування всієї конструкції, тобто, використовувати як інтегральний метод, так і для діагностування окремих елементів металоконструкції.



а) стрижня ферми; б) прогінної балки

Рисунок 1 – Схеми діагностування елементів металокопструкцій з пошкодженнями



а) при статичному навантаженні; б) при динамічному навантаженні
 Рисунок 2 – Діаграми деформацій елементів металокопструкцій

Пропонується до розгляду фахівців датчик залишкового ресурсу елементів металоконструкції (рис.3).

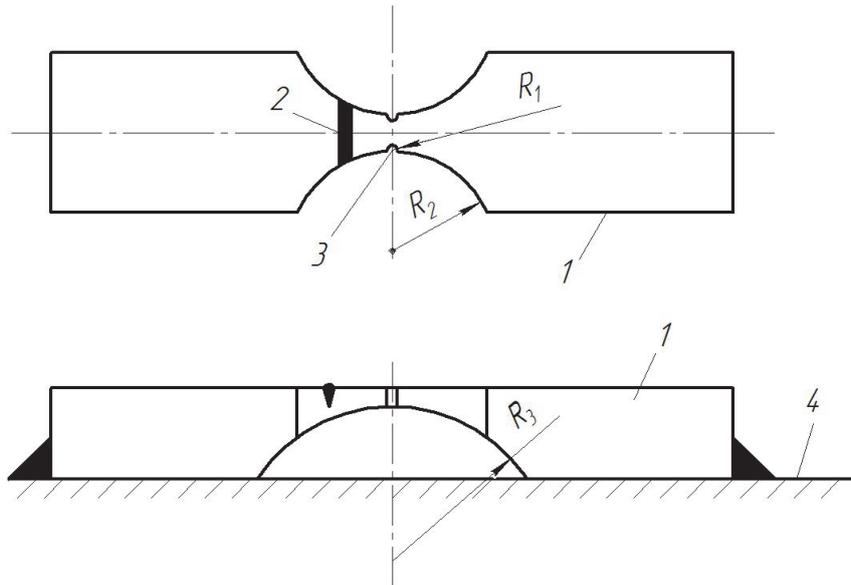
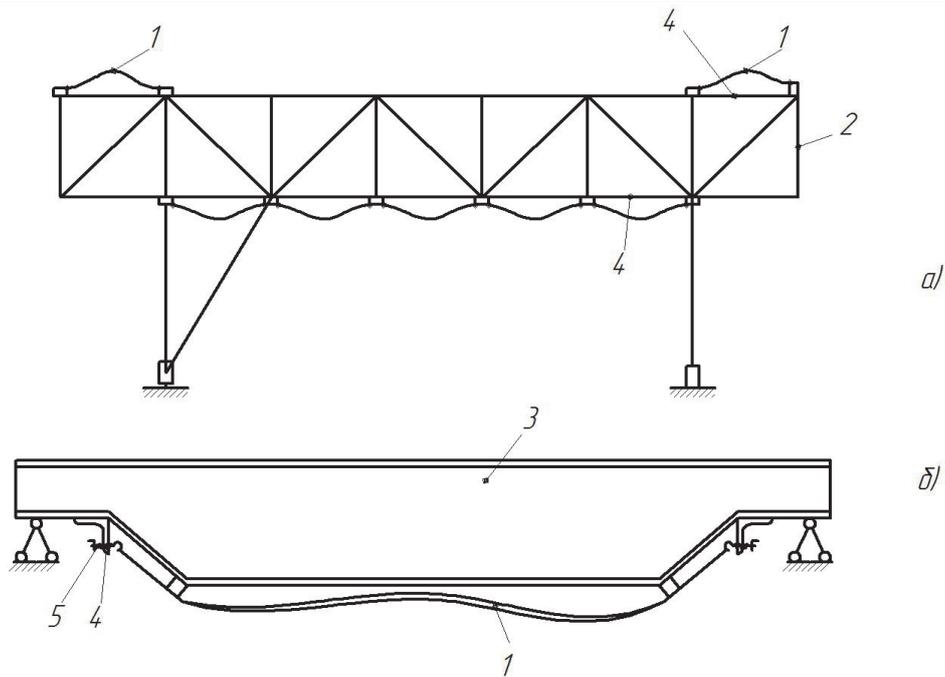


Рисунок 3 – Датчик для визначення залишкового ресурсу зварної металоконструкції

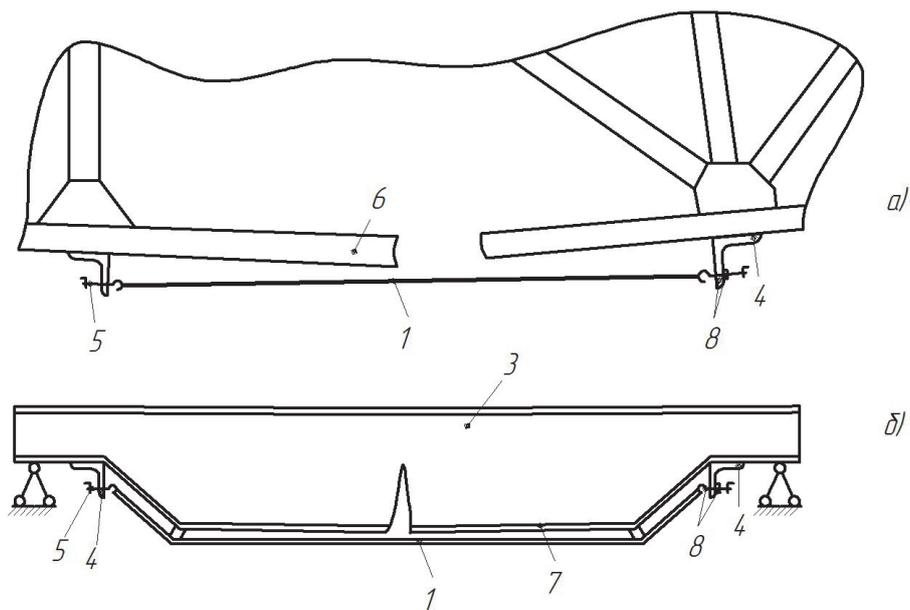
Датчик відноситься до техніки діагностування пошкоджень та визначення залишкового ресурсу зварних металоконструкцій. Мета розробки – підвищення точності шляхом врахування концентрації напружень зварного шва. На поверхню металоконструкції 4 (рис.3) на відстані від зварного з'єднання в зоні найменшої втомної міцності приварюють датчик 1 пошкоджень так, щоб не знижувати довговічність з'єднання. Датчик 1 сприймає той же спектр навантажень, що і зварне з'єднання. В датчику виконують зварний шов 2 та концентратори напружень 3, забезпечуючи його довговічність рівною або меншою ніж довговічність зварного з'єднання металоконструкції.

При експлуатації конструкції реєструють момент руйнування датчика, по якому судять про залишковий ресурс зварної конструкції.

Зважаючи на те, що важкі крани у більшості своїй експлуатують до повного вичерпання ресурсу металоконструкції, пристрої, які запобігають руйнуванню металоконструкцій, набувають особливої важливості.



а) стрижневих металоконструкцій; б) балочних металоконструкцій
Рисунок 4 – Пристрій запобігання аварійним руйнуванням



а) розтягнутого стрижня; б) нижнього поясу кранової балки
Рисунок 5 – Робота запобіжного пристрою при руйнуванні

Пристрій для запобігання аварійному руйнуванню металоконструкцій вантажопідіймних кранів включає сталі канати *1*, що встановлені вздовж розтягнутих елементів стрижневої

металоконструкції 2 (рис.4,а) або розтягнутого нижнього поясу балки 3 (рис.4,б) за допомогою кронштейнів 4, які розміщуються у вузлах конструкції. Канати 1 встановлені з напуском, величина якого дорівнює величині пружної деформації елемента металоконструкції, та може бути відрегульованою пристроєм 5. При розриві розтягнутого стрижня 6 (рис.5,а) або розтягнутого нижнього поясу 7 (рис.5,б) канат 1 бере несучі функції розірваних елементів на себе, блокуючи приводи крана та сигналізуючи кранівнику про пошкодження за допомогою датчика 8.

Встановлення гнучких сталевих канатів в якості запобіжних елементів з напуском та поруч з розтягнутими елементами металоконструкції дозволяє експлуатувати її без порушення умов роботи навіть до руйнування розтягнутого елемента, але без аварії, так як несучі функції розірваного елемента бере на себе канат.

Вступ в роботу запобіжного каната відбувається поступово та забезпечується розрахунковим напуском, рівним пружній деформації елемента металоконструкції, та встановлюється, наприклад, регульованим пристроєм з можливістю створення натягу, що зручно і важливо при відновленні несучого елемента за допомогою його ремонту.

Встановлення канатів з напуском дозволяє досягнути того, що канати разом з металоконструкцією не працюють, тобто не втомлюються, а включаються тільки при руйнуванні елемента, що забезпечує тривалу надійну експлуатацію пристрою. Встановлювати запобіжні канати рекомендується після вичерпання металоконструкцією нормативного терміну служби.

Пристрій працює наступним чином. При нормальній експлуатації металоконструкції сталевий канат 1, встановлений вздовж розтягнутих елементів 2, 3, за допомогою будь-яких пристроїв, наприклад, кронштейнів 4, має напуск, величина якого рівна пружній деформації елемента металоконструкції. Величину напуску можна відрегулювати за допомогою пристрою 5. Сталевий канат за рахунок напуску звільнений від експлуатаційних деформацій, які витримують елементи металоконструкції під час нормальної роботи. Наявність канатів не змінює розрахункових умов експлуатації конструкції. При втомному розриві розтягнутих стрижнів 6 ферми 2 або нижнього поясу 7 балки 3 видовження елемента конструкції, яке перевищує величину пружної деформації цілого елемента, вибирає напуск каната 1 та поступово вводить його в роботу. При цьому несучі функції розірваних елементів передаються запобіжним канатам. Металоконструкція зберігає цілісність та її частини аварійно не падають на землю. Пристрій 8 за рахунок натягу запобіжних канатів може вимкнути та заблокувати приводи крана, при цьому в кабіні кранівника увімкнеться сигнал про руйнування. За рахунок натяжного пристрою 5 можна

стягнути конструкцію, відновивши її попередню геометрію. Після ремонту пошкодження, якщо це можливо, знову встановлюється заданий напуск каната. Металоконструкцію можна далі експлуатувати без ризику аварії.

Запропонований пристрій раціонально використовувати для запобігання аварійним руйнуванням різних металоконструкцій, що мають велику власну вагу та вартість, аварійні руйнування яких можуть призвести до людських жертв (вантажопідйомних кранів, мостів і ін.).

Висновки. Надійна та безаварійна робота металоконструкцій важких кранів, навіть в критичному стані, забезпечується комплексно за рахунок постійного моніторингу кількості та рівня пошкоджень розтягнутих зон елементів та запобігання їх аварійному руйнуванню.

ЛІТЕРАТУРА

1. Способ определения поврежденных в элементах металлоконструкций. Л.М. Мартовицкий, А.И. Сочава, Ю.П. Кичаев, Л.В. Гальченко. А.с. SU 1562751 A1, 1990 г.
2. Способ определения остаточного ресурса сварной металлоконструкции. Ю.П. Кичаев, А.Б. Ройтман, Л.М. Мартовицкий, А.А. Лебедев. А.с. SU № 14606667 A1, 1989 г.
3. Л.М. Мартовицкий, С.Л. Рягин, М.В. Сидоренко. Оценка параметров поврежденных металлоконструкций с использованием линий влияния перемещений. Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. № 1, 1998, с. 31-33.
4. Пристрій для запобігання аварійному руйнуванню металоконструкцій вантажопідйомних кранів. Мартовицький Л.М., Токарев В.П., Мінаков В.М., Гальченко Л.В. Патент UA 12717 C1 кл. E 04 G23/02, 1997.
5. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідйомальних кранів / ДНАОП 0.00-1.03-02/ Харків: «Форт», 2002.

УДК 621.3

Ловейкін В.С., д.т.н.; Ромасевич Ю.О., д.т.н.; Крушельницький В.В.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

АПАРАТНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МОСТОВОГО КРАНА

***Анотація.** В роботі проведено обґрунтування критеріїв вибору обладнання для експериментальних досліджень динаміки руху крана, а саме для визначення нерівномірності руху кінцевих балок, коливань вантажу на гнучкому підвісі, зусилля в мостовій балці. Наведено схему розташування датчиків. Крім того, дано рекомендації щодо вибору обладнання для реєстрації електричних сигналів отриманих з вимірювального обладнання. У подальшому отримані масиви даних будуть оброблені за допомогою методів статистичного аналізу.*

***Аннотация.** В работе проведено обоснование критериев выбора оборудования для экспериментальных исследований динамики движения крана, а именно для определения неравномерности движения концевых балок, колебаний груза на гибком подвесе, усилия в мостовой балке. Приведена схема расположения датчиков. Кроме того, даны рекомендации по выбору оборудования для регистрации электрических сигналов, полученных из измерительного оборудования. В дальнейшем полученные массивы данных будут обработаны с помощью методов статистического анализа.*

***Abstract.** In der Arbeit ist die Begründung der Kriterien der Auswahl der Ausrüstung für die experimentalen Forschungen der Dynamik der Bewegung des Kranes, und zwar für die Bestimmung der Ungleichmäßigkeit der Bewegung der Endbalken, der Schwingungen der Ladung auf flexibel Aufhängung, der Bemühung im Pflaster dem Balken durchgeführt.. Es ist das Schema der Anordnung der Sensoren gebracht. Außerdem sind die Empfehlungen nach Wahl der Ausrüstung für die Registrierung der elektrischen Signale, die aus der Messausrüstung bekommen sind gegeben. Im Folgenden werden die bekommenen Datenfelder mit Hilfe der Methoden der statistischen Analyse bearbeitet sein.*

Постановка проблеми. Для експериментальних досліджень динамічних процесів, що відбуваються під час руху мостового крану за оптимальними законами руху [1] необхідно використовувати спеціальне вимірювально-реєструюче обладнання. Сучасний ринок промислової електроніки є досить насиченим, тому для досліджень необхідно вибрати таке обладнання, яке б забезпечило високу точність отриманих результатів для подальшої обробки та аналізу.

Аналіз останніх публікацій. Достатньо велика кількість науковців займалися експериментальними дослідженнями динаміки руху мостових кранів. В Українській інженерно-педагогічній академії [2] досліджували вібрації в механізмі переміщення мостового крана за допомогою вібродатчика Д14, підсилювача сигналу та аналого-цифрового перетворювача. В Томському політехнічному університеті [3] визначали масу вантажу за рахунок моніторингу електричних параметрів електропривода механізму підйому вантажу. В Московському державному технічному університеті ім. М. Е. Баумана [4] досліджували динамічні навантаження на мостовий кран, обладнаний обмежувачем вантажопідйомності на основі тензометричного датчика. Результати досліджень показали, що при застосуванні обмежувача, динамічні навантаження на кран зменшуються на 18-20% (при підйманні вантажу). Автори роботи [5] досліджували зменшення витрат енергії при застосуванні частотно-регульованого приводу на стенді механізму пересування візка мостового крана за допомогою аналізатора мережі Diris A40 (який здійснював глибокий аналіз окремих гармонік струму і розраховував їхнє дійсне середньоквадратичне значення), модуля аналогових виходів, три фазного лічильника потужності, трансформатора струму та вольтметра. Встановлено, що частотно-регульований привід може споживати енергії в 1,25-1,9 разів менше ніж асинхронний з фазним ротором в залежності від тривалості рівномірного ходу. В Сілезькому технологічному університеті [6] досліджували вібрації мостового крану за допомогою бездротової вимірювальної системи в якій використали датчики Phidget 1056 і аналогово-цифровий перетворювач μ DAQ-lite. Разом з тим, не в повній мірі приділяється увазі обґрунтування вибору вимірювального обладнання для визначення нерівномірності руху кінцевих балок, коливань вантажу на гнучкому підвісі, навантажень в мостовій балці, а також обладнанню для реєстрації електричних сигналів отриманих з вимірювального обладнання.

Мета роботи. Метою роботи є обґрунтування вибору вимірювального обладнання, для визначення нерівномірності руху кінцевих балок, коливань вантажу на гнучкому підвісі, зусилля в мостовій балці та обладнання для реєстрації електричних сигналів отриманих з вимірювального обладнання для подальшої обробки та аналізу динаміки руху мостового крана за оптимальними законами руху [1].

Результати досліджень. Для вимірювання нерівномірності руху кінцевих балок крана необхідно використати оптичні інкрементальні енкодери із мірним колесом та комплементарним виходом Autonics ENC-1-1-t-24 (рис. 1). Вони закріплюються безпосередньо на кінцевих балках крану (рис. 2), а їхні мірні колеса

прижимаються за допомогою пружного елемента до підкранового шляху. Основні його технічні характеристики [7] наведені у таблиці 1.



Рисунок 1 - Енкодер з мірним колесом Autonics ENC-1-1-t-24

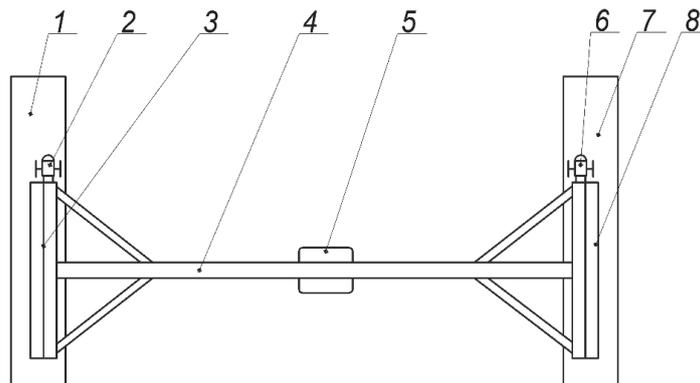


Рисунок 2 – Схема розташування лінійних енкодерів для вимірювання нерівномірності руху кінцевих балок мостового крана:
1,7 – підкрановий шлях; 2, 6 – енкодери, прикріплені до кінцевих балок; 3,8 – кінцеві балки; 4 – мостова балка крана; 5 – електроталь.

Таблиця 1

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	24
Споживана сила струму, А	0,06
Максимальна кількість обертів, об/хв	5000
Рівень захисту	IP50
Вихідні фази	А, В
Фазова різниця виходу	$T/4 \pm T/8$
Кількість вихідних імпульсів при переміщенні на 1 мм	1

Для вимірювання коливань вантажу необхідно використати енкодер – Megatron MOL40 6 3600 BZ N (рис. 3) [8], при одному оберті валу, з фаз А і В поступає 3600 імпульсів. Енкодер закріплюється на електроталі, а для передачі коливань вантажу використовується штанга, яка однією стороною через пружну муфту приєднана до валу енкодера, а іншою стороною кріпиться до вантажного канату. Основні характеристики енкодера наведені у таблиці 2, а схема розташування датчика зображена на рисунку 4.



Рисунок 3 - Інкrementальний енкодер з комплементарним виходом Megatron MOL40 6 3600 BZ N.

Таблиця 2

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	5
Споживана сила струму, А	0,05
Вихідні фази	A, /A, B, /B, Z, /Z
Фазова різниця виходу	$T/4 \pm T/8 \pm T/2$
Точність датчика, імп/об	3600

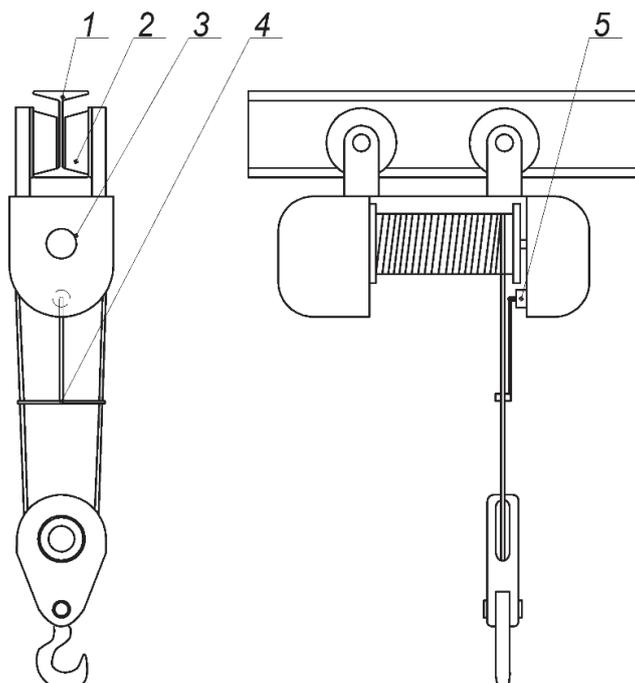


Рисунок 4 – Схема розташування інкrementального енкодера Megatron MOL40 6 3600 BZ N для реєстрації характеру зміни коливань вантажу під час переміщення крана: 1 – мостова балка крана; 2 – ходові колеса електроталі; 3 – електроталь; 4 – штанга для передачі коливань вантажу до валу енкодера; 5 – інкrementальний енкодер Megatron MOL40 6 3600 BZ N

Для вимірювання зусилля що діє на мостову балку у горизонтальній площині необхідно використати чотири тензорезистори КФП-50-200-Б-12 виробника VEDA (рис. 5). Основні характеристики цих датчиків [9] наведені у таблиці 3. Вони безпосередньо приклеюються до балки крана за допомогою однокомпонентного клею холодного затвердіння – «Циакрін» ТУ 6-09-30-86, який рекомендує використовувати виробник тензорезисторів. Схема розташування тензорезисторів на мостовій балці зображена на рисунку 6.

Таблиця 3

Параметр	Значення
Номінальний електричний опір, Ом	200
Допустиме відносне відхилення електричного опору, %	1
Робоча область значень температури, °С	від -70 до 200
Інтервал термокомпенсації, °С	від 0 до 50
Середнє значення чутливості	2,21
Середньоквадратичне відхилення чутливості	0,008

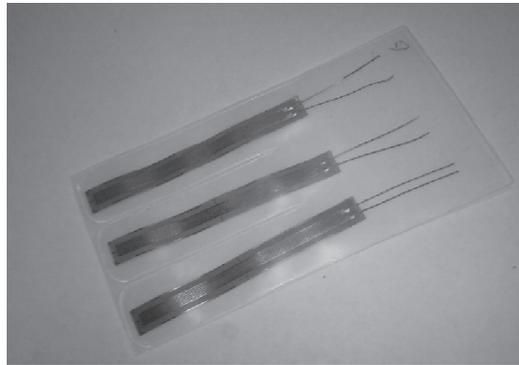


Рисунок 5 - Тензорезистори фірми VEDA КФП-50-200-Б-12

Перед приклеюванням тензорезисторів [10,11] необхідно підготувати місце на мостовій балці, де вони будуть. Якщо поверхня забруднена воском, оливою чи подібними речовинами, то її слід промити толуолом, або іншим розчинником. Далі поверхня приклеювання послідовно промивається ацетоном та спиртом. Поверхня має просохнути 10 – 15 хвилин. Недопустимо доторкатися пальцями поверхні. Крім того забороняється попадання пилу і ворсу до поверхні на яку буде наноситись клей. Щоб приклеїти тензорезистор слід його розмістити на підготовленому місці: протилежну сторону від виводів тензорезисторів потрібно приклеїти липкою стрічкою до поверхні балки. Після цього наноситься клей на поверхню балки, потім тензорезистор прижимається до поверхні балки крана, накривається фторопластовою плівкою та прижимається. Прижи слід витримати

близько одної хвилини, потім зняти плівку. Повна полімеризація клею проходить протягом 24 годин.

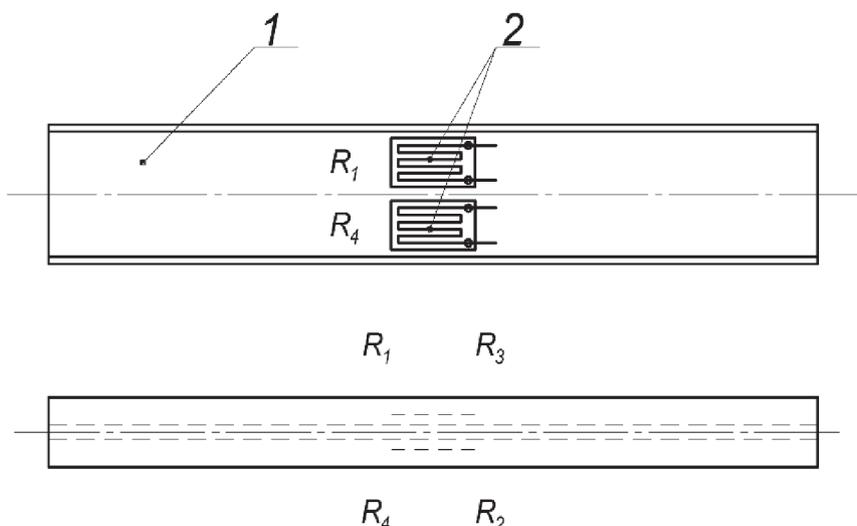


Рисунок 6 – Схема розташування тензорезисторів на мостовій балці крана: 1 – мостова балка; 2 – тензорезистори.

Для забезпечення живлення датчиків необхідно використовувати стабілізований блок живлення з малим рівнем пульсацій. Ці вимоги задовольняє пристрій Hyelec HUA YI ELECTRONICS DC POWER SUPPLY HY3003M-3 (рис. 7), його технічні характеристики [11] наведені у таблиці 4.



Рисунок 7 – Стабілізований блок живлення Hyelec HUA YI ELECTRONICS DC POWER SUPPLY HY3003M-3

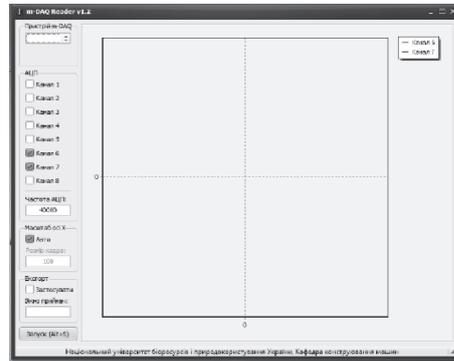
Таблиця 4

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	220 ±10%
Вихідна напруга, В	0 – 30
- канал 1, 2	5
- канал 3	
Вихідна сила струму, А	0 – 3
- канал 1, 2	3
- канал 3	
Рівень пульсацій, мВ	< 1

В якості реєструючого обладнання використовується аналого-цифровий перетворювач m-DAQ 14 (рис. 8,а) та комп'ютер з встановленим програмним забезпеченням (рис. 8,б). Пристрій m-DAQ14 підключається через USB порт до комп'ютера, на якому встановлене програмне забезпечення (рис. 8,б), що забезпечує реєстрацію даних, які поступають з датчиків у вигляді аналогових електричних сигналів і зберігаються у вигляді масиву значень напруги у файл формату *.txt. Технічні характеристики перетворювача [13] наведені у таблиці 5.



а



б

Рисунок 8 – Система збору даних: а) аналого-цифровий перетворювач m-DAQ 14 б) програмне забезпечення для аналого-цифрового перетворювача

Таблиця 5

Параметр	Значення
Живлення	від шини USB 2.0
Споживана сила струму, А	0,25
Робоча температура, С°	5 – 40
Кількість аналогових входів	4 диференціальних або 8 однопровідних каналів із загальною «землею»
Вхідний діапазон напруг, В	±10; ±5; ±2,5; ±1,25;
Розрядність перетворювача, біт	14
Частота дискретизації, Гц:	
- багатоканальний режим	65 – 100000
- одно каналний режим	65 – 150000

Висновки. Вибране вимірювально-реєструюче обладнання дає змогу провести експериментальні дослідження динаміки руху крана при роботі двигуна на природній механічній характеристиці та з реалізацією оптимальних законів руху крана і виміряти параметри: коливання вантажу, лінійне переміщення кінцевих балок, швидкість моста крана, зусилля у мостовій балці та зберегти отримані масиви даних для їх подальшого статистичного аналізу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ловейкін В.С. Вплив оптимізаційних критеріїв на динаміку руху мостового крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, В.В. Крушельницький // Збірник тез доповідей XVI міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (17-19 жовтня 2015 року) присвячену 115-річчю з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка. К. – 2015.
2. Чернишенко О. В. К вопросу о диагностике низкооборотных подшипников качения в брусках механизма передвижения мостового крана / О. В. Чернишенко // Машинобудування. - 2014. - № 13. - С. 46-54.
3. Орлов Ю.А. Защита грузоподъемного крана на основе мониторинга параметров электропривода механизма подъема / Ю.А. Орлов, Ю.Н. Дементьев, Г.И. Однокопылов, Д.Ю. Орлов, И.Г. Однокопылов, Д.П. Столяров // Известия Томского политехнического университета. – Томск, 2008. – Т. 312. № 4. С. 119-124.
4. Иванов С.Д. Экспериментальное исследование динамических нагрузок на мостовой кран, оборудованный ограничителем грузоподъемности // Механизация строительства. - 2015. - № 6. - с. 54-56.
5. Григоров О. В. Оцінка зменшення витрат енергії при застосуванні частотно-регульованого приводу / О. В. Григоров, В. В. Стрижак, Д. М. Зюбанова // Підйомно-транспортна техніка. - 2014. - № 3. - С. 4-14.
6. Tomasz Haniszewski Overhead traveling crane vibration research using experimental wireless measuring system / Tomasz Haniszewski, Damian Gaška // Transport Problems. – Gliwice, 2013. – Volume 8. Issue 1.P.57 - 66.
7. ENC Series [Electronic Resource]. – Mode of access: URL: <http://z.compel.ru/item-pdf/57ee24ba21c4decd8a32b450d79d4e4e/pf/autonics~enc.pdf> – Title from the screen.
8. Optoelektronische Impulsgeber Serie MOL40. [Electronic Resource]. – Mode of access: URL: http://www.ls.eso.org/lasilla/support/electronics/Documentation/PDF/DB_MOL40.pdf – Title from the screen.

-
9. Тензорезисторы КФ4 и КФ5. Паспорт. АЖВ2.782.001 ПС. ООО «ВЕДА»
 10. Тензорезисторы КФ4 и КФ5. Техническое описание и инструкция по наклейке. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: http://www.1551a3.ru/datafiles/kf4_kf5.pdf – Назва з екрана.
 11. Мастер класс по поклейке тензорезисторов 'Веда'. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <https://www.youtube.com/watch?v=L-m89dwVPY4> – Назва з екрана.
 12. HY Series Power Supply Units. [Electronic Resource]. – Mode of access: URL: <http://www.farnell.com/datasheets/12168.pdf> – Title from the screen.
 13. Руководство пользователя V1.4 m-DAQ12 m-DAQ14 микросистема сбора данных с интерфейсом USB. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://holit.ua/download/common/docs/hds/m-DAQ.pdf>

УДК 621.825

Сороківський О.І., к.т.н.; Іванус Н.В., аспірант
Національний університет "Львівська політехніка"

ВПЛИВ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ НОВИХ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ НА ЇЇ СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

***Анотація.** У роботі наведено результати досліджень розробленої конструкції фрикційної муфти приводів. Наведено залежності для визначення основних конструктивних та силових параметрів нових фрикційних муфтах підвищеної навантажувальної здатності. Проведено аналіз залежності обертового моменту, що передається муфтою від основних характеристик муфти.*

***Аннотация.** В работе представлено результаты исследований разработанной конструкции фрикционной муфты приводов. Наведено зависимости для определения основных конструктивных параметров новых фрикционных муфт. Выполнено анализ зависимости передаваемого крутящего момента от основных характеристик муфты.*

***Abstract.** The result of research of new designs of friction clutches drives was done. The design conical clutch of the vehicle was developed. Dependences for determination of the main design parameters of new friction couplings increased load capacity. The analysis of the main parameters of coupling was held.*

Постановка проблеми. Фрикційні муфти широко застосовуються в різноманітних машинах і механізмах, є відповідальними механізмами, від яких залежить рівень та характер навантаження окремих деталей машин.

Плавне вмикання ведучих і ведених ланок привода машин, регулювання в широких діапазонах величини тертя між фрикційними їх поверхнями, значні діапазони моменту, що передаються муфтою, сприяють широкому діапазону застосування фрикційних муфт.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню та розробці конструкцій запобіжних муфт присвячено наукові дослідження вітчизняних та закордонних вчених [1-12], та інші.

Виклад основного матеріалу. Особливе місце в цих роботах займають запобіжні дискові фрикційні муфти, важливою вимогою до проектування яких є забезпечення мінімальних габаритів і маси, але з підвищеною навантажувальною здатністю. Проектування нових дискових фрикційних муфт може бути ефективним, а затрати на їх

доводку до експлуатаційних характеристик мінімальними, якщо мати в своєму розпорядженні аналітичні залежності між геометричними та силовими параметрами муфти, що дозволяють з достатньою точністю виконати інженерні розрахунки та розробити їх конструкції.

На кафедрі деталей машин Національного університету “Львівська політехніка” розроблено ряд прогресивних конструкцій фрикційних муфт підвищеної навантажувальної здатності, подальше впровадження яких у виробництво вимагає теоретичних досліджень їх кінематичних та геометричних параметрів. Правильний вибір конструктивних параметрів запобіжних та інших типів муфт значною мірою залежить від результатів експериментальних досліджень на стадії проектування.

Формулювання задачі дослідження.

У роботі ставляться та розв’язуються наступні завдання: провести аналіз нових конструкцій фрикційних муфт приводів; розробити методику їх розрахунку на міцність; методику визначення основних кінематичних та геометричних параметрів.

Фрикційну муфту підвищеної навантажувальної здатності можна застосувати у приводі зчеплення автомобіля (рис.1). Силу притискання фрикційних дисків створюють пружини (чи пружина) приводу.

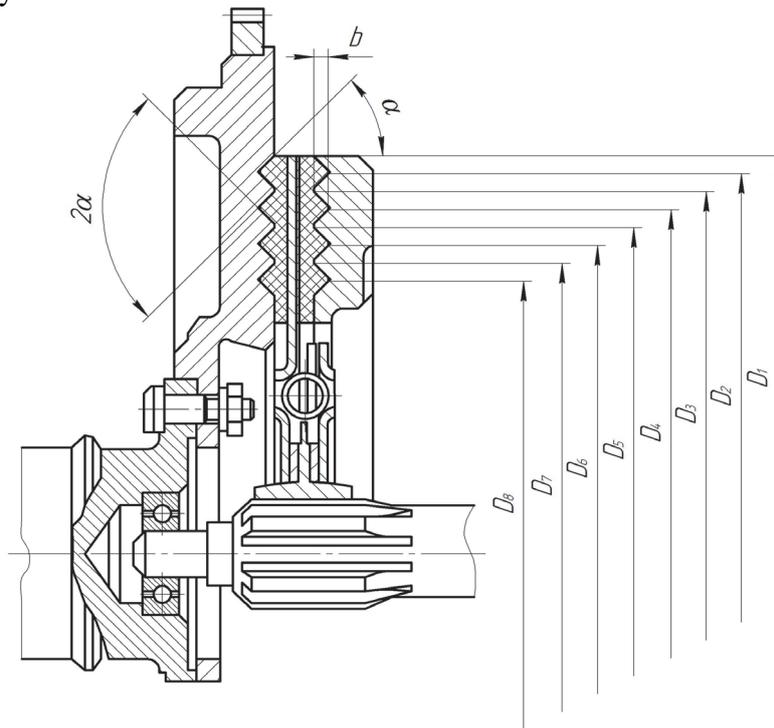


Рисунок 1 - Конструкція конусної муфти зчеплення автомобіля

На сучасних автомобілях здебільшого встановлюють однодискові зчеплення тертя без мастильного матеріалу з

периферійним розташуванням циліндричних пружин чи з центрально розташованою конічною або діафрагмовою пружинами із примусовим керуванням.

Якщо момент, що передається муфтою - значний, то збільшити момент тертя зчеплення можна через збільшення діаметра фрикційних дисків або числа ведених дисків. Збільшення діаметра дисків у свою чергу обмежено габаритними розмірами маховика двигуна і зусиллям вимикання зчеплення. Крім того збільшення діаметра диска призводить також до збільшення його лінійної швидкості, що може викликати руйнування дисків під дією відцентрової сили.

Замість традиційних фрикційних накладок застосуємо накладки з конічними робочими поверхнями шириною b (рис. 1), з кутом нахилу робочої поверхні α . Фрикційні накладки прикріплено до веденого диска зчеплення. Натискний диск зчеплення також містить конічні кільцеві проточки, які спряжені з кільцями фрикційних накладок.

З умови нормальної роботи муфти потрібна сила притискання дисків

$$F_a = \frac{2K_{зч}T_p}{D_m f} \sin \alpha, \quad (1)$$

де $K_{зч}$ – коефіцієнт зчеплення, $K_{зч} = 1,2 \dots 1,5$;

f – коефіцієнт тертя (фрикційні пари сталь-феродо – $f = 0,25 \dots 0,4$);

D_m – середній діаметр тертя.

Розрахунковий момент, що передає муфта

$$T_p = \frac{F_a D_m f}{2K_{зч} \sin \alpha}. \quad (2)$$

Для визначення середнього діаметру тертя фрикційної муфти розглянемо розрахункову схему зображену на (рис. 2).

Внутрішній діаметр однієї робочої конічної поверхні D_1' (рис. 2) кільця фрикційної накладки можна визначити з виразу

$$D_1' = D_1 - 2b \operatorname{tg} \alpha. \quad (3)$$

Тоді середній діаметр тертя цієї ділянки (рис. 2) рівний

$$D_{m1} = 0,5(D_1 + D_1') = 0,5(2D_1 - 2b \operatorname{tg} \alpha) = D_1 - b \operatorname{tg} \alpha. \quad (4)$$

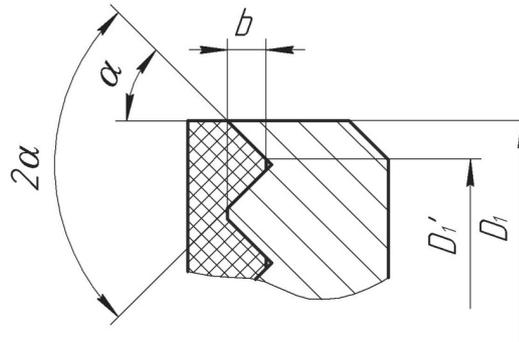


Рисунок 2 - Розрахункова схема

Тоді середній діаметр тертя всієї муфти для кількості конічних поверхонь тертя n маємо (рис. 1)

$$D_m = D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_n - nb \operatorname{tg} \alpha . \quad (5)$$

Остаточно розрахунковий момент, що передає фрикційна муфта

$$T_p = \frac{F_a f}{2K_{зч} \sin \alpha} (D_1 + D_2 + D_3 + \dots + D_n - nb \operatorname{tg} \alpha) . \quad (6)$$

Із залежності (6) можемо дослідити вплив кута нахилу робочої конічної поверхні тертя півмуфт на величину моменту, що передається муфтою. Це необхідно для раціонального вибору основних геометричних параметрів даної муфти. Із конструктивних особливостей запропонованої конічної фрикційної муфти (рис. 1) спроектовано конкретну конструкцію муфти, основні геометричні параметри якої наведено нижче.

Для запроєктованої фрикційної муфти зчеплення автомобіля (рис. 1) приймаємо наступні основні параметри: зовнішній діаметр фрикційних накладок ведених дисків $D_1 = 240$ мм і внутрішній $d = 160$ мм; товщина $s = 4,0$ мм; кут нахилу робочих поверхонь $\alpha = 45^\circ$; ширина робочої поверхні $b = 4$ мм; коефіцієнт тертя між поверхнями $f = 0,3$; коефіцієнт зчеплення $K_{зч} = 1,5$.

Для цієї муфти проведено розрахунки навантажувальної здатності за різного нахилу робочих поверхонь тертя. Для поверхонь, що контактують, в залежності від матеріалів кут конусності вибирають від 10° і вище. Розрахунки проводились для кутів α від 10° до 80° . У випадку сталої величини ширини робочої поверхні тертя кількість таких поверхонь буде змінюватись. Тобто за однакових габаритів муфти у разі малих значень кута конусності кількість поверхонь буде більшою. Що власне і суттєво вплинуло на величину моменту, що передається муфтою.

Отримані результати обчислень наведено в табл. 1.

На основі отриманих результатів побудовано графічну залежність розрахункового моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від кута нахилу робочих поверхонь півмуфт (рис. 3).

Таблиця 1- Залежність моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від кута нахилу робочих поверхонь α

$\alpha, ^\circ$	10	20	30	40	50	60	70	80
$T_p, \text{Н}\cdot\text{м}$	5125	2533	1679	1250	908	568	321	192

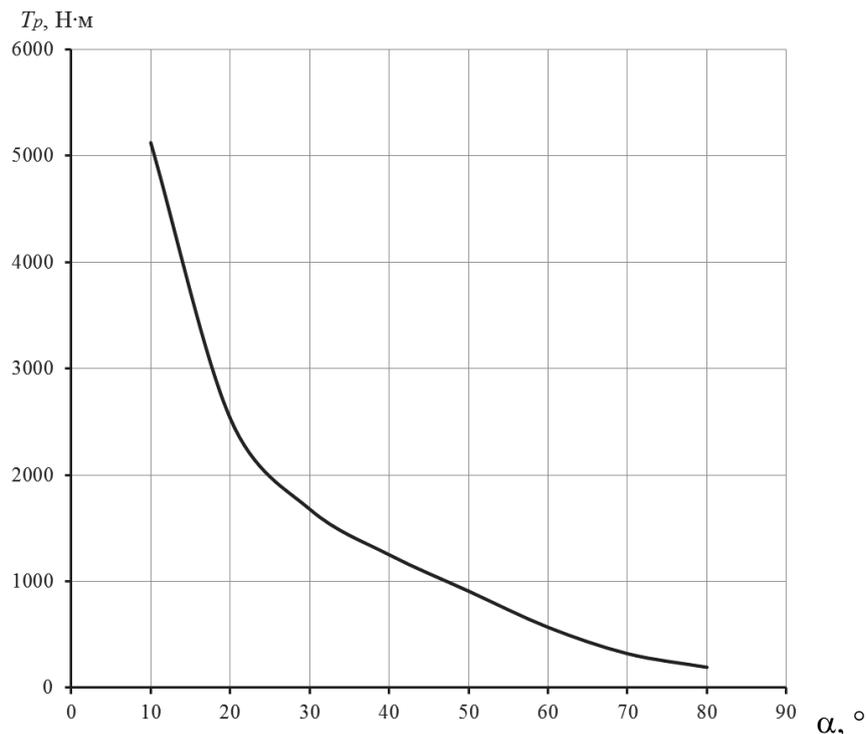


Рисунок 3 - Графічна залежність моменту, що передається фрикційною конічною муфтою від кута нахилу робочих поверхонь

Аналогічно досліджено вплив ширини робочої поверхні тертя на величину моменту, що передається конічною фрикційною муфтою.

Отримані результати обчислень наведено в табл. 2.

Таблиця 2 - Залежність моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від кута нахилу робочої поверхні

$b, \text{мм}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_p, \text{Н}\cdot\text{м}$	1408	1257	1112	964	826	695	567	501	431

На основі отриманих результатів побудовано графічну залежність розрахункового моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від ширини робочих поверхонь півмуфт (рис. 4).

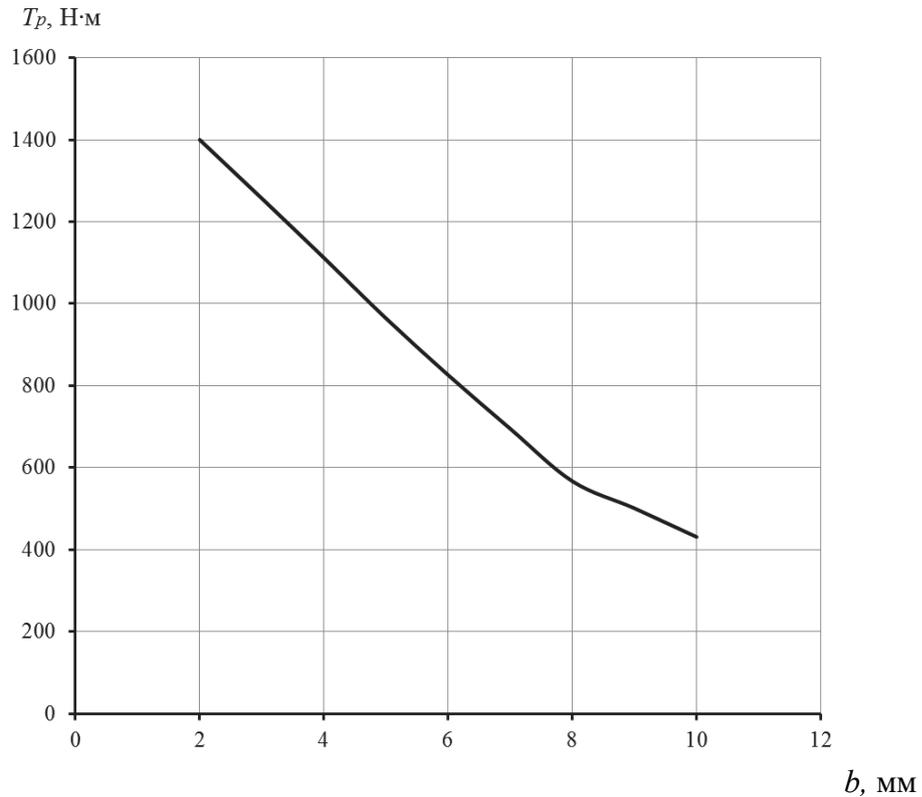


Рисунок 4 - Графічна залежність моменту, що передається фрикційною конічною муфтою від ширини робочої поверхні тертя

Як видно з отриманих результатів досліджень у разі незначної ширини робочих поверхонь можна отримати більшу несучу здатність нової фрикційної муфти. Це пояснюється тим, що у разі невеликої ширини робочої поверхні (2...4 мм) кількість таких конічних поверхонь в робочій зоні збільшується, також збільшується поверхня тертя між пів муфтами. У випадку однакової притискної сили момент, що передається муфтою буде більший.

Аналогічно з попереднім досліджено вплив кількості робочих конічних поверхонь тертя на величину моменту, що передається конічною фрикційною муфтою. Отримані результати обчислень наведено в табл. 3, а графічна залежність на рис. 5.

Таблиця 3 - Залежність моменту, що передається конічною фрикційною муфтою, від кількості робочих конічних поверхонь

n	1	2	3	4	5	6	7	8
$T_p, \text{Н}\cdot\text{м}$	163	319	469	611	747	876	998	1112

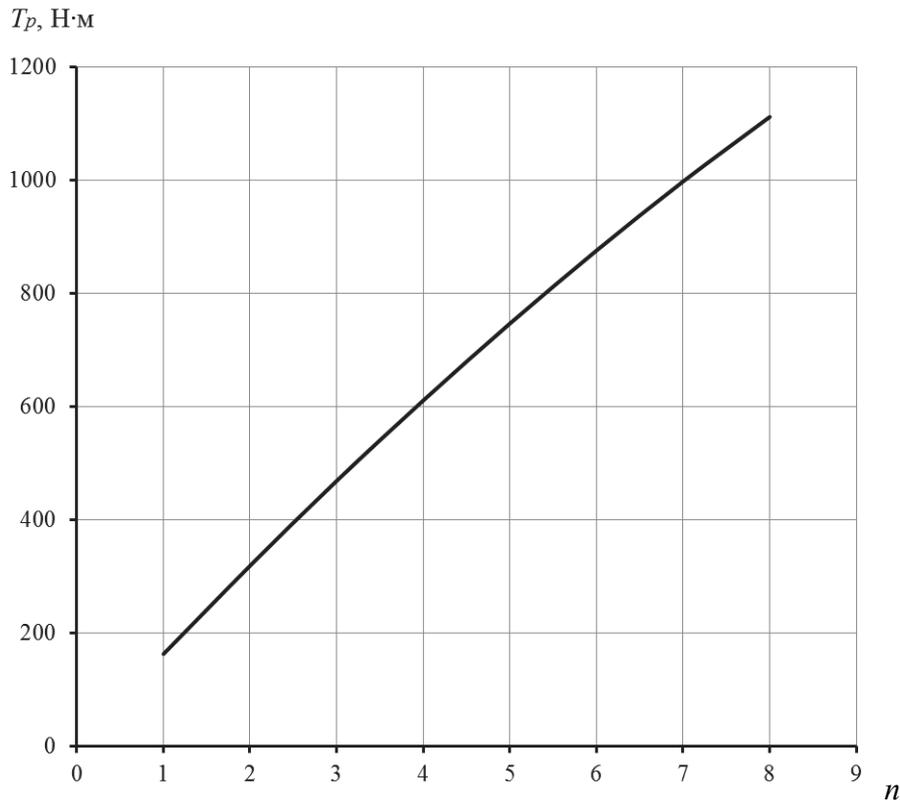


Рисунок 5 - Графічна залежність моменту, що передається фрикційною кінцевою муфтою від кількості робочих поверхонь

Висновки. З отриманих результатів досліджень можна зробити висновок, що у разі збільшення кількості робочих поверхонь можна отримати більшу несучу здатність нової фрикційної муфти. Це пояснюється тим, що зі збільшенням кількості робочих поверхонь також збільшується поверхня тертя між пів муфтами, то у випадку однакової притискної сили момент, що передається муфтою буде більший. Збільшення кількості робочих кінчних поверхонь значно ускладнює технологію виготовлення муфти, а також значно підвищується точність виготовлення її елементів. З використанням сучасного високоточного обладнання з числовим програмним керуванням виготовлення складних елементів кінчної муфти не є проблемою, проте збільшується вартість муфти. З отриманих результатів слідує, що найбільші обертові моменти, які передає фрикційна муфта, можна отримати у разі кутів нахилу робочих поверхонь 15...30°.

Тому, виникає необхідність в подальшому провести дослідження щодо раціональної кількості робочих кінчних поверхонь та їх вплив на точність виготовлення і монтажу муфти.

ЛІТЕРАТУРА

1. А.С. 1610114 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко, П.В. Карнаух (СССР),-№4651070/31-27. Заявлено 02.01.89., Оpubл. 30.11.90. Бюл. №44,1990.-3с.
2. А.С.1214952 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г.Калинин, В.А. Малащенко, П.Я.Петренко (СССР),-№3837660/25-27. Заявлено 11.84., Оpubл. 28.02.86. Бюл. №8,1986.-2с.
3. А.С.1693290 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г.Калинин, В.А. Малащенко, П.Я.Петренко, П.В. Карнаух (СССР),-№4667643/27. Заявлено 30.01.89., Оpubл. 23.11.91. Бюл. №43,1991.-2с.
4. А.С.1781479 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.В. Карнаух (СССР),-№4949999/27. Заявлено 27.06.91., Оpubл. 15.12.92. Бюл. №46,1992.-4с.
5. А.С.615293 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко (СССР),-№2431001/25-27. Оpubл. 15.07.78. Бюл. №26,1978.-3с.
6. А.С.653448 СССР МКИ F16D 13/64. Дисковая фрикционная муфта/ С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко (СССР),-№2533334/25-27. Заявлено 17.10.77., Оpubл. 25.03.79. Бюл. №11,1979.-2с.
7. Венцель Є.С., Малащенко В.О., Федик В.В. Аналіз навантажувальної здатності запобіжних фрикційних муфт приводів підйомно-транспортних машин. – Харків. Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. Вып. 65-66, 2014. – С. 21-28.
8. Деклараційний патент на винахід UA 53242A, МПК Дискава фрикційна муфта/ В.О. Малащенко, А.В.Пінчук (Україна), Бюл №1-2003.
9. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків.-Львів: НУ «Львівська політехніка».-2006.-195с.
10. Малащенко В.О., Карнаух П.В. Визначення навантажувальної здатності запобіжної фрикційної муфти з дугоподібним профілем фрикційних елементів. – Луганськ. Вісник СУНУ ім. В.Даля. №9(115). 2007 .- С. 109-112.
11. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Карнаух П.В. Пошук раціонального співвідношення геометричних параметрів запобіжної фрикційної муфти. – Львів. Науковий вісник НЛУУ. Вип.17.2, 2007.- С. 88-92.
12. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Пінчук А.В. Розподіл питомого тиску на бокових поверхнях кілець фрикційної муфти підвищеної навантажувальної здатності. Науковий вісник УДАУ. Вип.15.2, 2005. – С. 51-56.

УДК 621.86.065:539.38

Чаюн И.М., д.т.н.; Непомнящий А.В.; Чаюн М.И.

Одесский национальный политехнический университет

СВЯЗЬ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ ПОДЪЕМНОГО КАБЕЛЬ-КАНАТА С ЕГО ДЕФОРМИРОВАННО- НАПРЯЖЕННЫМ СОСТОЯНИЕМ

Аннотация. Кабель-канатом называют вироб, виготовлений з витого дроту, який включає вантажнесучу і токоведу частини, розділені ізоляційним шаром. Одною з основних характеристик є згинальна жорсткість перерізу кабель-канату, котра залежить від натягнення і кривизни згинання в зоні навивання на барабан. Показана нерозривність деформованого стану дротів кабель-канату з усіма його жорсткісними характеристиками, в тому числі зі згинальною жорсткістю перерізу.

Ключевые слова: канат, кабель, трение, жесткость каната, напряженное состояние.

Аннотация. Кабель-канатом называем изделие изготовленное из витых проволок, содержащее грузонесущую и токоведущую части, разделенные изоляционным слоем. Одной из основных характеристик является изгибная жесткость сечения кабель-каната, которая зависит от натяжения и кривизны изгиба в зоне навивания на барабан. Показана неразрывность деформированного состояния проволок кабель-каната со всеми его жесткостными характеристиками, в том числе с изгибной жесткостью сечения.

Ключевые слова: канат, кабель, трение, жесткость каната, напряженное состояние.

Annotation. Kabelleil nennt man das aus gewundenen Drähten gefertigte Erzeugnis. Die enthalten die tragfähigkeiten und stromführenden Anteile, die sich mit Isolierschicht teilen. Die wichtige Charakteristik ist die Biegesteifigkeit der Schnitt des Kabelleils, die von der Spannung und Schweißung der Krümmung in der Zone der Zettelung auf die Trommel abhängig ist. Die Kontinuität der Dehnungszustand den Drähten des Kabelleils mit allen seinen Versteifungsverhalten der Schnittsteifigkeit inklusiv ist gezeigt.

Stichwörter: Seil, Kabel, Reibung, Spannungszustand.

Постановка проблемы. Экспериментальные исследования показывают, что изгибная жесткость кабель-каната увеличивается с ростом его натяжения P и уменьшением кривизны χ изгиба [1...4]. В многих работах [3... 5 и др.] формулы изгибной жесткости каната

привязаны к суммарной изгибной жесткости его проволок EI_0 различными коэффициентами. Это относится, в том числе, к двучленным выражениям изгибной жесткости [3...5].

Введено понятие приведенной изгибной жесткости [4]

$$G = B \pm b, \tag{1}$$

где B – названо упругой изгибной жесткостью;

b – названо трибожесткостью, т.е. жесткостью, обусловленной внутренним конструкционным трением (знак «+» при увеличении кривизны, а «-» при уменьшении т.е. при выпрямлении кабель-каната).

Аналогичное представление изгибной жесткости в относительном виде [3]

$$\frac{EI}{d^4} = \frac{EI_0}{d^4} + \frac{EI_R}{d^4} = \frac{1}{d^4} \left\{ EI_0 + \left[a_0 + a_1 \left(c_0 + c_1 \frac{S}{d^2} \right) \left(\frac{D}{d} \right)^{0,67} \right] \right\}, \tag{2}$$

где EI_R – составляющая изгибной жесткости, обусловленная трением;

d и D – диаметр каната и барабана;

S – натяжение каната;

a_0 ; a_1 ; c_0 ; c_1 – опытные коэффициенты.

Представление изгибной жесткости в виде (1) и (2) подчинено решению определенных задач в работах [3, 4], но не дает возможности увязать изгибные жесткости каната с его внутренним деформированным, а, значит, и с напряженным состоянием, необходимым для прочностного расчета.

Цель статьи. Все жесткости кабель-каната, в том числе и изгибную, представить в неразрывной связи с его внутренним деформированным, а, значит, и напряженным состоянием, необходимым для выполнения прочностного расчета.

Изложение основного материала. Жесткостные характеристики кабель-каната определяем на основе теоремы [6]: «*вторая частная производная от удельной потенциальной энергии деформирования кабель-каната по любой деформации равна соответствующей жесткости его сечения*»

$$G_{kk} = \frac{\partial^2 u}{\partial \Delta_k^2}; \quad G_{kj} = \frac{\partial^2 u}{\partial \Delta_k \partial \Delta_j}; \quad k = j = 1; 2; 3; 4; 5. \tag{3}$$

Здесь Δ_k – деформации кабель-каната: $\Delta_1 = \varepsilon$ – продольная; $\Delta_2 = \theta$ – кручения; $\Delta_3 = \omega$ – поперечная; $\Delta_4 = \chi$ и $\Delta_5 = \zeta$ – деформации изгиба;

$$u = \frac{1}{2} \sum_1^s \Lambda (\Phi_p e^2 + \Phi_t t^2 + \Phi_u (b^2 + n^2)); \tag{4}$$

$$\Lambda = \cos^{-1} \alpha \cdot \cos^{-1} \beta; \tag{5}$$

$\Phi_p = EA$, $\Phi_t = 2GI$ и $\Phi_u = EI$ — продольная, крутильная и изгибная жесткости проволок;

$e; t; b; n$ — деформации растяжения, кручения, изгиба проволок, которые удобно представить в таком виде

$$e = \varepsilon K_{e\varepsilon} + \theta K_{e\theta} + \omega K_{e\omega} + \chi K_{e\chi} + \zeta K_{e\zeta} + \eta K_{e\eta}; \quad (6)$$

$$t = \varepsilon K_{t\varepsilon} + \theta K_{t\theta} + \omega K_{t\omega} + \chi K_{t\chi} + \zeta K_{t\zeta}; \quad (7)$$

$$b = \varepsilon K_{b\varepsilon} + \theta K_{b\theta} + \omega K_{b\omega} + \chi K_{b\chi} + \zeta K_{b\zeta}; \quad (8)$$

$$n = \varepsilon K_{n\varepsilon} + \theta K_{n\theta} + \omega K_{n\omega} + \chi K_{n\chi} + \zeta K_{n\zeta}, \quad (9)$$

где $K_{e\varepsilon}; K_{e\theta}; \dots; K_{n\zeta}$ — удельные деформации проволоки в кабель-канате (первая буква в индексах указывает деформацию проволоки, а вторая деформацию кабель-каната, связанную с данной деформацией проволоки, например, $K_{e\theta}$ учитывает продольную e деформацию проволоки, связанную с деформацией θ кручения кабель-каната).

Матричная формула жесткостей кабель-каната имеет вид

$$|G| = \sum_1^s \Lambda_i |K_i| |GD_i| |K_i|^T, \quad (10)$$

где $|K_i|$ — матрица удельных деформаций i -го элемента (проволоки) в кабель-канате;

$$|K_i| = \begin{vmatrix} K_{e\varepsilon} & K_{t\varepsilon} & K_{b\varepsilon} & K_{n\varepsilon} \\ K_{e\theta} & K_{t\theta} & K_{b\theta} & K_{n\theta} \\ K_{e\omega} & K_{t\omega} & K_{b\omega} & K_{n\omega} \\ K_{e\chi} & K_{t\chi} & K_{b\chi} & K_{n\chi} \\ K_{e\zeta} & K_{t\zeta} & K_{b\zeta} & K_{n\zeta} \end{vmatrix}_i, \quad (11)$$

$|GD_i|$ — матрица внутренней жесткости проволок i -го элемента:

$$|GD_i| = \begin{vmatrix} \Phi_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Phi_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Phi_u & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Phi_u \end{vmatrix}.$$

Исходной базой для удельных деформаций матрицы (11) являются геометрические уравнения М.Ф. Глушко [5]. Добавив факторы

поперечного сужения [6], трения [7] и температурного действия получаем их для одинарной свивки в таком виде:

$$K_{e\varepsilon} = \cos^2 \alpha (1 - v_{e\omega} \mu_\varepsilon \operatorname{tg}^2 \alpha); \quad (12)$$

$$K_{e\theta} = v_{e\theta} \cos^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha (r + \mu_\theta \operatorname{tg} \alpha); \quad (13)$$

$$K_{e\omega} = v_{e\omega} \sin^2 \alpha; \quad (14)$$

$$K_{e\chi} = v_{e\chi} r \cos^2 \alpha \cos \varphi; \quad (15)$$

$$K_{e\zeta} = v_{e\zeta} r \cos^2 \alpha \sin \varphi; \quad (16)$$

$$K_{e\eta} = \lambda; \quad (17)$$

$$K_{t\varepsilon} = (1 - v_{t\varepsilon} \mu_\varepsilon) r^{-1} \cos \alpha \sin^2 \alpha; \quad (18)$$

$$K_{t\theta} = v_{t\theta} \cos^4 \alpha (1 + \mu_\theta \operatorname{tg}^3 \alpha / r); \quad (19)$$

$$K_{t\omega} = v_{t\omega} r^{-1} \cos \alpha \sin^3 \alpha; \quad (20)$$

$$K_{t\chi} = -v_{t\chi} \cos^2 \alpha \sin 2\alpha \cos \varphi; \quad (21)$$

$$K_{t\zeta} = v_{t\zeta} \cos^2 \alpha \sin 2\alpha \sin \varphi; \quad (22)$$

$$K_{b\varepsilon} = -(1 + v_{b\varepsilon} \mu_\varepsilon) r^{-1} \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha; \quad (23)$$

$$K_{b\theta} = v_{b\theta} \sin 2\alpha (1 + \cos^2 \alpha); \quad (24)$$

$$K_{b\omega} = v_{b\omega} r^{-1} \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha; \quad (25)$$

$$K_{b\chi} = v_{b\chi} \cos^2 \alpha \cos 2\alpha \cos \varphi; \quad (26)$$

$$K_{b\zeta} = -v_{b\zeta} \cos^2 \alpha \cos 2\alpha \sin \varphi; \quad (27)$$

$$K_{n\chi} = -v_{n\chi} \cos^3 \alpha (1 + 2 \operatorname{tg}^2 \alpha) \sin \varphi; \quad (28)$$

$$K_{n\zeta} = v_{n\zeta} \cos^3 \alpha (1 + 2 \operatorname{tg}^2 \alpha) \cos \varphi, \quad (29)$$

где $v_{e\omega}, v_{e\theta}, v_{e\chi}, \dots, v_{n\zeta}$ – коэффициенты влияния внутреннего трения (первая буква в индексах указывает деформацию проволоки, а вторая деформацию кабель-каната, например, $v_{e\theta}$ учитывает продольную деформацию проволоки, связанную с деформацией θ кручения кабель-каната и трением);

$\mu_\varepsilon, \mu_\theta$ – коэффициенты поперечной деформации слоев кабель-каната от силового действия [6].

В случае двойной свивки удельные деформации проволок в кабель-канате определяются произведением двух матриц

$$|K_i| = \begin{vmatrix} K_{e\varepsilon} & K_{t\varepsilon} & K_{b\varepsilon} & K_{n\varepsilon} \\ K_{e\theta} & K_{t\theta} & K_{b\theta} & K_{n\theta} \\ K_{e\chi} & K_{t\chi} & K_{b\chi} & K_{n\chi} \\ K_{e\zeta} & K_{t\zeta} & K_{b\zeta} & K_{n\zeta} \end{vmatrix} = |KT_i| \cdot |KF_i| =$$

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

где $|KT_i|$ – матрица удельных деформаций пряди в канате, в которую входит i -я проволока;

$|KF_i|$ – матрица удельных деформаций i -ой проволоки в пряди.

Компоненты матрицы $|KT_i|$ удельных деформаций прядей определяются аналогично удельным деформациям (12)...(29).

Внешнее деформированное состояние кабель-каната от нагрузки (рис.1) описывается вектором $|DK|$ деформаций кабель-каната

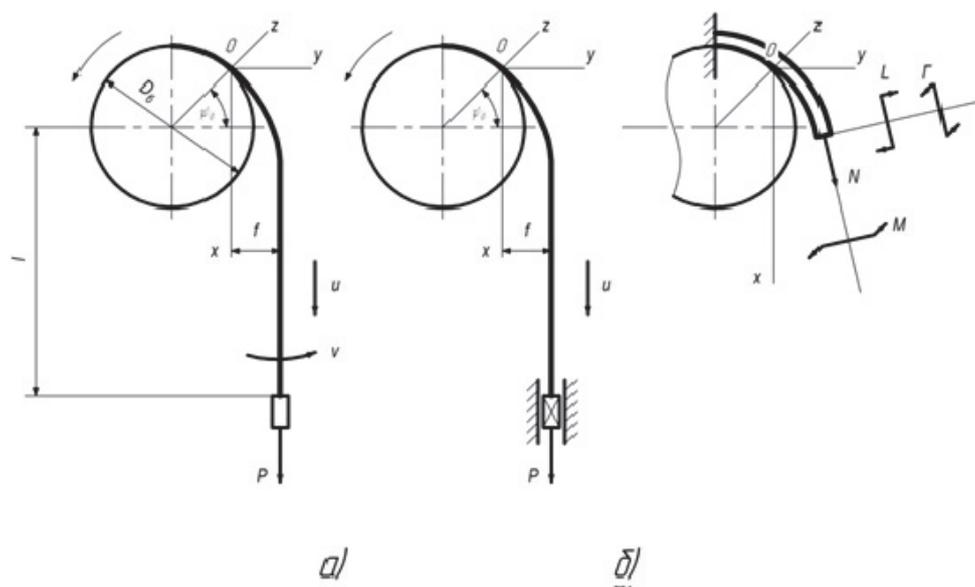


Рисунок 1. - Схемы нагрузки кабель-каната: *a* – свободным концевой груз; *б* – груз в направляющих.

$$|DK| = |G|^{-1} \cdot |F| = \begin{vmatrix} \varepsilon \\ \theta \\ \omega \\ \chi \\ \zeta \end{vmatrix} = \frac{1}{|D|} \begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} & A_{15} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} & A_{35} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} \\ A_{51} & A_{52} & A_{53} & A_{54} & A_{55} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} N \\ M \\ Q \\ L \\ \Gamma \end{vmatrix}, \quad (30)$$

где $|G|$ – матрица жесткости кабель-каната

$$|G| = \begin{vmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} & G_{14} & G_{15} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} & G_{24} & G_{25} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} & G_{34} & G_{35} \\ G_{41} & G_{42} & G_{43} & G_{44} & G_{45} \\ G_{51} & G_{52} & G_{53} & G_{54} & G_{55} \end{vmatrix}, \quad (31)$$

$G_{11}; G_{22}; G_{33}; G_{44}; G_{55}$ – главные жесткости кабель-каната:

продольная, крутильная, поперечная, изгибные в плоскости навивания на барабан и ей ортогональной;

$G_{12}; G_{13}; \dots; G_{15}$ – жесткости влияния;

$|F|$ – вектор внутренних силовых факторов в сечении кабель-каната, связанных с внешней нагрузкой

$$|F| = |N \ M \ Q \ L \ \Gamma|^T, \quad (32)$$

N – нормальная (продольная) сила;

M – крутящий момент;

Q – поперечная сила, связанная, например, с гидростатическим давлением в скважине;

L и Γ – изгибающие моменты.

$|D|$ – определитель матрицы жесткости

$$|D| = G_{11}A_{11} + G_{12}A_{12} + G_{13}A_{13} + G_{14}A_{14} + G_{15}A_{15};$$

$A_{11}, A_{12}, \dots, A_{55}$ – дополнения алгебраические матрицы.

Решение матричного уравнения (30) определяет внешнее деформированное состояние для различных схем нагружения кабель-каната.

Наиболее общим является **растяжение кабель-каната в направляющих с навиванием на барабан (рис. 1, б).**

Вектор внутренних усилий $|F|$ кабель-каната согласно [6], [7]:

$$\text{продольная сила} \quad N(x) = P \cos \psi; \quad (33)$$

$$\text{крутящий момент} \quad M(x) = M_n \cos \psi; \quad (34)$$

поперечная сила, связанная, например, с гидростатическим давлением в скважине

$$Q(x) = \pi d_k \bar{l} q(x), \quad (35)$$

где d_k и \bar{l} – внешний диаметр и единичная длина кабель-каната;

$$q(x) = p(x) - \lambda \omega(x);$$

$p(x)$ – гидростатическое давление H / m^2 ;

λ – удельная реакция сердечника;

$$\text{изгибающие моменты } L = P f e^{-kx}; \quad \Gamma = M_H \sin \psi, \quad (36)$$

M_H – реакция препятствующая повороту концевого сечения

$$M_H = -\frac{A_{12}P + A_{23}Q}{A_{22}}. \quad (37)$$

Выражения деформаций кабель-каната для данного нагружения на основе (30)...(37):

$$\begin{aligned} \varepsilon(x) = \{ & P[A_{11} \cos \psi - A_{12}A_{22}^{-1}(A_{12} \cos \psi + A_{15} \sin \psi) + A_{14}f e^{-kx}] + \\ & + Q[A_{13} - A_{23}A_{22}^{-1}(A_{12} \cos \psi + A_{15} \sin \psi)] \} / |D|; \end{aligned} \quad (38)$$

$$\theta(x) = \{ P(A_{24}f e^{-kx} - A_{25}A_{12}A_{22}^{-1} \sin \psi) + Q A_{23}(1 - \cos \psi - A_{25}A_{22}^{-1} \sin \psi) \} / |D|; \quad (39)$$

$$\begin{aligned} \omega(x) = \{ & P[A_{31} \cos \psi - (A_{32}A_{12} \cos \psi + A_{35}A_{12} \sin \psi)A_{22}^{-1} + A_{34}f e^{-kx}] + \\ & + Q[A_{33} - (A_{23}^2 \cos \psi + A_{23}A_{35} \sin \psi)A_{22}^{-1}] \} / |D|; \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} \chi(x) = \{ & P[A_{41} \cos \psi - (A_{42}A_{12} \cos \psi + A_{45}A_{12} \sin \psi)A_{22}^{-1} + A_{44}f e^{-kx}] + \\ & + Q[A_{43} - (A_{23}A_{42} \cos \psi + A_{12}A_{45} \sin \psi)A_{22}^{-1}] \} / |D| \end{aligned} \quad (41)$$

$$\begin{aligned} \zeta(x) = \{ & P[A_{51} \cos \psi - (A_{42}A_{12} \cos \psi + A_{55}A_{12} \sin \psi)A_{22}^{-1} + A_{44}f e^{-kx}] + \\ & + Q[A_{53} - (A_{23}A_{52} \cos \psi + A_{12}A_{55} \sin \psi)A_{22}^{-1}] \} / |D|, \end{aligned} \quad (42)$$

$$\text{где } \kappa = \sqrt{P/G_{44}}; \quad f = G_{44}/PR; \quad \chi = -R^{-1}e^{-kx}; \quad \psi = (G_{44}/PR^2)^{0,5}e^{-kx}. \quad (43)$$

В случае полной симметрии сечения кабель-каната выражения деформаций (38)...(42) упрощаются за счет нулевых значений большинства (четырнадцать из двадцати) жесткостей влияния:

$$G_{14} = G_{15} = G_{24} = G_{25} = G_{34} = G_{35} = G_{45} = 0. \quad (44)$$

При радиусе барабана $R \rightarrow \infty$ и поперечной силе (35) $Q=0$, а также полной симметрии сечения кабель-каната уравнение (30) дает только деформацию растяжения [5] $\varepsilon = P/G_{11}$, что соответствует схеме чистого растяжения по терминологии М.Ф. Глушко [5].

Растяжение с навиванием на барабан при свободном подвесе груза (рис.1, а).

При такой схеме нагружения реакция $M_H = 0$. Отсюда $M = \Gamma = 0$. Деформации кабель-каната на основании уравнения (30):

$$\varepsilon = [P(A_{11} \cos \psi + A_{14} f e^{-kx}) + A_{13} Q] / |D|; \quad (45)$$

$$\theta = [P(A_{21} \cos \psi + A_{24} f e^{-kx}) + A_{23} Q]; \quad (46)$$

$$\omega = [P(A_{31} \cos \psi + A_{34} f e^{-kx}) + A_{33} Q] / |D|; \quad (47)$$

$$\chi = [P(A_{41} \cos \psi + A_{44} f e^{-kx}) + A_{43} Q] / |D|; \quad (48)$$

$$\zeta = [P(A_{51} \cos \psi + A_{54} f e^{-kx}) + A_{53} Q] / |D|. \quad (49)$$

Растяжение кабель-каната свободно подвешенным грузом.

Как и в предыдущей схеме реакция сопротивления кручения кабель-каната M_n ; $M = G = 0$. При этом решение уравнения (30) с учетом зависимостей (34), (35) дает такие деформации:

$$\varepsilon = (PA_{11} + A_{13}Q) / |D|; \quad (50)$$

$$\theta = (PA_{21} + QA_{23}) / |D|; \quad (51)$$

$$\omega = (PA_{31} + QA_{33}) / |D|; \quad (52)$$

$$\chi = (PA_{41} + QA_{43}) / |D|; \quad (53)$$

$$\zeta = (PA_{51} + QA_{53}) / |D|. \quad (54)$$

При поперечной силе $Q=0$ и полной симметрии сечения кабель-каната по уравнению (30) деформации его растяжения и кручения, соответствуют ранее полученным М.Ф. Глушко [5]:

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

Чистое растягивание кабель-каната.

Внешними силами при данной схеме нагрузки является концевое усилие P и нагрузка Q . При этом нет внешних сил, вызывающих деформации кручения и изгиба кабель-каната. Но при наличии асимметрии в сечениях кабель-каната будут деформации изгиба, вызванные асимметрией ей. Это адекватно нецентральному растяжению стержня.

$$\varepsilon = [P(A_{11} - A_{12}^2 A_{22}^{-1}) + Q(A_{13} - A_{12} A_{23} A_{22}^{-1})] / |D|; \quad (55)$$

$$\omega = [P(A_{31} - A_{12} A_{32} A_{22}^{-1}) + Q(A_{33} - A_{23}^2 A_{22}^{-1})] / |D|; \quad (56)$$

$$\chi = [P(A_{41} - A_{12} A_{42} A_{22}^{-1}) + QA_{43}(1 - A_{23} A_{22}^{-1})] / |D|; \quad (57)$$

$$\zeta = [P(A_{51} - A_{12} A_{52} A_{22}^{-1}) + QA_{53}(1 - A_{23} A_{22}^{-1})] / |D|. \quad (58)$$

При поперечной силе (33) $Q=0$ и полной симметрии сечения кабель-каната, согласно (44) по уравнению (30) получаются деформации растяжения $\varepsilon = P/G_{11}$ (остальные деформации нулевые).

Деформированное состояние кабель-каната при действии распределенной нагрузки.

Выше рассмотрено деформированное состояние кабель-каната для четырех схем без учета действия распределенных по его длине сил. В общем случае вектор силовой нагрузки F (32), обусловленный не только концевым усилием P , а зависит от вертикального отвеса кабель-каната, а, например, для каротажного кабеля зависит также от сил сопротивления его движению, выталкивающей силы бурового раствора, скорости подъема и формы трассы скважины (отклонение ее от вертикали). Внешнюю силу в виде совокупности концевого усилия P и распределенных сил выражаем зависимой от координаты x (рис.1)

$$T = Ph, \quad (59)$$

где $h = 1 + \frac{ql}{P}(1 - \bar{x})$;

l – глубина скважины;

$\bar{x} = x/l$ – относительная координата сечения кабель-каната.

Распределенную силу q по опыту эксплуатации [9] представляем суммой составляющих

$$q = q_k + q_o - q_p, \quad (60)$$

где q_k – сила тяжести единицы длины кабеля;

q_o – сила сопротивления на единицу длины, которая зависит от силы трения о стенки скважины, силы противодействия сдвигу между частицами бурового раствора и силы инерции при изменении скорости движения кабеля;

q_p – сила выталкивания бурового раствора.

Составляющие вектора $|DK|$ (3), описывающие внешнее деформированное состояние кабель-каната с учетом (59), получаются аналогично рассмотренным выше четырем схемам.

Прежде чем представить непосредственно внутреннее деформированное состояние кабель-каната рассмотрим предлагаемую модель учета межэлементного трения. Трение должно учитываться в удельных деформациях (12)...(29) абсолютно одинаково как для жесткостных характеристиках, так и для описания внутреннего деформированного состояния кабель-канатов.

Механико-математические модели коэффициентов трения.

Наиболее существенно влияют на жесткостные характеристики и деформированное состояние численные значения $v_{e\theta}; v_{t\theta}; v_{e\chi}; v_{e\zeta}$ в (12)...(29). Первые два $v_{e\theta}; v_{t\theta}$, связанные с деформацией θ кручения кабель-каната, рассмотрены в [10].

Удельная деформация растяжения проволоки, связанная с изгибом кабель-каната (15),

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

где $v_{e\chi}$ – коэффициент, который учитывает влияние трения на деформацию растяжения e проволоки в кабель-канате от его деформации изгиба χ .

В исходном прямолинейном натянутом состоянии изгибная жесткость имеет максимально возможное значение $\max G_{44}$, поскольку между элементами будет трение покоя. На основе (10)

$$G_{44} = \sum_1^s \Lambda (\Phi_p K_{e\chi}^2 + \Phi_t K_{t\chi}^2 + \Phi_u (K_{b\chi}^2 + K_{n\chi}^2)). \quad (61)$$

Для фиксированного натяжения такая жесткость сохраняется при изгибе до определенной кривизны $\chi_{пр}$. В этом состоянии сила трения F пропорциональна коэффициенту трения и силе прижатия, которая образуется натяжением кабель-каната. Вследствие изгиба кабель-каната возникает сила сдвига F_c . В состоянии трения покоя

$$F_c = \chi rEA \cos^2 \alpha \cos \varphi, \quad (62)$$

проволока получает возрастающую продольную деформацию растяжения $e(\chi)$ в зависимости от кривизны кабель-каната, где EA и φ – продольная жесткость проволоки и угол, определяющий ее положение в соответствующем слое.

Это будет продолжаться до приобретения кабель-канатом определенной предельной кривизны $\chi_{пр}$, а проволокой предельной деформации растяжения $e_{пр} = e(\chi_{пр})$. В таком состоянии наступит равенство

$$F_{c.пр} = v_{e\chi} \chi_{пр} rEA \cos^2 \alpha \cos \varphi = F. \quad (63)$$

При дальнейшем росте кривизны вплоть до кривизны барабана деформация растяжения проволоки $e_{пр}$ будет оставаться неизменной. Можно считать, что величина $v_{e\chi}$ находится в интервале (0,1), а его конкретное значение определять как отношение деформации растяжения $e_{пр}$, имеющем место в реальном состоянии кабель-каната, к максимально возможному значению

$$v_{e\chi} = \frac{R e_{пр}}{r \cos^2 \alpha \cos \varphi}, \quad (64)$$

где R – радиус кривизны изгиба кабель-каната на барабане (или на блок-балансе).

Коэффициент $v_{e\chi}$ подлежит экспериментальному определению. Используя эксперименты работ [11,12]:

$$e_{np} = \frac{T_2 - T_1}{EA}, \quad (65)$$

где T_1 и T_2 – усилия натяжения проволоки на прямолинейном участке на расстоянии более одного шага вниз от точки соприкосновения каната с блоком и в сечении на изогнутом участке в направлении набегания на блок на расстоянии 1/4 шага от точки соприкосновения с блоком.

В табл.1 приведены результаты определения коэффициентов v_{ex} по формуле (64) на основе опытов [11,12], проведенных с канатом конструкции 1+6+12, диаметра $d=6$ мм, шаги свивки $h_2=46$ мм, $h_3=65$ мм.

Таблица 1 – Результаты экспериментов [11,12] и их обработки

Диаметр каната d , мм и D/d	Усилия в проволоке [12], H		Концевое усилие P , H	Среднее напряжение σ_{cp} , МПа	Коэффициент v_{ex}
	T_1	T_2			
$d = 6$ $D/d = 25$	309	550,6	5778,4	269	0,0397
	231,6	431	4330,4	201,6	0,0328
	152,5	291,4	2852,5	132,8	0,0271
$d = 6$ $D/d = 44$	318,5	507,3	5956	277,3	0,0547
	246,5	387,4	4610	214,6	0,0408
	166,5	285,8	3711,6	172,8	0,0345
	79,1	160,8	1479,4	68,9	0,0237
	26	69,9	486,8	26,7	0,0127

Из табл. 1 видно, что в исследуемом интервале натяжений каната и кривизны его изгиба на блоке зависимости $v_{ex} = f(\sigma, D)$ можно считать линейной. Если такой же характер зависимости распространить до предельного натяжения, соответствующего несущей способности каната при $D/d = 10... 50$, то коэффициент v_{ex} выходит на уровень 0,1– 0,12. Достоверность таких значений v_{ex} подтверждается в работе [6] приемлемым совпадением теоретических и экспериментальных данных несущей способности канатов при растяжении на вращающемся барабане.

При малых кривизнах изгиба, которые получают пряди в канатах двойной свивки при свободном растяжении, коэффициенты v_{ex} при соответствующих натяжениях значительно больше. Так, при натяжениях соответствующих несущей способности канатов двойной свивки в условиях свободного растяжения следует принимать $v_{ex} = 0,6 - 0,85$.

В табл. 2 показана зависимость относительной изгибной жесткости $\bar{G}_{44} = G_{44}/EI_0$ от коэффициента ν_{ex} . Опытные значения относительной изгибной жесткости G_{33} получены на основании экспериментальных данных работы [1], где изгибная жесткость канатов определялась частотным методом, а значит при весьма малых кривизнах. Согласно графиков [1] при $\sigma_{cp} = 270...350$ МПа линейный рост изгибной жесткости от натяжения прекращается и она, монотонно возрастая, приближается к некоторому постоянному значению.

Таблица 2 – Влияние коэффициента ν_{ex} на изгибную жесткость канатов одинарной свивки

№ каната по табл. 3	EI_0 , кН мм ²	Расчетные \bar{G}_{44} при значениях $\nu_{ex} = 0...1$				Опытные \bar{G}_{44} при σ_{cp} , МПа	
		0.0	0.75	0.90	1.0	200	350
1	2470	0.929	26.87	38.29	47.05	35.6	40.39
2	6200	0.882	12.81	18.07	22.10	12.6	14.16
3	4400	0.890	12.84	18.11	22.14	12.8	14.44
4	1830	0.879	24.81	35.40	43.43	19.07	23.98
5	78	0.867	4.31	5.83	7.0	–	–

Таблица 3 – Конструктивные параметры канатов одинарной свивки

№ каната	Конструкция	Диаметр d , мм	Параметры: диаметры δ проволок и радиусы r свивки в мм; углы свивки α в градусах
1	1 + 7 + 7 / 7 + 14	11.4	$\delta_1 = 2.2; \delta_2 = \delta_3 = 1.65; \delta_4 = 1.2; \delta_5 = 2;$ $r_2 = 1.925; r_3 = 3.166; r_4 = 3.35; r_5 = 4.7;$ $\alpha_2 = 6.7; \alpha_3 = 10.97; \alpha_4 = 11.6; \alpha_5 = 16.05$
2	1 + 6 + 12	12.2	$\delta_1 = 2.6; \delta_2 = \delta_3 = 2.4;$ $r_2 = 2.5; r_3 = 4.9;$ $\alpha_2 = 15.27; \alpha_3 = 15.66$
3	1 + 6 + 12	11.2	$\delta_1 = 2.4; \delta_2 = \delta_3 = 2.2;$ $r_2 = 2.3; r_3 = 4.5;$ $\alpha_2 = 13.28; \alpha_3 = 15.67$
4	1 + 6 + 12 + 18	10.6	$\delta_1 = 1.6; \delta_2 = \delta_3 = \delta_4 = 1.5;$ $r_2 = 1.55; r_3 = 3.05; r_4 = 4.55;$ $\alpha_2 = 15.3; \alpha_3 = 15.5; \alpha_4 = 15.7$
5	1 + 6	3.15	$\delta_1 = 1.15; \delta_2 = 1.0;$ $r_2 = 1.075;$ $\alpha_2 = 16.75$

Внутреннее деформированное состояние кабель-канатов.

Представляет определение матрицы $|DII|$ деформаций всех проволок кабель-каната

$$|DII| = |DK| \cdot |K|, \quad (66)$$

где $|DK|$ и $|K|$ – матрицы деформаций кабель-каната и удельных деформаций проволок.

Матрица $|DII|$ блочная размером $1 \times s$, где s – количество элементов (проволок) кабель-каната. Компонентами матрицы $|DII|$ являются деформация растяжения e , кручения t , а также изгиба b относительно бинормали и n относительно нормали каждой i -ой проволоки:

$$|DII_i| = |etbn|_i, \quad i = 1, 2, \dots, s. \quad (67)$$

В развернутом виде деформации каждой i -ой проволоки

$$|etbn|_i = |\varepsilon \theta \omega \chi \zeta| \times \begin{vmatrix} K_{e\varepsilon} & K_{t\varepsilon} & K_{b\varepsilon} & K_{n\varepsilon} \\ K_{e\theta} & K_{t\theta} & K_{b\theta} & K_{n\theta} \\ K_{e\omega} & K_{t\omega} & K_{b\omega} & K_{n\omega} \\ K_{e\chi} & K_{t\chi} & K_{b\chi} & K_{n\chi} \\ K_{e\zeta} & K_{t\zeta} & K_{b\zeta} & K_{n\zeta} \end{vmatrix}_i. \quad (68)$$

Напряженное состояние кабель-каната. Описывается эквивалентными напряжениями в контурных точках сечений проволок

$$\sigma = E \sqrt{\left(e + (b^2 + n^2)^{0,5} \frac{\delta}{2} \right)^2 + 0,16 t^2 \delta^2}, \quad (69)$$

где E и δ – модуль продольной упругости и диаметр проволоки.

Выводы.

1) Влияние межэлементного трения на жесткостные характеристики кабель-каната является опосредствованным. Трение непосредственно влияет на внутреннее деформированное состояние кабель-каната. Наиболее существенное влияние на деформации растяжения (13), (15) и кручения (19) проволок. От этого изменяется удельная потенциальная энергия (4) упругой деформации. Таким образом, жесткостные характеристики кабель-каната, в том числе и изгибная жесткость, определяются непосредственно только упругой деформацией проволок.

2) При исследовании напряженного состояния кабель-каната, определении его несущей способности не должно быть разделения

изгибной жесткости на две составляющих. Влияние трения следует учитывать одновременно одинаково как в жесткостных характеристиках кабель-каната, так и в определении деформаций проволок и далее напряженного состояния.

3) Коэффициенты межэлементного трения можно определять двумя путями. Первый – это тензометрирование, при котором необходимо измерять (отделять) деформативную часть в общем перемещении элемента (провода) при нагружении кабель-каната. Этот путь требует весьма утонченных опытов. Второй – на основе анализа агрегатных деформаций, жесткостных характеристик и несущей способности кабель-канатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самарский А.Ф., Приходько В.М. Зависимость жесткости стальных канатов при изгибе от осевой растягивающей нагрузки // Стальные канаты.- К.: Техніка, 1967.— Вып.4.— С.136 — 138.
2. Артюхова В.Е. Зависимость коэффициентов рассеяния энергии в канате от его среднего статического натяжения / Артюхова В.Е. // Стальные канаты. Вып. 7. — К.: Техніка, 1970. — С. 362.
3. Feurer K. Drahtseile : Bemessung, Betrieb, Sicherheit. 2 Auflage / K. Feurer. — Berlin : Springer-Verlag, 2000. — 468 s.
4. Малиновский В.А. Стальные канаты: аналитический справочник / В.А. Малиновский. — Одесса: Астропринт. 2016. — 252 с.
5. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты / М.Ф. Глушко. — К.: Техніка, 1966. — 325 с.
6. Чаюн, И.М. Несущая способность подъемных канатов и лент / И.М. Чаюн. — Одесса: Астропринт, 2003. — 233 с.
7. Непомнящий А.В. Метод жесткостей в расчете каротажных кабелей / А.В. Непомнящий, И.М. Чаюн // Вісник СевНТУ. Вип. 137. Севастополь: СевНТУ, 2013.— С. 62 — 67.
9. Горбенко Л.А. Каротажные кабели и их эксплуатация /Л.А. Горбенко. —М.: Недра, 1967. — 152 с.
10. Чаюн, І.М. Вплив міжелементного тертя в канаті на його деформований стан і жорсткісні характеристики при розтяганні та крученні / І.М. Чаюн, М.І. Чаюн, О.В. Непомнящий // Підйомно-транспортна техніка. — 2014. — №4.— С. 4-12.
11. Никитин И.Ф. Распределение напряжений в канате при пробегании его по блоку // Стальные канаты.— Вып. 3. — К.: Техніка. — 1966. — 130 — 138.
12. Никитин И.Ф. Дополнительные усилия при переходе каната из прямого в изогнутой // Стальные канаты. — Вып. 4. — К. : Техніка 1967. — С. 81—85.

УДК 621.866.2

Попель О.Е. к.т.н., Олещук О.В. к.т.н.

Одесский национальный политехнический университет

АНАЛИЗ ВИНТОВЫХ ЭЛЕКТРОДОМКРАТОВ ДЛЯ ПОДЪЁМА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ ПО ИХ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЮ

Аннотация: Проанализированы винтовые электродомкраты для подъёма железнодорожных вагонов, выпускаемых производителями разных стран с точки зрения их энергопотребления. Показано, что существующие домкраты имеют низкий КПД. Обращено внимание, что домкраты с таким низким КПД недопустимо применять «Укрзалізницею» на станциях перехода.

Ключевые слова: электродомкрат винтовой, железнодорожные вагоны, КПД.

Анотація: Проаналізовано гвинтові електродомкрати для підйому залізничних вагонів, що випускаються виробниками різних країн з точки зору їх енергоспоживання. Показано, що існуючі домкрати мають низький ККД. Звернуто увагу, що домкрати з таким низьким ККД неприпустимо застосовувати «Укрзалізницею» на станціях переходу.

Ключові слова. Електродомкрат гвинтовий, залізничні вагони, ККД.

Zusammenfassung: elektrische Hebeschrauben zum Heben von Eisenbahnwagons wurden von Herstellern aus verschiedenen Ländern in Bezug auf ihren Energieverbrauch analysiert. Es wurde festgestellt, dass die bestehenden Buchsen einen niedrigen Wirkungsgrad besitzen. Es wurde darauf hingewiesen, dass diese Buchsen von "Ukrzaliznizja" Aufgrund der geringen Effizienz bei Transit-Stationen nicht eingesetzt werden dürfen.

Stichwörter: Elektrische Hebeschraube, Eisenbahnwagons, Effizienz.

Введение. В настоящее время все страны мира все больше внимания уделяют вопросам снижения энергопотребления различными устройствами. С этой точки зрения наше внимание привлекли винтовые электромеханические домкраты для подъёма железнодорожных вагонов в связи с тем, что в Украине такие домкраты, имеют более широкое применение, чем в других странах. Это связано с тем, что они используются не только в вагоноремонтных (рис. 1, а [1]) и локомотиворемонтных (рис. 1, б [2]) депо (в настоящее время в Украине имеется 49 вагонных депо, а со временем ожидается, что их будет 53 [3] и 55 локомотивных депо [4]), а и на станциях перехода (рис. 2 [5]) при смене колесных тележек из-за разницы в

ширине колеи железных дорог Украины (1520 мм) и Европейских стран (1435 мм), с которыми она граничит.



а



б

Рис. 1. Вагонное депо Запорожье-Левое (а) и локомотивное депо Киев-пассажирский (б).

В работе [6] показано, что масса только грузовых вагонов, пересекающих границы Украины со странами с узкой колеёй в течение одного года, которые необходимо будет поднять-опустить, составит 591×10^5 т. Для перевозки такой массы грузов, если принять, что масса перевозимого груза одним вагоном составляет 80 т, понадобится 738750 вагонов. Однако следует учесть, что часто вагоны, после доставки груза к месту назначения, обратно идут без груза.



Рис. 2. Место смены колесных тележек на станции Чоп.

В таблице 1 [7] представлены показатели грузоперевозок, осуществленных «Укрзалізницею» за период январь - сентябрь 2015 года. Из этой таблицы видно, что количество груза, отправленного на экспорт (94.52 млн. тонн), более чем в 3 раза превышает количество импортированного груза (26.82 млн. тонн). Конечно, это были не все грузы, прошедшие через пункты перехода, на

которых нужно было менять тележки вагонов, но, тем не менее, это указывает на то, что есть значительное количество пустых вагонов, для которых нужно было провести такую операцию. А если учесть ещё и пассажирские вагоны, пересекающие границы со сменой ширины колеи, а также работу домкратов в вагонных и локомотивных депо, то количество поднимаемых (опускаемых) вагонов будет значительно больше, чем 738750 вагонов/год.

Таблица 1 – Показатели грузоперевозок за 9 месяцев 2015 г.

Наименование показателей:	Количество, млн. тонн
транзит	18.86
импорт	26.82
экспорт	94.52
внутренние	116.23
Всего перевезено, млн. тонн	256.43

Постановка задачи. Для поднятия одного вагона применяется комплект, состоящий из четырех домкратов грузоподъемностью 30 т каждый. Таким образом, у «Укрзалізниці» в эксплуатации находится довольно большое количество домкратов. Следовательно, даже незначительное снижение энергопотребления одним домкратом, приведет к существенной экономии электроэнергии в целом для «Укрзалізниці».

Цель работы. Целью настоящей работы является анализ энергопотребления домкратами типа ДТ-30 (или близких к ним по грузоподъемности) для подъема железнодорожных вагонов, выпускаемых различными фирмами мира.

Основной материал. Для выполнения такого анализа нам понадобятся следующие технические характеристики:

- время подъема и ход подъемной каретки либо скорость подъема груза;
- грузоподъемность;
- мощность, установленного двигателя либо потребляемая им мощность из электросети или ток и напряжение его питания.

В таблице 2 представлены технические характеристики домкратов тех производителей, которые разместили их на своих сайтах или выслали нам по нашим запросам. Перечисленные характеристики являются одними из основных для потребителей этой продукции. Несмотря на то, что эти характеристики не раскрывают каких-либо технических секретов, некоторые производители, к сожалению, даже не ответили на наши запросы. Но это несколько не уменьшает важности представленных данных, поскольку по нашей оценке здесь приведены данные практически 80% производителей подобных

домкратов мира. Поэтому эта выборка является вполне презентабельной.

Таблица 2 – Основные характеристики домкратов различных производителей

Производитель	Грузоподъемность, т	Ход, мм	Скорость подъема, мм/с	Время подъема, с	Мощность электродвигателя, кВт
Австрия, IME-Autolift [8]	30	1800	5,0	360	4,0
Англия, Macton Corporation [9]	35	1499	3,81	–	7,5
Англия, Mechan [10]	30	–	3,28*	–	5,5
Германия, Hуwema [11]	30	2000	3,0	–	3,0
Италия, CЕСРА [12]	30	2265	3,33	–	5,5
Китай, Chongqing Hengtai Electromechanical Equipment Co., Ltd. [13]	30	2300	7,19*	320	5,5
Россия, НПО «Вагонник» [14]	30	1050	3,02*	348	5,5
Россия, Кубаньжелдормаш [15]	30	–	2,92*	–	7,5
США, Whiting Corporation [16]	35	1829	3,81	–	7,5
Украина, ПАО ОМЗ «Красная гвардия» [17]	30	1050	3,08*	–	5,5

*Примечание: * - значение, полученное нами расчетным путем на основании соответствующих данных производителей.*

К сожалению, в общедоступной информации не указывается реальный КПД домкратов, а также нет их конструктивных данных, которые позволили бы нам определить их теоретический КПД. В связи с этим мы ввели показатель *условный КПД* – $\eta_{усл}$, представляющий собой отношение полезной мощности $P_{п}$ к мощности электродвигателя $P_{дв}$, установленного на домкрате

$$\eta_{усл} = \frac{P_{п}}{P_{дв}}$$

Полезная мощность $P_{п}$ может быть определена по данным, представленным в таблице 2

$$P_{п} = Q \cdot g \cdot V / 10^6 \text{ кВт},$$

где Q – грузоподъемность домкрата, кг;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 V – скорость подъема, м/с.

Результаты расчетов представлены в табл. 3.

Производитель	Полезная мощность, кВт	Условный КПД, %
Австрия, IME-Autolift	1,47	36,75
Англия, Macton Corporation	1,31	17,42
Англия, Mechan	0,91	17,53
Германия, Hwema	0,88	29,4
Италия, CESPА	0,98	17,8
Китай, Chongqing Hengtai Electromechanical Equipment Co., Ltd.	2,10	38,43
Россия, НПО «Вагонник»	0,89	16,14
Россия, Кубаньжелдормаш	0,86	11,45
США, Whiting Corporation	1,31	17,42
Украина, ПАО ОМЗ «Красная гвардия»	0,91	16,46

Условный КПД позволяет нам произвести приблизительное сравнение домкратов по их энергоэффективности (табл. 3). Из представленных результатов видно, что наилучшими, с точки зрения экономии электроэнергии, являются домкраты, производимые в Китае (Chongqing Hengtai Electromechanical Equipment Co., Ltd.), у которых условный КПД $\eta_{усл} = 38,4\%$ и Австрии (IME-Autolift) $\eta_{усл} = 37\%$. А самый низкий КПД у домкратов, производимых в России (Кубаньжелдормаш с условным КПД $\eta_{усл} = 11,45\%$ и НПО «Вагонник» – $\eta_{усл} = 16,1\%$) и в Украине (ПАО ОМЗ «Красная гвардия» – $\eta_{усл} = 16,5\%$).

Следует отметить, что введенный нами условный КПД не учитывает потери в самом электродвигателе (его механический КПД и $\cos \phi$). Если учесть и эти параметры, то потери электроэнергии будут еще больше.

В работе [6] показано, что только замена винтовой пары скольжения на роликтовую винтовую пару качения может повысить КПД домкрата на 49%.

Вывод. Учитывая, что в Украине домкраты подобного типа широко распространены и интенсивно эксплуатируются, а также наличие всемирного энергетического кризиса необходимо признать, что терять примерно 85% энергии не рационально!

Мы бы порекомендовали руководству «Укрзалізниці» изыскать возможность финансирования работ, направленных на:

1. разработку и производство новых домкратов с бóльшим КПД;

2. обследование домкратных комплексов, уже находящихся в эксплуатации, с целью выяснения возможности их реконструкции для значительного снижения потерь электроэнергии и при такой возможности произвести соответствующую модернизацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Доступно на сайте: <http://www.ipnews.in.ua/index.php/2014/01/09/%D0%B2-%D0%B4%D0%B5%D0%BF%D0%BE-%D0%B7%D0%B0%D0%BF%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B6%D1%8C%D0%B5-%D0%BB%D0%B5%D0%B2%D0%BE%D0%B5-%D0%BE%D1%82%D1%80%D0%B5%D0%BC%D0%BE%D0%BD%D1%82%D0%B8%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%B0/>.
2. Доступно на сайте: <http://rurailway.livejournal.com/2707084.html?page=1>.
3. Доступно на сайте: <http://www.unn.com.ua/ru/news/1182038-kilkist-vagonnikh-depo-v-ukrayini-zroste-do-53>.
4. Загальна інформація. Доступно на сайте: http://www.uz.gov.ua/about/general_information/.
5. Доступно на сайте: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/02/Bogie_change_station_at_Chop_station_Ukraine.jpg.
6. Попель О.Е. К вопросу снижения энергопотребления винтовыми электродомкратами типа ДТ-40 / О.Е. Попель, О.В. Олещук // Підйомно-транспортна техніка. – 2014. – №4 (44) – с. 53 – 60.
7. Доступно на сайте: http://www.uz.gov.ua/cargo_transportation/general_information/indicators_of_transit/.
8. Доступно на сайте: <http://www.railway-technology.com/contractors/yard/ime-autolift/>.
9. Доступно на сайте: http://www.macton.com/pdf/Portabl_Car_Hoist_System.pdf.
10. Доступно на сайте: <http://www.mechan.co.uk/>.
11. Product Information HYWEMA®.de, 2014-03-25, FLVN, Data Sheet Technic_GB.doc.
12. Доступно на сайте: http://www.cespaitaly.com/eng/production/v_train.aspx.
13. Доступно на сайте: http://cqhtjd.en.alibaba.com/product/60242370355-213797199/Railway_rolling_stock_30T_lifting_Jack.html.
14. Доступно на сайте: <http://vagonnik.ru/katalog/67>.
15. Доступно на сайте: <http://www.zdm.ru/products/ustanovki-domkratnyie-staczionarnyie-uds-120-160-200>.
16. Доступно на сайте: www.whitingcorp.com.
17. Доступно на сайте: <http://www.krgv.com.ua/?page=cat2>.

УДК 629-413-592.112

Возный А.В., к.т.н.

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТЬ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

***Аннотация.** В материалах статьи проиллюстрировано влияние на энергонагруженность фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства ее механической, электрической и тепловой составляющих. На основании последних представлен энергетический баланс пар трения тормоза с учетом теплообменных процессов, которые сопровождают полированные и матовые поверхности тормозного диска при замкнутых и разомкнутых его парах трения.*

***Анотація.** У матеріалах статті проілюстровано вплив на енерговантажениість фрикційних вузлів дисково-колодочного гальма автотранспортного засобу її механічної, електричної та теплової складових. На підставі останніх представлений енергетичний баланс пар тертя гальма з урахуванням теплообмінних процесів, які супроводжують поліровані і матові поверхні гальмівного диска при замкнутих і розімкнутих його парах тертя.*

***Abstract.** We've illustrated the impact of mechanical, electrical and thermal components on the energy-loading of the friction units of disk-block brake of a motor vehicle. Based on recent we've presented energy balance of the friction pairs of the brake based on heat exchange processes that accompany polished and matte surfaces of the brake discs at the open and closed its friction pairs.*

Введение. Анализ используемых моделей и различного рода гипотез, предложенных плеядой советских (Б. И. Костецким, И. В. Крагельским, А. В. Чичинадзе и др.), зарубежных (М. Ричардсона, Р. Крока, А. Х. Джанахмедова и др.) и отечественных (А. И. Вольченко, М. В. Киндрачуком, О. В. Дыхи и др.) ученых позволили сформулировать в зависимости от энергонагруженности поверхностных и приповерхностных слоев металлического фрикционного элемента и фрикционной накладки (ниже и выше допустимой температуры для ее материалов) и рассмотреть взаимосвязанные стадии процесса трения, а именно:

– импульсное взаимодействие микровыступов поверхностей с генерированием электрических и тепловых токов с учетом влияния линии токов скоростного поля омывающих сред [1];

– при различных энергетических уровнях поверхностных и приповерхностных слоев металлополимерных пар трения зарождаются, развиваются и совершаются процессы и явления в строгой последовательности и с соблюдением переходных процессов, принципов суперпозиции и с возникновением побочных эффектов и при этом закономерности изменения линий токов динамического, электрического, магнитного, теплового и химического полей во взаимодействии с линиями токов скоростного поля омывающих сред подчиняются волновой природе со сдвигом по фазе.

Постановка проблемы. Основными причинами отказов дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств являются износ рабочих поверхностей фрикционных накладок и выход из строя тормозного диска. Это происходит вследствие тяжелого температурного режима при длительных и аperiодических циклических торможениях, а также в условиях экстренного торможения при высоких начальных скоростях. Исследование процесса износа деталей дисково-колодочного тормоза необходимо вести на основе оценки энергетического баланса его пар трения, решение контактной задачи, а также с учетом динамики распределения температурных полей в диске в процессе торможения.

Нерешенные части общей проблемы. При трении металлополимерных пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства интенсивное тепловыделение на беговой дорожке трения с незначительным коэффициентом взаимного перекрытия пар трения ($K_{\text{кр}}=0,1-0,2$) приведет к неравномерному нагреванию диска в радиальном, осевом и окружном направлениях. Исходя из этого необходимо оценить энергетический баланс пар трения тормоза и показать влияние на его тепловую составляющую электрической составляющей, а также определить соотношение между нагреваемой и охлаждаемой поверхностями тормозного диска.

Основной материал. Для оценки энергонагруженности узлов трения фрикционного взаимодействия контактную температуру измеряют или определяют на основании соответственной математической модели. Максимальную температуру зоны фрикционного контакта измерить сложно, поскольку время существования и размеры фактических пятен контакта микровыступов пар трения, на которых генерируются тепловые токи, слишком малые. В частности, установлено, что форма плоскости близка к круговой со средним диаметром 30...40 мкм, а время ее существования, в зависимости от размеров, составляет от 0,1 до 1,0 мкс [2]. Впрочем, инерционность даже сверхчувствительных термопар превышает время

существования фактических участков контакта более, чем на порядок [3].

Остановимся на конструктивных особенностях и работе фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза. На рис. 1 а, б показаны пары трения дисково-колодочного тормоза, состоящие из фрикционных накладок 2, которые находятся в неподвижных тормозных колодках. При фрикционном взаимодействии рабочих поверхностей накладок 2 с вращающимся тормозным диском 1 под действием нормального прижимного усилия N образуется беговая дорожка трения диска 3.

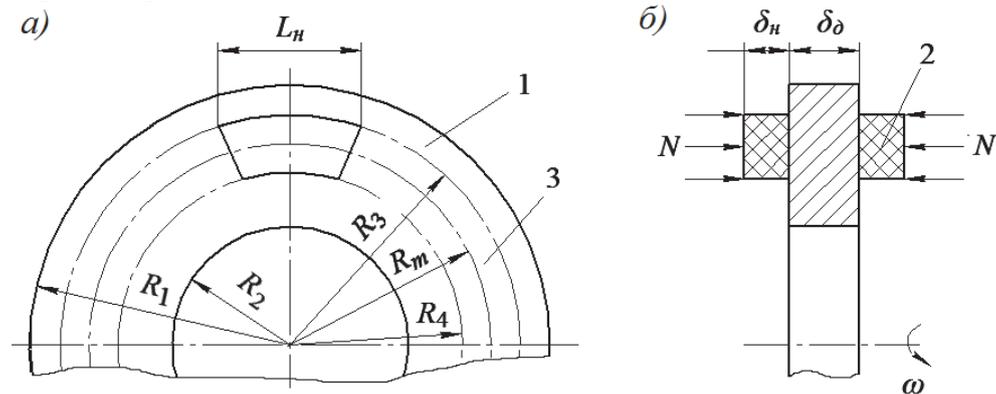


Рисунок 1 а, б – Фрикционные узлы дисково-колодочного тормоза: 1, 3 – тормозной диск и его дорожка трения; 2 – фрикционная накладка; N – импульсное нормальное прижимное усилие; ω – угловая скорость сплошного диска

На рис. 2 а, б, в проиллюстрированы: расчетная схема теплообмена пары «диск – накладка колодки» (а) с теплофизическими

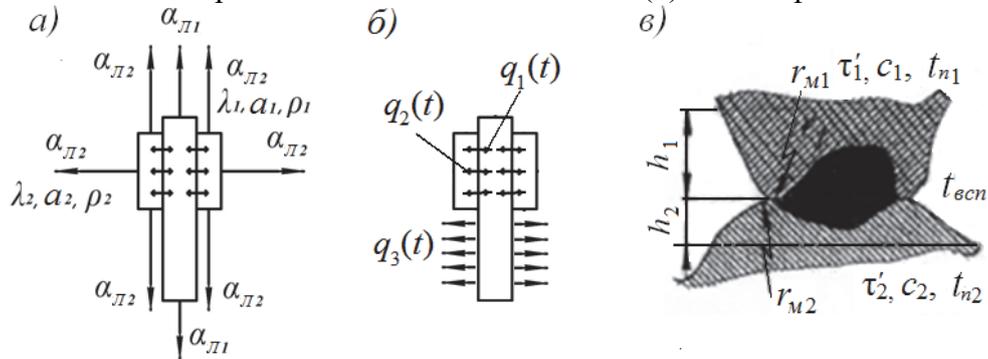


Рисунок 2 а, б, в – Расчетные схемы: теплообмена (а) и распределения тепловых потоков (б) в парах трения и фрикционного взаимодействия их микровыступов (в)

параметрами и распределение тепловых потоков между ними; пятно контакта на микровыступах пары трения (в).

На рис. 2 а, б, в использованы следующие условные обозначения: α_L, λ, a – коэффициенты: теплоотдачи; теплопроводности; температуропроводности; c – теплоемкость; ρ – плотность; $q(t)$ –

плотность теплового потока; $h_{1, 2}$ – высота микронеровности; $r_{m1, 2}$ – радиус микронеровности; $t_{всп}$, t_{n1} , t_{n2} – температуры: вспышки; поверхностные; $\tau'_{1, 2}$ – напряжения среза микронеровностей.

В теплообмене принимают участие: рабочие и нерабочие поверхности тормозного диска, нерабочие поверхности фрикционной накладки и тормозной колодки. При этом кольцевой пояс трения диска, взаимодействующий с фрикционной накладкой колодки, имеет полированные поверхности, а остальные поверхности сплошного диска являются матовыми.

В случае фрикционного взаимодействия пар трения дисково-колодочного тормоза происходит генерирование электрического тока на микровыступах их рабочих поверхностей в результате упругого деформирования поверхностей диска и накладки, а также разрыва адгезионных связей. Плотность тепловыделения на границе фрикционного контакта пропорциональна работе трения при предварительных расчетах

$$q(\tau) = f(\tau) \cdot p(\tau) \cdot V(\tau), \quad (1)$$

где τ – время тепловыделения; f – динамический коэффициент трения; p – удельная нагрузка на номинальной площади контакта (A_a); V – скорость скольжения в узле трения.

Однако тепловыделению предшествует электрическая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза, которая равна

$$W_{эл} = k_э \cdot I \cdot U, \text{ Дж/с}, \quad (2)$$

где $k_э$ – коэффициент, учитывающий время контакта микровыступов фрикционной накладки с микровыступами металлического фрикционного элемента ($k_э=2 \cdot 10^2$); I – сила тока, генерируемая микровыступами металлополимерных пар трения при условии $A_r < A_a$, что фактическая площадь контактирования (A_r) мала по сравнению с номинальной (A_a), а при $A_r = A_a$ фиксируется трибоЭДС в сопряжении, А; U – трибоЭДС в конце процесса торможения, В.

Сила тока I определяется по зависимости вида

$$I = \sqrt{\frac{T_{max} \cdot \alpha_{Л} \cdot (dt/dl_k) \cdot V_m \cdot \tau}{R_k \cdot \rho_э \cdot N}}, \quad (3)$$

где T_{max} – максимальная температура на пятне контакта микровыступов, °С; $\alpha_{Л}$ – коэффициент внешней теплоотдачи, Вт/(м²·°С); (dt/dl_k) – градиент температуры по длине контакта, °С/мм; V_m – объем микровыступа, м³; τ – время контактирования, с; R_k – термическое сопротивление контакта, °С/Вт; $\rho_э$ – удельное электрическое сопротивление, (Ом·мм²)/м; N – импульсное нормальное усилие, Н.

Действительная тепловая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза равна

$$W_{\text{тепл}} = 0,68 \cdot 10^{-3} \omega \cdot M_T = 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{\text{ск}} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi}, \text{ Дж/с}, \quad (4)$$

где M_T – тормозной момент, развиваемый парой трения тормоза, Н·м.

Механическая составляющая мощности трения фрикционного узла при заданных параметрах полимерной накладки (на основании расчетно-экспериментальных данных) определяется по следующей зависимости

$$W_{\text{мех}} = 2,63 \frac{r_m V N}{L_n}, \text{ Дж/с}, \quad (5)$$

где L_n – длина фрикционной накладки по R_3 (см. рис. 1 а).

Как известно, перенос теплоты от пятен контакта микровыступов в глубь их объема, а дальше в тело трущихся тел осуществляется упругими тепловыми колебаниями микрочастиц и механизмом теплового движения электронов и ионов проводимости. В начальные моменты фрикционного взаимодействия происходит прогрев поверхностных слоев, фронт которого распространяется вглубь контактирующих элементов с уменьшающейся скоростью. Последняя зависит от плотности входящего в каждый элемент теплового потока. Распределение тепловых потоков между тормозным диском, фрикционными накладками и окружающей средой составляет

$$q(\tau) = q_1(\tau) + q_2(\tau) + q_3(\tau), \quad (6)$$

где $q_1(\tau)$ – плотность теплового потока, направленного в тормозной диск; $q_2(\tau)$ – плотность теплового потока, направленного во фрикционные накладки; $q_3(\tau)$ – плотность теплового потока, отданная в окружающую среду конвективным теплообменом и теплоотдачей лучеиспусканием от полированной и матовой поверхности тормозного диска.

С поверхностей (полированных и матовых) тормозного диска осуществляется теплоотдача лучеиспусканием обтекающему их воздуху. Согласно закону Стефана-Больцмана [3] коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием определяется из выражения

$$\alpha_{\text{Л}} = \frac{c_{\text{Л}} \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_o}{100} \right)^4 \right]}{T_n - T_o}, \quad (7)$$

где $c_{\text{Л}}$ – коэффициент излучения полированной или матовой поверхности, Вт/(м²·К⁴); T_n , T_o – температуры: поверхности диска и окружающей среды, К.

Результаты расчета по формуле (7) показали, что коэффициент $\alpha_{Л}$ увеличивается с повышением температуры полированных и матовых поверхностей тормозных дисков.

Установлено, что величина отношения коэффициентов излучения матовой и полированной поверхностей должна быть равна отношению площадей охлаждаемой и нагреваемой поверхностей тормозного диска. В виде соотношения имеем [4, 5]

$$\frac{c_{ЛМ}}{c_{ЛП}} = \frac{A_o}{A_n}, \quad (8)$$

Анализ соотношений (8) показывает следующее:

– отношение $c_{ЛМ}/c_{ЛП}$ является величиной постоянной;

– отношение A_o/A_n является величиной переменной, поскольку увеличение диаметра тормозного диска приведет, в основном, к увеличению его матовой поверхности при коэффициенте взаимного перекрытия ($K_{вз}$) равном 0,1-0,2;

– оценку составляющих A_o/A_n необходимо давать отдельно, т.е. охлаждаемую матовую поверхность диска учитывать в процессах теплообмена через каждые 10 оборотов, а охлаждаемую полированную поверхность беговой дорожки трения учитывать в процессах теплообмена также количество оборотов диска без его одного оборота, который отвечает условному полному перекрытию фрикционной накладкой беговой дорожки трения диска (рис. 3).

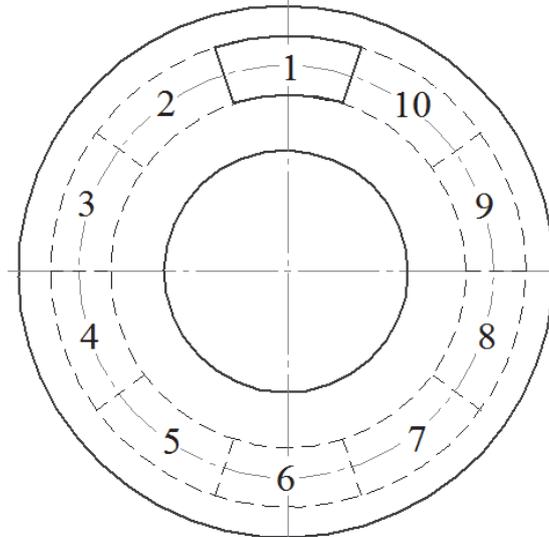


Рисунок 3 – Положение фрикционных накладок на поверхности беговой дорожки трения за один оборот тормозного диска

Остановимся на определении составляющих выражения (6)

$$q_1(\tau) = \kappa q(\tau); \quad (9) \quad q_2(\tau) = (1 - \kappa)q(\tau), \quad (10)$$

где κ – коэффициент распределения тепловых потоков.

Более подробно определение коэффициентов распределения тепловых потоков между металлическим и полимерным фрикционным элементом приведено в работе [5].

Плотность теплового потока q_3 , отведенного в окружающую среду при конвективном теплообмене, уравнением Ньютона

$$q_3(\tau) = \alpha_{\text{Л}}(\tau)[T_n(0, \tau) - T_o] \quad (11)$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{Л}}$ в реальных условиях торможения автотранспортного средства является трудно определяемой величиной. Он зависит от скорости вращения тормозного диска и других часто случайных условий (загрязненность фрикционных элементов, атмосферные условия и др.).

Рассмотрим тепловые процессы, протекающие в системе «диск – накладка – окружающая среда» за время 10-ти оборотов диска

$$\tau = 10 \frac{2\pi}{\omega}, \quad (12)$$

В течении промежутка времени τ диск получает количество теплоты

$$Q_1 = 2q_1(\tau)A_{\text{д.м.}} \cdot \tau. \quad (13)$$

За этот же промежуток времени диск теряет с дорожки трения за счет конвективного теплообмена с окружающей средой количество теплоты

$$Q_3 = 2\alpha_{\text{Л}}(\tau)[T_{n10}(0, \tau) - T_o](nA_{\text{д.м.}} - A_{\text{д.м.}})\tau, \quad (14)$$

где T_{n10} – температура поверхности беговой дорожки трения после 10-ти оборотов диска при торможении, °С; n – число оборотов диска ($n=10$); $A_{\text{д.м.}}$ – площадь дорожки трения тормозного диска, $A_{\text{д.м.}} = 2\pi R_4 b$, м²; b – ширина накладки, м.

Следовательно, суммарное количество теплоты, поступающее в диск за время τ , выражается зависимостью вида

$$Q_1 = \left\{ 2q_1(\tau)A_{\text{д.м.}} - 2\alpha_{\text{Л}}(\tau)[T_{n10}(0, \tau) - T_o](9A_{\text{д.м.}}) \right\} 10 \frac{2\pi}{\omega}. \quad (15)$$

Поделив левую и правую части уравнения (15) на $A_{\text{д.м.}}\tau$, получим среднее за 10-ть оборотов диска значение плотности теплового потока, аккумулированного в теле диска

$$q'_1(\tau) = 2 \left\{ q_1(\tau) - 9\alpha_{\text{Л}}(\tau)[T_{n10}(0, \tau) - T_o] \right\}. \quad (16)$$

Продолжительность действия теплового потока при торможении дисково-колодочным тормозом характеризуется числом Фурье [2].

$$Fo = \frac{a\tau_m}{\delta_0}, \quad (17)$$

где a – коэффициент температуропроводности материала тормозного диска, $\text{м}^2/\text{с}$; τ_m – время торможения; δ_0 – толщина нагреваемого тормозного диска, мм.

При подсчете числа Фурье для колодки иногда рекомендуется учитывать влияние ее накладки. Однако в данном случае рассматривается энергонагруженность поверхности фрикционной накладки ниже допустимой температуры для ее материалов.

При малых числах Фурье $Fo < 0,01$ теплоотдача с тыловой стороны колодки практически отсутствует, и можно считать, что тормозная колодка нагревается потоком $q_2(t)$.

В табл. 1 приведен параметр σ , рассчитанный для фрикционных элементов из различных материалов. Число Фурье определялось по формуле

$$Fo = 10^{-3} \sigma \tau, \tag{18}$$

где τ – время действия теплового потока, с.

Таблица 1 – Зависимость параметра σ от толщины нагреваемого тормозного диска

Материал нагреваемого тормозного диска	Параметр σ при глубине нагревания δ_0 , мм						
	10	20	30	40	50	60	70
Сталь	114,0	28,5	12,667	4,45	3,167	2,327	1,781
Чугун	104,0	26,0	11,556	4,160	2,889	2,122	1,625

Расчеты показывают, что для реальных условий экстренного торможения автобуса А172 $Fo=1,5$. При этом необходимо знать не только глубину нагревания тормозного диска, но и прогрев его поверхностных слоев, позволяющих устанавливать, соответственно, термостабилизационный и установившейся тепловые режимы пар трения дисково-колодочного тормоза.

Решение задач о температурном режиме трущихся пар дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства связано с необходимостью выбора расчетных тепловых схем, учитывающих не только их геометрическую форму, но и расположение беговой дорожки трения на поверхности тормозного диска, начальных и граничных условий, а также вида уравнения теплопроводности.

Выводы. Таким образом, рассмотрено энергетический баланс пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства с учетом генерируемых электрических токов на пятнах контактов их микровыступов, а также теплообменных процессов, сопровождаемых полированные и матовые поверхности сплошного тормозного диска, являющегося аккумулятором энергии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стаднык О.Б. Импульсная и длительная энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства / О. Б. Стаднык // Проблемы трения и изнашивания: науч.-техн. сб. – К.: НАУ, 2015. – Вып. 2 (67). – С. 76-98.
2. Лыков А.В. Теплообмен: Справочник / А. В. Лыков – М.: Энергия, 1972. – 560с.
3. Пехович А. И. Расчеты теплового режима твердых тел / А. И. Пехович, В. М. Жидких. – Л.: Энергия, 1976. – 350с.
4. Пат. 2561415 С2 РФ, МПК F16D 51/08; F16 D 49/19. Способ определения площадей поверхностей металлических фрикционных элементов при различной их энергоемкости в тормозных устройствах / А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, В.В. Костин, А.В. Мойсишин, Н.В. Мойсишин; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - № 2011101039/11; заявл. 12.01.2011; опубл. 27.08.2015. Бюл. №24. - 11 с.
5. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств / А. И. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 253с.

УДК 630*. 377.2

Сологуб Б.В., к.т.н.; Данило Я.Я.; Предко Р.Я., к.т.н.
Національний університет „Львівська політехніка”

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ГІРСЬКОЛИЖНИХ КАНАТНИХ ВИТЯГІВ

Анотація. Розглянуто роботу гірськолижного канатного витягу, як замкнутого тягово-несного канату з обмеженою кількістю вантажів. Визначені зусилля, що виникають у канаті в характерних точках витягу, при набіганні та збіганні з ведучого шківів при різних режимах роботи. Розроблена математична модель привода такої установки, виконаний аналіз отриманих залежностей та побудовані графіки зміни натягу і крутного моменту на валі двигуна в залежності від величини стрілки провисання канату.

Ключові слова: канатний витяг, опори, математична модель, динамічні навантаження, амплітудно-частотні характеристики.

Аннотация. Рассмотрена работа горнолыжного канатного подъемника, как замкнутого тягово-несущего каната с ограниченным количеством грузов. Определены усилия, возникающие в канате в характерных точках подъемника, при набеге и сбеге с ведущего шкива при различных режимах работы. Разработана математическая модель привода такой установки, выполнен анализ полученных зависимостей и построены графики изменения натяжения и крутящего момента на валу двигателя в зависимости от величины стрелки провисания каната.

Ключевые слова: канатный подъемник, опоры, математическая модель, динамические нагрузки, амплитудно-частотные характеристики.

Abstract. The functioning of a ski T-bar lift as a closed-loop towing-load bearing line of a limited weight capacity has been considered. The bolt tightening appearing at the specific points in the line, the incidence and shrinkage of a driving pulley in various modes have been determined. The mathematical model of the driving mechanism of the installation has been worked out; the analysis of the dependence has been done and the graphs of the tension changes and the turning torque on the motor shaft depending on the size of the arrow slack line have been built.

Keywords: rope lift, support, mathematical model, dynamic load, frequency response.

Вступ. Крісельні канатні дороги та канатні витяги широко використовуються для переміщення пасажирів вгору по схилу в

рекреаційних зонах та на лижних трасах [1, 2]. Основним елементом таких установок є замкнутий тягово-несний канат, на якому закріплюються спеціальні підвіски для крісел, або бугелів. Такий канат підтримується спеціальними роликowymi опорами і приводиться в рух блоком, який сприймає обертовий момент від приводу. Розрахункова схема такої установки приведена на рис. 1.

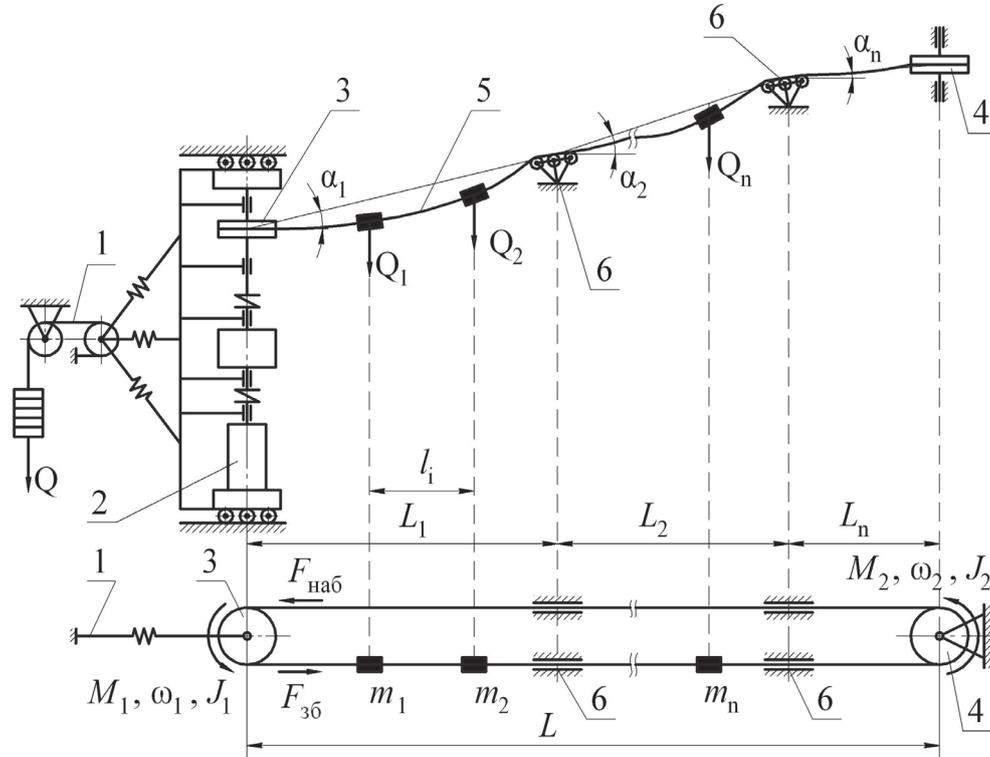


Рис. 1. Розрахункова схема канатного витягу:

1 – натяжна станція; 2 – привод; 3, 4 – відповідно приводний та направляючий блоки; 5 – тягово-несний канат, 6 – проміжні опори

Аналіз відомих досліджень та публікацій. На основі відомих методик можна розрахувати несний канат багатопробіжної установки, або тягово-несний завантажений одиничним вантажем [3, 4, 5]. Особливістю такої установки є те, що тягово-несний канат рухається з певною кількістю вантажів через ролики проміжних опор і направляючі блоки. Для визначення зусиль в тягово-несному канаті у відомих роботах [1, 2] дорогу розбивають на окремі участки, границями яких є проміжні опори, а ділянки канату між опорами вважають завантаженими рівномірно розподіленим навантаженням від ваги канату та вантажів. Зміна натягу в кожному відрізку канату визначається врахуванням величини опору рухові на роликах проміжної опори. Така модель не враховує перепадів провисань і

натягів канатів в точках підвіски вантажу, а особливо опору рухові при проходженні вантажами проміжних опор.

Мета роботи. З метою уточнення існуючих теоретичних досліджень і більш повного врахування динамічних навантажень запропонована модель багатопрогонової установки з вантажами прикладеними в певних точках тягово-несного канату. Це дозволяє врахувати особливості роботи канатних витягів.

Виклад основного матеріалу. В канатних витягах лижників транспортують вгору по трасі. Тому одна з віток канату є не завантаженою, а її натяг дорівнює монтажному натягу. Зусилля в характерних точках тягово-несного канату можна визначити користуючись методом „обходу за контуром” [7]. Граничними точками виступають місця кріплення вантажів, точки набігання та збігання канату на приводний і направляючий блоки, а також початок та кінець проміжних опор. Така розрахункова схема показана на рис. 2.

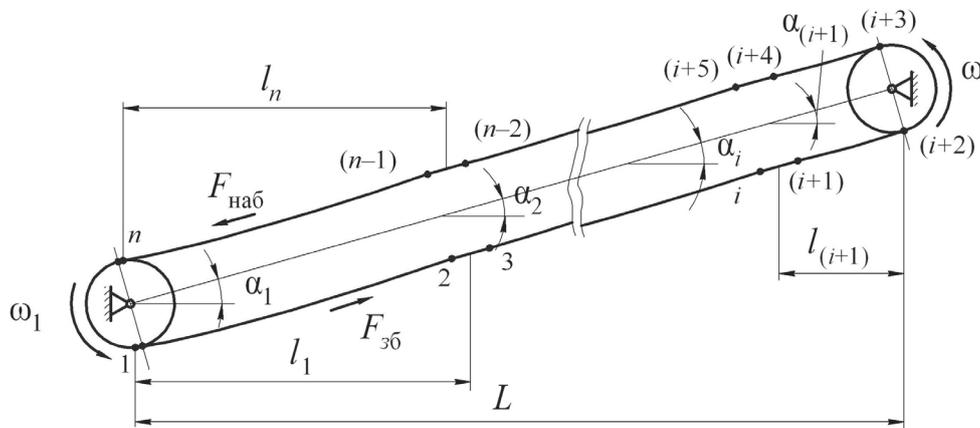


Рис. 2. Схема для визначення опору рухові замкнутого тягово-несного канату витягу

Рушійна сила витягу при відомих зусиллях у набігаючій на приводний шків і збігаючій з нього вітках тягово-несного канату визначається за формулою:

$$F_0 = F_{наб} - F_{зб} + W_{пр}. \tag{1}$$

F_0 – рушійна сила в тягово- несному канаті; $F_{наб}$ – натяг у набігаючій вітці; $F_{зб}$ – натяг у збігаючій вітці; $W_{пр}$ – опір на приводному блоці.

Для забезпечення надійного зчеплення каната із шківом необхідно задовільнити співвідношення:

$$\frac{T_{\min}(e^{\mu\alpha} - 1)}{(T_{\max} - T_{\min})} \geq 1,25, \tag{2}$$

де T_{\min} , T_{\max} – відповідно мінімальний та максимальний натяги канату з врахуванням інерційних зусиль [1]; e – основа натурального логарифму; μ – коефіцієнт тертя канату з шківом; α – центральний кут дуги охоплення канатом шківа.

Тобто, для силового режиму

$$\begin{aligned} T_{\min} &= F_{зб} - N_{i_{зб}}; \\ F_{зб} &= T_{\min} + N_{i_{зб}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Для гальмівного режиму

$$\begin{aligned} T_{\min} &= F_{наб} - N_{i_{наб}}; \\ F_{наб} &= T_{\min} + N_{i_{наб}}. \end{aligned} \quad (4)$$

де $N_{i_{зб}}$; $N_{i_{наб}}$ – відповідно динамічні зусилля від сил інерції набігаючої та збігаючої віток канату.

Для силового режиму

$$\begin{aligned} T_{\max} &= F_{наб} + N_{i_{наб}}; \\ F_{наб} &= T_{\max} + N_{i_{наб}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Для гальмівного режиму

$$\begin{aligned} T_{\max} &= F_{зб} + N_{i_{зб}}; \\ F_{зб} &= T_{\max} + N_{i_{зб}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Мінімальний натяг канату вибирається з умови забезпечення допустимої стрілки провисання, яка повинна задовольняти співвідношенню [1]:

$$f_{\max} = 0,01l_{\max}, \quad (7)$$

де f_{\max} – максимальна стрілка провисання канату; l_{\max} – довжина максимального прогону витягу.

Тоді

$$T_{\min} = \frac{ql_{\max}^2}{8f \cos^2 \alpha} + \frac{\sum_{i=1}^n Q_i l_{\max}}{4f \cos \alpha}. \quad (8)$$

Враховуючи залежність (7), мінімальний натяг канату можна визначити за формулою:

$$T_{\min} = \frac{1,25}{\cos^2 \alpha} \left(ql_{\max} + \sum_{i=1}^n Q_i \cos \alpha \right), \quad (9)$$

де q – вага погонного метра канату; Q_i – вага вантажу, що передається на канат; n – кількість вантажів в прогоні; α – кут нахилу хорди прогону до горизонту.

Мінімальний натяг канату буде в точці збігання канату з ведучого шківa. Тобто, якщо привод розташований біля нижньої опори, це буде точка 1, якщо біля верхньої – точка $i + 3$ (рис. 2). Якщо привод знаходиться біля нижньої опори тоді:

$$\begin{aligned} F_1 &= T_{\min}; \\ F_2 &= T_{\min} + W_{1-2}; \\ F_3 &= F_2 + W_{2-3}; \\ F_{наб} &= T_{\min} + \sum_{i=1}^m W_i. \end{aligned} \tag{10}$$

де W_{1-2} – опір рухові вітки канату з вантажем; W_{2-3} – опір рухові при проходженні канатом проміжної опори; m – кількість ділянок витягу, що характеризується певними опорами рухові канату. Вказані опори рухові можна визначити із наступних залежностей, [1]:

$$W_{1-2} = W_{\kappa} = (nQ + ql) \cdot (f_1 \cos \alpha \pm \sin \alpha), \tag{11}$$

де n – число вантажів в межах одного прогону; f_1 – коефіцієнт опору рухові канату; α – кут нахилу хорди прогону до горизонту.

$$W_{2-3} = W_{on} = (2\mu \frac{d_u}{D} \sin \frac{\beta}{2} + 0,1 \frac{d_{\kappa}^2 + 0,3}{D - 10}) T_{cp}, \tag{12}$$

де d_u – діаметр цапфи; D – діаметр блока опори; d_{κ} – діаметр канату; μ – коефіцієнт тертя в цапфах та окремих блоках; β – кут огинання канатом блоку опори; T_{cp} – середній натяг канату, ($T_{cp} = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2}$).

Опір канату на приводному блоці можна визначити, враховуючи жорсткість зігнутого канату [5], а також зусилля на подолання опору, що виникає при крученні блоку на якому запасований натягнутий канат. Тоді формула для визначення W_{np} прийме наступний вид:

$$\begin{aligned} W_{np} &= \gamma(G_{uu} + T_{\max} - T_{\min}) f_2 \frac{d_e}{D_{uu}} + (T_{\max} + T_{\min}) \times \\ &\times f_2 \frac{d_e}{D_{uu}} + \frac{2B_{\kappa}}{\pi D_{uu} d_{\kappa}} = f_2 \frac{d_e}{D_{uu}} (\gamma G_{uu} + \gamma(T_{\max} - T_{\min}) + \\ &+ T_{\max} + T_{\min}) + \frac{2B_{\kappa}}{\pi D_{uu} d_{\kappa}}. \end{aligned} \tag{13}$$

де f_2 – коефіцієнт тертя в опорах ведучого блоку; d_e – діаметр ведучого шківa в місцях посадки підшипників; D_{uu} – діаметр шківa; γ

– коефіцієнт, що враховує підгальмовування на гальмі приводу, [7]; $G_{ш}$ – вага шківа; d_k – діаметр канату; B_k – згинальна жорсткість канату [4].

Динамічні зусилля від сил інерції для набігаючої та збігаючої віток визначаються при запуску та гальмуванні витягу.

Для вантажної вітки

$$N_{i_{ван}} = \frac{a}{g} \left[\sum_{i=1}^n (Q_i + ql_i) + \sum_{k=1}^m \frac{G_k D_k^2}{D^2} \right];$$

$$N_{i_{нор}} = \frac{a}{g} \left[\left(\sum_{i=1}^n ql_i \right) + \sum_{k=1}^m \frac{G_k D_k^2}{D^2} \right].$$
(14)

де a – максимально допустиме пришвидшення, або сповільнення при зупинці витягу; g – пришвидшення вільного падіння; Q_i – вага вантажів; q – вага погонного метра канату; l_i – довжина окремих ділянок канату; G_k, D_k – вага та діаметр обертових елементів (шківів, роликів) зведених до їх ободу; D – діаметр обертових елементів; n – число ділянок канату між вантажами; m – число обертових елементів витягів.

При розміщенні приводу біля нижньої опори: $N_{i_{ван}} = N_{i_{зб}}$, а при розміщенні приводу біля верхньої опори – $N_{i_{ван}} = N_{i_{наб}}$.

Для дослідження роботи приводу та вибору потужності двигуна необхідно розглянути рівняння руху його елементів. Привод можна представити як тримасову систему, що містить двигун, редуктор та канатоведучий шків [3]. При перевантаженні канатоведучого шківа, або двигуна тримасова система отримує защемлення. Тоді на таку систему діє момент двигуна M_1 та момент сил опору M_2 , що створюється тягово-несним канатом і прикладений до ведучого шківа. В такому випадку рівняння руху елементів приводу приймуть наступний вид:

$$I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0;$$

$$I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C_1(\varphi_1 - \varphi_2) - C_2(\varphi_2 - \varphi_3) = M_1; \quad (15)$$

$$I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - C_2(\varphi_2 - \varphi_3) = -M_2.$$

де I_1, I_2, I_3 – відповідно моменти інерції двигуна, редуктора та ведучого шківа зведені до валу двигуна; C_1, C_2 – жорсткості

відповідних елементів з'єднання; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – кути повороту окремих мас; M_1 – момент на валі двигуна; M_2 – момент опору, що діє на веденому шківі.

Для розв'язування системи рівнянь (15) моменти інерції мас та силові моменти зведемо до валу двигуна і введемо відповідні позначення:

$$\begin{aligned} \varphi_1 - \varphi_2 &= x; \varphi_2 - \varphi_3 = y; \\ \frac{C_1}{I_1 I_2} (I_1 + I_2) &= a; \\ \frac{C_2}{I_2 I_3} (I_2 + I_3) &= b; \\ \frac{C_2}{I_1} = C; \frac{C_1}{I_1} &= d; \frac{M_1}{I_1} - \frac{M_2}{I_2} = Q; \frac{M_1}{I_1} = R. \end{aligned} \tag{16}$$

Тоді систему (15) можна записати в наступному виді:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} + ax - Cy - Q &= 0; \\ \frac{d^2 y}{dt^2} + by - dx - R &= 0. \end{aligned} \tag{17}$$

Диференціюючи отримані рівняння двічі отримаємо відповідні рівняння для визначення параметрів x та y .

$$\frac{d^4 x}{dt^4} + (a + b) \frac{d^2 x}{dt^2} + (ab - Cd)x = bQ + CR + \frac{d^2 Q}{dt^2}; \tag{18}$$

$$\frac{d^4 y}{dt^4} + (a + b) \frac{d^2 y}{dt^2} + (ab - Cd)y = aR + Qd + \frac{d^2 R}{dt^2}. \tag{19}$$

Відповідне однорідне рівняння буде мати вигляд:

$$\frac{d^4 x}{dt^4} + (a + b) \frac{d^2 x}{dt^2} + (ab - Cd)x = 0. \tag{20}$$

Загальний розв'язок однорідного рівняння запишемо в наступному виді:

$$x = A \cos kt + B \sin kt + C \cos qt + D \sin qt. \tag{21}$$

Аналогічно для коливань, які визначаються різницею $(\varphi_2 - \varphi_3)$, отримаємо:

$$y = A_1 \cos kt + B_1 \sin kt + C_1 \cos qt + D_1 \sin qt. \tag{22}$$

Частковий розв'язок має вигляд:

$$\begin{aligned} x' &= C_0 + C_1 \cos at + C_2 \cos 2at + \dots \\ &+ D_1 \sin at + P_2 \sin 2at + \dots \end{aligned} \tag{23}$$

Підставивши значення x' в рівняння (18) визначимо коефіцієнти рівняння (23):

$$C_0 = \frac{A_0}{ab + Cd}; C_1 = \frac{A_1}{a^4 - (a+b)\alpha^2 + ab - Cd};$$

$$D_2 = \frac{B_2}{(2\alpha)^4 - (a+b)(2\alpha)^2 + ab - Cd}.$$
(24)

Доданки однорідних рівнянь (21) і (22) характеризують вільні коливання системи, які швидко затухають. Коефіцієнт $\frac{A_0}{ab + Cd}$ характеризує середні значення кута закручування, а значення C_1 і D_2 характеризують ряд вимушених гармонійних коливань. При відомих значеннях коефіцієнтів рівнянь (21, 22, 23) легко знайти амплітуди коливань.

Момент сил пружності і лінії передач можна знайти з залежності, [5]:

$$M = M_n(1 - \cos pt),$$
(25)

де

$$M_n = \frac{I_3 M_1 + (I_1 + I_2) M_2}{I_1 + I_2 + I_3}.$$
(26)

Пусковий або гальмівний момент M_1 можна визначити з диференційного рівняння, [3]:

$$\frac{dM_1}{dt} + \frac{1}{\partial\tau} M_1 + \frac{1}{\mathfrak{g}\omega_0\partial\tau} \dot{\phi}_1 = \frac{1}{\mathfrak{g}\partial\tau},$$
(27)

де M_1 – обертовий момент двигуна; $\partial\tau$ – складова часу, що враховує перехідні процеси в двигуні; \mathfrak{g} – коефіцієнт крутизни статичної характеристики двигуна; ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу.

Момент опору залежить від зміни натягу тягово-несного канату і визначається за формулою:

$$M_2 = \frac{F_0 D_{\text{бл}}}{2},$$
(28)

де F_0 – рушійна сила в тягово-несному канаті, за формулою (1); $D_{\text{бл}}$ – діаметр ведучого блоку.

Висновок. На основі наведених залежностей (1...28) можна визначити натяг в характерних точках канату витягу при різних режимах експлуатації, оцінити зміну динамічних навантажень при перехідних режимах роботи, визначити амплітудно-частотні характеристики приводу канатного витягу і обґрунтувати його основні

параметри, які забезпечать оптимальні умови роботи і унеможливають виникнення резонансу при роботі витягу.

Для прикладу наведено аналіз роботи приводу канатного витягу (рис. 3) для наступних даних: довжина витягу – $L = 1000$ м; кількість

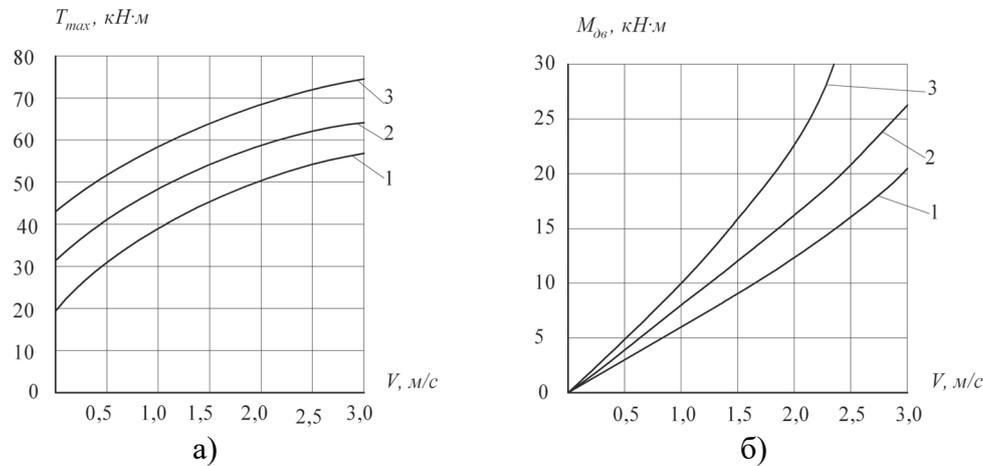


Рис. 3. Графіки залежності силових параметрів витягу від експлуатаційних та геометричних параметрів: а) $T_{\max} = f(V)$;

б) $M_{\text{дв}} = f(V)$: 1 – при $\frac{f}{l} = \frac{1}{10}$; 2 – при $\frac{f}{l} = \frac{1}{20}$; 3 – при $\frac{f}{l} = \frac{1}{30}$

прогонів $m = 3$, відповідно $l_1 = 350$ м; $l_2 = 350$ м; $l_3 = 300$ м; $\alpha_1 = 20^\circ$; $\alpha_2 = 30^\circ$; $\alpha_3 = 30^\circ$; момент інерції двигуна $I_1 = 13$ кг·м²; момент інерції передачі $I_2 = 8$ кг·м²; момент інерції шківа $I_3 = 15$ кг·м²; діаметр шківа $D = 2,0$ м, інші параметри прийнято за рекомендаціями наведеними в роботах [1,3,4].

Розв’язання наведених рівнянь та відповідні математичні розрахунки виконано за допомогою пакета прикладних програм „MATHEMATICA FOR WINDOWS 22”.

Із графіків видно, що із збільшенням швидкості руху канату значно зростає натяг канату, а отже і необхідний діаметр, що приводить до збільшення металоємності установки. Зменшення стрілки провисання канату також приводить до збільшення $M_{\text{дв}}$, а отже і потужності приводу. За даними T_{\max} та $M_{\text{дв}}$ можна вибрати канат та електродвигун необхідні для оснащення витягу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Берхман М. Б., Бовський Г. И., Куйбида Г. Г., Леонтьев Ю. С. Подвесные канатные дороги. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
2. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1966. – 484 с.
3. Мартинців М. П., Сологуб Б.В., Матїшин М. В. Динаміка та надійність підвісних канатних систем. – Львів. Видавництво Львівської політехніки, 2011. – 188 с.
4. Мартинців М. П., Адамовський М. Г., Бариляк В. В., Сологуб Б. В. Особливості розрахунку систем із рухомим тягово-несучим канатом. // Науковий вісник. Збірник науково-технічних праць. Вип.. 19.8. – Львів: НЛТУ України, 2009. – с. 146 – 152.
5. Мартинців М. П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотранспортних установок. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.
6. Энтин Г. Я. Распределение усилий в гибких растяжимых нитях, охватывающих абсолютно жесткие шкивы // Функциональный привод гибкого тягового органа. – М.: Машгиз, 1963. – 86 с.
7. Иванченко Ф. К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – К.: Вища школа, 1988. – 424 с.

УДК 621.825.5/7

Проценко В.О., к.т.н.; Клементьєва О.Ю.

Херсонська державна морська академія

ХАРАКТЕРИСТИКИ КВАЗІНУЛЬОВИХ МУФТ З КАНАТНИМИ ПРУЖНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ СТИСКАННЯ

Анотація. Робота відноситься до галузі машинознавства та деталей машин. В ній за рахунок виконання теоретичних досліджень розкрито вплив на характеристику муфт з торцевою установкою пружних елементів оснащення їх канатними пружними елементами стискання. Виконане порівняння характеристик муфт з хордальним та тангенціальним розташуванням канатів та гвинтових пружин при їх стисканні. Показано, що оснащення муфт канатними пружними елементами стискання дозволяє забезпечити на їх характеристиці ділянку квазінульової жорсткості.

Ключові слова: муфта, канат, колова сила, момент, навантаження, жорсткість.

Аннотация. Работа относится к области машиноведения и деталей машин. В ней за счет выполнения теоретических исследований раскрыто влияние на характеристику муфт с торцевой установкой упругих элементов оснащения их канатными упругими элементами сжатия. Выполнено сравнение характеристик муфт с хордальным и тангенциальным расположением канатов и винтовых пружин при их сжатии. Показано, что оснащение муфт канатными упругими элементами сжатия позволяет обеспечить на их характеристике участок квазиулево́й жесткости.

Ключевые слова: муфта, канат, окружная сила, момент, нагрузка, жесткость.

Annotation. Operation treats to area of machinery and parts of machines. It by performing theoretical studies revealed the influence on the characteristic of coupling with the end of the elastic elements of the installation of equipment of their rope elastic compression elements. The comparison of the characteristics of couplings with chordal and tangential arrangement of ropes and coil springs when they are compressed. It is shown that the equipment of the cable couplings elastic compression elements ensures their characteristic portion quasi-zero rigidity.

Keywords: coupling, rope, environing force, torque, load, rigidity.

Вступ. Підвищення динамічності машин у всіх галузях промисловості вимагає від інженерів творчого пошуку та досліджень у напрямку створення конструкцій та обґрунтування параметрів муфт

здатних гасити перевантаження будь-якої природи, що виникають у приводах цих машин. Перспективними для цього є муфти, що мають ділянку квазінульової жорсткості на характеристиці, що доведено вже багатьма дослідниками, тому подальше накопичення масиву знань про такі конструкції за рахунок виконання нових досліджень може стати джерелом для їх впровадження у приводи нових машин і становить важливу задачу.

Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі.

Еволюція квазінульових муфт, оснащених гвинтовими пружинами стискання, почалася за рахунок удосконалення муфт з хордально розташованими пружинами типу «Карделіс». Одними з піонерів у дослідженні квазінульових муфт можна вважати представників Харківської школи на чолі з проф. М.Ф. Кіркачем. Під його керівництвом учнями В.С. Гапоновим, С.Л. Пановим, В.М. Рогачевським та ін. [1-3] обґрунтовані основні параметри таких муфт «осьового» та «радіального» типів, оснащених гвинтовими пружинами, при чому в муфтах другого типу пружини були розташовані тангенціально у площині перпендикулярній осі муфти. Робота по дослідженню вказаних муфт та інших подібних пристроїв була продовжена професорами Ф.К. Іванченком [4], Г.В. Архангельським [5-6], С.Г. Нагорняком [7, 8], І.І. Сидоренком [9], Є.В. Харченком [10-11] та ін. Останнім часом проф. В.Р. Пасікою та І.О. Романчуком [12] виконуються роботи в яких досліджується муфта нової конструкції, що містить дві групи пружин – розташовані по відношенню до напівмуфт хордальні, по типу муфти «Карделіс», та розташовані радіально. В той же час, використання в якості пружних елементів муфт сталевих канатів на сьогодні досліджено недостатньо, тому авторами в даній роботі поставлено за мету виконати оцінку перспективності застосування в муфтах канатів, що працюють на стискання, за рахунок отримання характеристик оснащених ними муфт.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо спершу роботу муфти з торцевою установкою пружних елементів хордального розташування при роботі пружних елементів на стискання.

Для побудови характеристики муфти, розглянемо її розрахункову схему (рис. 1). При передачі муфтою обертового моменту T на затискному елементі 2, що закріплений у фланці ведучої напівмуфти (на рисунку не показаний) виникає сила F_{cm} , яка стискає канат і передається на затискний елемент 1, що закріплений у фланці веденої напівмуфти, створюючи на ній обертовий момент.

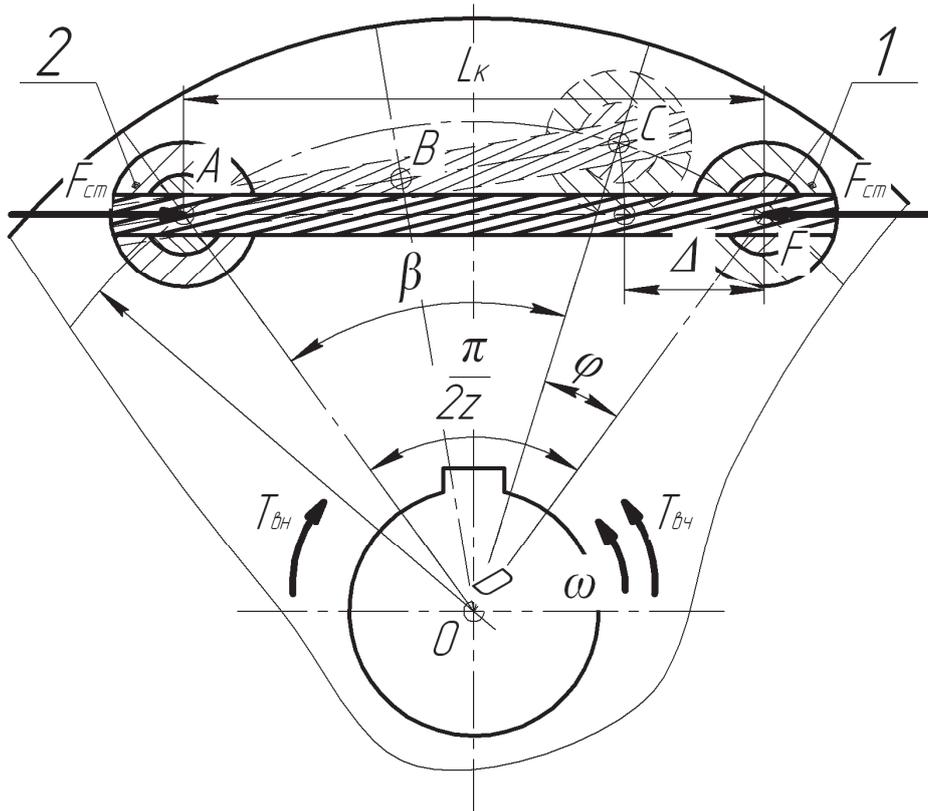


Рис. 1 - Розрахункова схема муфти з хордальним розташуванням пружних елементів

Сила стискання канатів F_{cm} залежить, від величини кута β :

$$F_{cm} = \frac{2T}{zD \cos(\beta / 2)}, \quad (1)$$

де z – кількість канатів;

D – діаметр розташування канатів.

Для муфти в ненавантаженому стані (положення показане на рис. 1 суцільними лініями) справедливо, що $\beta = \pi/z$. Із прикладенням до муфти обертального моменту довжина кожного каната L_k зменшиться на величину його лінійної деформації Δ , при цьому відбудеться закручування напівмуфт на кут φ , а центральний кут β набуде величини $\beta = \pi/z - \varphi$ (положення показане на рис. 1 штриховими лініями). Для цього випадку, з трикутника OBC :

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{AB}{OA} = \frac{L_k - \Delta}{2} \times \frac{2}{D} = \frac{L_k - \Delta}{D}, \quad (2)$$

$$\beta_i = 2 \arcsin \frac{L_k - \Delta_i}{D}, \quad (3)$$

$$\varphi_i = \frac{\pi}{z} - \beta_i = \frac{\pi}{z} - 2 \arcsin \frac{L_k - \Delta_i}{D}. \quad (4)$$

Перетворивши формулу (1) відносно моменту T , з урахуванням виразів (2)-(4), отримаємо формулу для визначення пружного моменту муфти з хордальним розташуванням пружних елементів:

$$T_{xi} = \frac{zF_{cm}D \cos(\arcsin \frac{L_k - \Delta_i}{D})}{2}. \quad (5)$$

Для побудови характеристики муфт, оснащених канатами, вивчали жорсткість при стисканні дослідного зразка каната діаметром $d_k = 6$ мм конструкції (6×19 + о.с.) (діаметр дротин $\delta = 0,38$ мм, довжина $L_k = 33$). Результати експерименту наочно демонструє побудований на рис. 2 графік, з якого видно, що канат при стисканні має власну нелінійну «м'яку» характеристику, що апроксимується рівнянням (6).

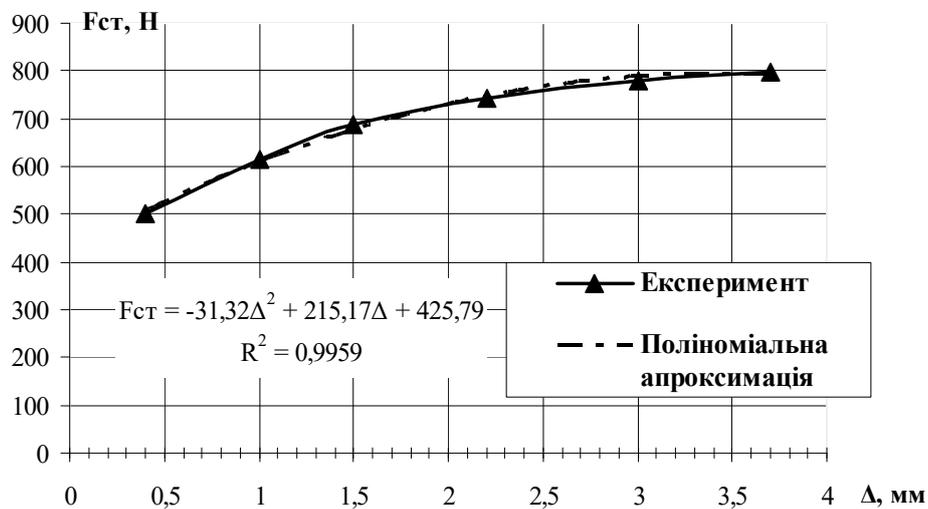


Рис. 2 - Залежність пружної сили сталевих канатів від деформації при стисканні

$$F_{cm} = -31,32\Delta^2 + 215,17\Delta + 425,79. \quad (6)$$

Після підстановки у вираз (5) формули поліноміальної апроксимації (6) залежності пружної сили каната F_{cm} від лінійної його деформації Δ_i , стало можливим виконати побудову характеристики муфти при її закручуванні в напрямку стискання канатів. Чисельне моделювання за отриманими формулами виконували для муфт у яких $z = 4$, $D = 145$ мм. Першу модельну муфту передбачали оснащувати канатними пружними елементами стискання, що їх характеристика відповідає рівнянню (6), а другу – гвинтовими пружинами стискання жорсткістю $c = 145$ Н/мм. На рис. 3 показані результати моделювання

характеристик муфт з хордальним розташуванням пружних елементів різного роду – канатів та пружин.

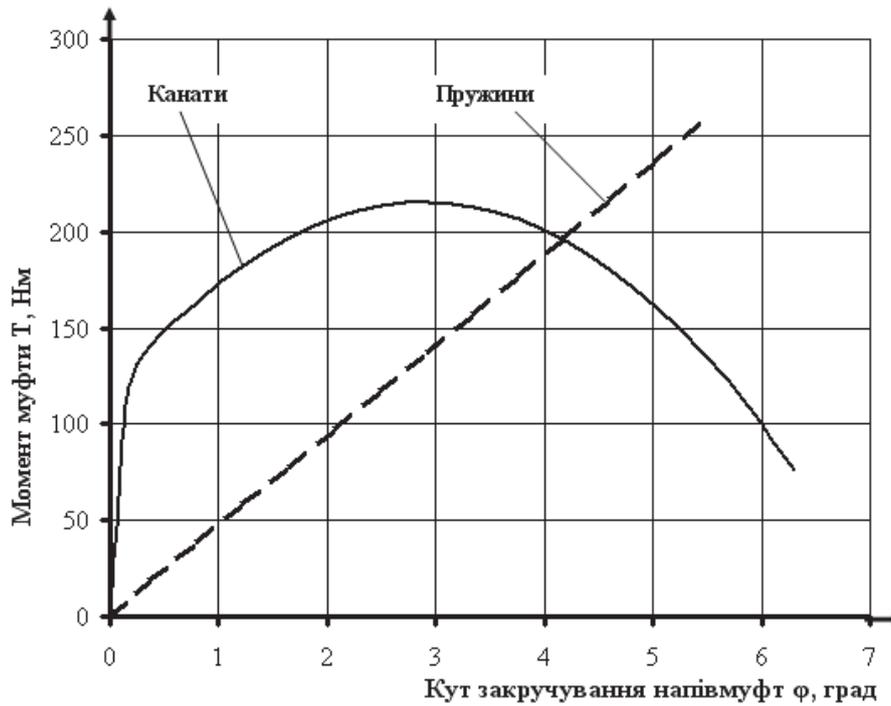


Рис. 3 - Характеристики муфт з хордальним розташуванням пружних елементів

Дані рис. 3 дають можливість зробити висновок, що канатні пружні елементи, за рахунок їх змінної жорсткості при стисканні, можуть забезпечити муфті нелінійну «м'яку» характеристику навіть при хордальному їх розташуванні, на відміну від гвинтових пружин постійної жорсткості. Це, разом із висновком про більшу навантажувальну здатність муфт з хордальним розташуванням пружних елементів у порівнянні з муфтами із тангенціальним їх розташуванням, дає можливість рекомендувати застосовувати такі муфти при обмеженні радіальних габаритів. В той же час, муфта оснащена канатними пружними елементами хордального розташування має більшу площу під кривою навантаження порівняно з муфтою, що оснащена пружинами, це означає її більшу енергоємність та перспективність для захисту від ударних навантажень.

Розрахункова схема муфти з тангенціальним розташуванням пружних елементів показана на рис. 4. Для цієї муфти справедливі наведені викладки щодо механізму передачі обертового моменту, однак геометрично-силові параметри вона має дещо відмінні від попередньої конструкції.

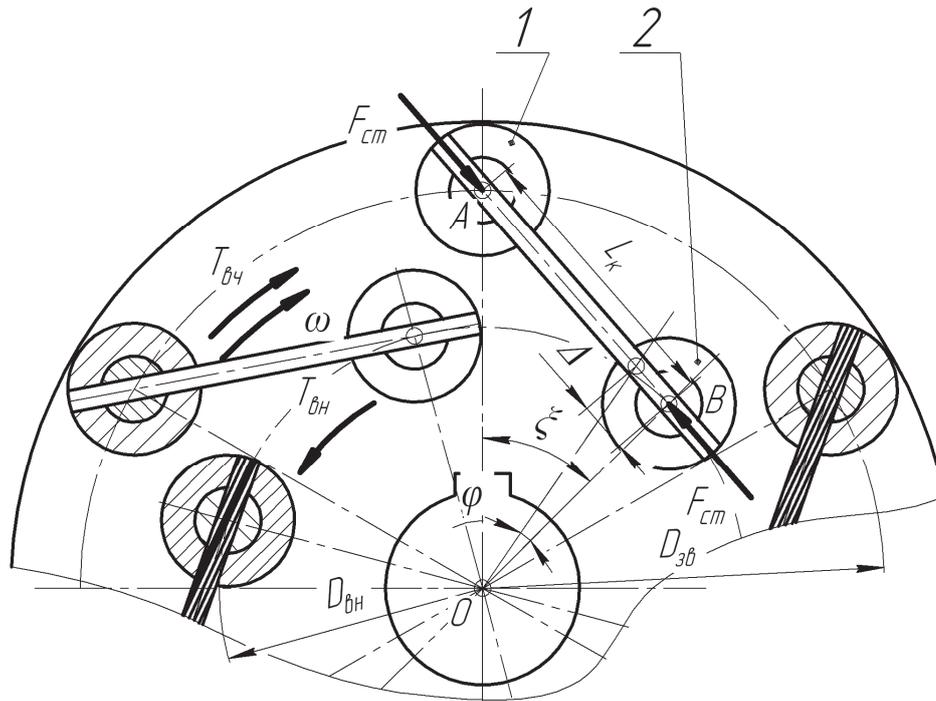


Рис. 4 - Розрахункова схема муфти з тангенціальним розташуванням пружних елементів

Одним з основних параметрів такої муфти є кут монтажного зміщення напівмуфт ξ , що пов'язаний з іншими геометричними параметрами (трикутник OAB) залежністю (7):

$$\cos \xi = \frac{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - L_k^2}{0,5D_{зв}D_{вн}}. \quad (7)$$

При деформуванні каната на величину Δ_i значення кута ξ_i становитиме:

$$\xi_i = \arccos \left(\frac{0,25(D_{зв}^2 + D_{вн}^2) - (L_k - \Delta_i)^2}{0,5D_{зв}D_{вн}} \right). \quad (8)$$

А пружний момент муфти при стисканні канатів набуде значення:

$$T_{mi} = \frac{zF_{cm}D_{зв}D_{вн} \sin \xi_i}{4(L_k - \Delta_i)}. \quad (9)$$

Кут закручування муфти φ_i при цьому становитиме:

$$\varphi_i = \xi - \xi_i. \quad (10)$$

За отриманими залежностями можна виконувати оцінку характеристики муфти $T = f(\varphi)$. Чисельне моделювання за отриманими формулами виконували для муфт у яких $z = 4$, $D_{зв} = 145$ мм, $D_{вн} = 95$ мм, $\xi = 25^\circ$. Першу модельну муфту також передбачали оснащувати

канатними пружними елементами стискання, що їх характеристика відповідає рівнянню (6), а другу – гвинтовими пружинами стискання жорсткістю $c = 145 \text{ Н/мм}$.

Результати моделювання представлені на рис. 5. Характеристика муфти оснащеної канатами показана суцільною лінією, а оснащеної пружинами – пунктирною.

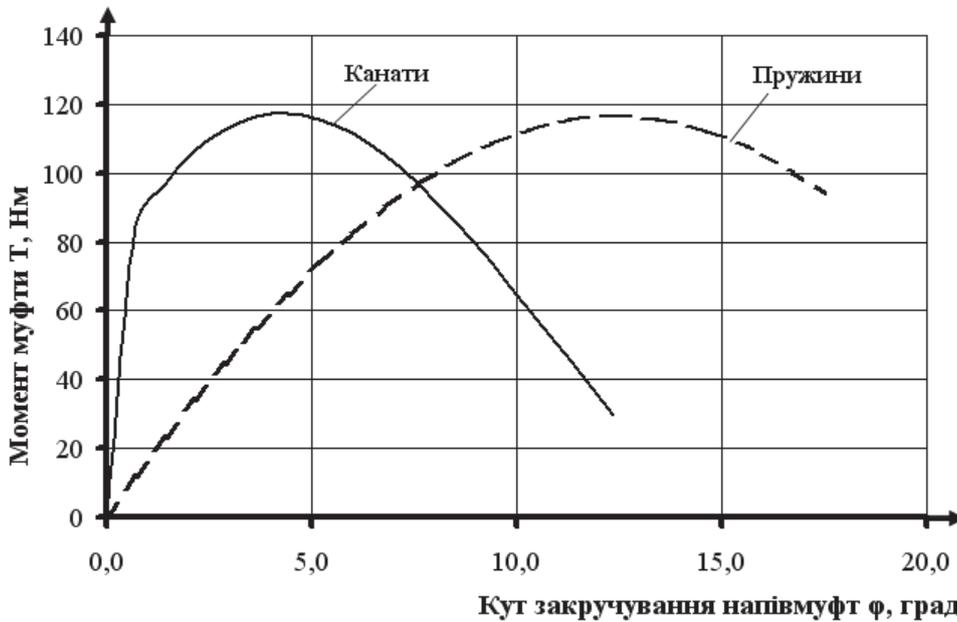


Рис. 5 - Характеристики муфт з торцевою установкою канатів та пружин тангенціального розташування

Аналіз графіка на рис. 5 дає можливість стверджувати, що при рівній навантажувальній здатності муфта з тангенціальним розташуванням пружин має більшу енергоємність за рахунок більшої площі під кривою навантаження та меншу середню жорсткість ніж аналогічна муфта, оснащена канатами. Проте, за рахунок практичної відсутності демпфування у пружин, муфти оснащені ними матимуть різку віддачу. Кут закручування, що відповідає ділянці квазінульової жорсткості у канатної муфти лежить ближче до початку характеристики, ніж у муфти оснащеної пружинами, що може стати додатковою причиною зниження динамічності приводу через менше значення накопиченої муфтою потенційної енергії.

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Канатні пружні елементи, за рахунок їх змінної жорсткості при стисканні, можуть забезпечити муфті нелінійну м'яку характеристику навіть при хордальному їх розташуванні по типу муфти «Карделіс», на відміну від гвинтових пружин постійної

жорсткості, установка яких забезпечує муфті лінійну жорстку характеристику.

2. При рівній навантажувальній здатності, муфта оснащена канатними пружними елементами хордального розташування, що працюють на стискання, має більшу енергоємність ніж муфта з пружинами, а відтак перспективність для захисту від ударних навантажень.

3. При рівній навантажувальній здатності муфта з тангенціальним розташуванням пружин стискання має більшу енергоємність за рахунок більшої площі під кривою навантаження та меншу середню жорсткість ніж аналогічна муфта, оснащена канатами.

4. Кут закручування, що відповідає ділянці квазінульової жорсткості у канатної муфти лежить ближче до початку характеристики, ніж у муфти оснащеної пружинами, що може стати додатковою причиною зниження динамічності приводу через менше значення накопиченої муфтою потенційної енергії.

5. Муфти оснащені пружинами мають незначне демпфування, на відміну від канатних муфт, що формує умови для подальших досліджень.

Напрямки подальших досліджень:

1. Оцінка гістерезису в пружних муфтах з канатними елементами.

2. Оцінка впливу попередньої деформації канатів на їх жорсткість та демпфування.

3. Оцінка впливу установки канатних муфт на динаміку машинного агрегату.

4. Оцінка впливу конструкції затискних елементів канатів на характеристики оснащених ними муфт.

5. Створення нових конструкцій канатних муфт з розширеними функціональними характеристиками.

6. Розвиток системних методів синтезу структури пружних ланок машин.

7. Розроблення методик проектування пружних ланок машин оснащених канатними елементами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Панов С.Л. Исследование упругих муфт квазиулево́й жесткости: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / С.Л. Панов. – Харьков, 1979. – 24 с.

2. Рогачевский В.М. Исследование переходных режимов в силовых передачах с упругими муфтами квазиулево́й жесткости: спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / В.М. Рогачевский. – Харьков, 1981. – 19 с.

3. Киркач Н.Ф. Определение аналитического выражения для упругого момента в муфте с промежуточным барабаном / Н.Ф. Киркач, Л.В. Курмаз, А.В. Шаранов, А.Н. Гармашов // Детали машин. – 1986. – Вып. 43. – С. 29-32.

4. Иванченко Ф.К. О влиянии эксцентриситета между полумуфтами на характеристику упругой муфты / Ф.К. Иванченко, С.Л. Панов // Детали машин. – 1983. – Вып. 37. – С. 26-28.

5. Нагорняк С.Г. Разработка и исследование новых конструкций кулачковых, зубчатых и фрикционных предохранительных муфт: спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / С.Г. Нагорняк. – К., 1977. – 219 с.

6. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник. –К.: Тэхника, 1992. – 72 с.

7. Архангельский Г.В. Эффективность использования упругой муфты с раширенным участком квазинулевой жесткости / Г.В. Архангельский // Детали машин. – 1990. – Вып. 51. – С. 17-22.

8. Архангельский Г.В. Некоторые вопросы динамики машин / Г.В. Архангельский. - Одесса: Наука и техника, 2010. - 88 с.

9. Сидоренко І.І. Розроблення пружних муфт з механічним зворотнім зв'язком крутильної жорсткості за крутильним моментом, що передається: автореферат дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство та деталі машин / І.І. Сидоренко. – Одеса, 1994. – 18 с.

10. Колесник К.К. Зниження віброактивності привідних систем з пружними муфтами: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – динаміка та міцність машин / К.К. Колесник. – Львів, 2003. – 20 с.

11. Ковальчук Р.А. Обґрунтування раціональних режимів пуску насосних агрегатів бурових установок: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – динаміка та міцність машин / Р.А. Ковальчук – Львів, 2008. – 20 с.

12. Пасіка В.Р. Побудова скелетних кривих пружної муфти з ділянкою квазинульової або від'ємної жорсткості / В.Р. Пасіка, І.О. Романчук // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів, 2013. – № 759. – С. 79-84.

УДК 621.891

Скрыпник В.С., к.т.н.

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ТОРМОЗНЫХ ШКИВОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 1)

***Аннотация.** В данной статье проанализированы виды охлаждения тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок с точки зрения их энергонагруженности, что позволит в дальнейшем перейти к напряженно-деформированному состоянию ободов шкивов с учетом их конструктивных особенностей. Также представлены факторы, которые влияют на тепловое состояние внешних и внутренних пар трения ленточно-колодочных тормозов.*

***Анотація.** У даній статті проаналізовані види охолодження гальмівних шківів стрічкової-колодкових гальм бурових лебідок з точки зору їх енергонавантажженості, що дозволить в подальшому перейти до напружено-деформованого стану ободів шківів з урахуванням їх конструктивних особливостей. Також представлені фактори, які впливають на тепловий стан зовнішніх і внутрішніх пар тертя стрічково-колодкових гальм.*

***Abstract.** We have analyzed the types of cooling of brake pulley of the band-block brakes of the draw-works in terms of energy-loading that will subsequently move to the stress-strain state of the rims pulleys with their structural features. We've presented the factors that affect on thermal state of the external and internal friction pairs of band-block brakes.*

Введение. Тормозные шкивы ленточно-колодочных тормозов крепятся с помощью крепежных выступов по обе стороны канатоемкого барабана. Указанные узлы представляют собой в совокупности буровую лебедку. Последняя входит в состав спуско-подъемного комплекса буровой лебедки. Пары трения (шкив-накладки) ленточно-колодочного тормоза при спуске колонны бурильных труб в скважину работают в напряженном тепловом режиме. Из-за сложной геометрической формы в тормозном шкиве возникают большие

температурные градиенты, и как следствие, температурные напряжения, которые в десятки раз превышают механические напряжения. Температурные напряжения в ободке шкива вызывают возникновение и развитие микротрещин на его рабочей поверхности и тем самым снижают эксплуатационную надежность тормозного шкива.

Постановка проблемы. Развитие современного нефтегазового машиностроения, в частности ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок связано с решением задач прочности их фрикционных узлов. Одним из слабых элементов последних является тормозной шкив. Первым и важнейшим этапом в решении указанных задач при проектировании тормозных шкивов является определение деформаций и напряжений в их составляющих, которыми являются обод и реборды, а также крепежные выступы [1]. Последние воспринимают механические и тепловые нагрузки. Кроме того, при производстве шкива его сопряжения (обода с ребордами и с крепежным выступом) имеют концентраторы напряжений [2].

Анализ последних исследований. Основным требованием, предъявляемым к фрикционным узлам ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок, является их надежность, обеспечивающая безопасность и безаварийность работ. Практика бурения скважин в зонах холодного и жаркого климата показала недостаточную надежность тормозных систем буровых лебедок установок ближнего (HR-500, HR-5000; Уралмаш: 2500/160 ЭСК-БМ4; 3000 ЭУК; 3900/225 ЭК-6М; 5000/320 ЭК-БМ4 с параллельными эшелонами и др.) и дальнего (типы лебедок фирм «National», «Oilwell», «Continental-Emco», «Mid-Continent», «Gardner-Denver») зарубежья с диаметром рабочей поверхности обода шкива $D_{ш} = 1070,0 \dots 1680,0$ мм и его шириной $b = 213,0 \dots 318,0$ мм. Они изготовлены из сталей 35Л, 35ХНЛ, 35ХМЛ и др. При этом ободы тормозных шкивов выполняются без принудительного водяного охлаждения их нерабочей поверхности или с охлаждением [3].

Нерешенные части общей проблемы. Общей проблемой является оценка напряженно-деформированного состояния различных типов тормозных шкивов (без и с принудительным водяным охлаждением) с учетом их энергонагруженности при вынужденном и

принудительном охлаждении рабочих и нерабочих поверхностей ободов тормозных шкивов.

Основной материал. Разновидности охлаждения рабочих элементов ленточно-колодочных тормозов отличаются свойствами теплоносителя, процессом, эффектом или явлением, при помощи которых реализуется данный вид охлаждения, конструкцией системы или устройства для принудительного охлаждения и характером протекания процессов теплообмена

Основными требованиями, предъявляемыми к теплоносителям являются: высокая интенсивность теплообмена, низкая температура замерзания, незначительная активность корродирующего действия на металлы, нетоксичность, невоспламеняемость и взрывобезопасность, термическая стойкость и низкая стоимость.

В табл. 1 приведены характеристики основных хладагентов, применяемых в устройствах и системах принудительного действия для охлаждения рабочих деталей тормозных устройств [4].

Таблица 1 – Основные теплоносители и их характеристики

№ п/п	Хладагент	Температура, °С		Вид теплообмена	Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м ² ·°С)
		замерзания	кипения		
		плавления			
1	Воздух	–	–	Вынужденная конвекция	12-120
2	Вода	0	99,9	То же	600-12000
3	Карбид хрома	1898	3800	Свободная конвекция	1000-15000
4	Аммиак	-78	-33	Вынужденная конвекция	4600-175000

Известно, что воздух обладает сравнительно невысокой интенсивностью охлаждения, так как имеет низкий коэффициент теплоотдачи и низкую теплоемкость. Однако воздух доступный в простых и безопасных устройствах и системах принудительного охлаждения, что обуславливает тип системы принудительного охлаждения.

Как следует из табл. 1, значения коэффициентов теплоотдачи при охлаждении водой в 50-100 раз выше, чем при охлаждении воздухом, что позволяет получить более низкую температуру охлаждаемых поверхностей трения и отводить значительно большее количество теплоты. Поэтому охлаждение водой эффективнее.

Однако применение водяного охлаждения на буровых установках связано со сложностью его подключения через подъемный вал к камерам шкивов. Кроме того, водяная система охлаждения весьма громоздка и снижает надежность тормозного механизма в целом. Наряду с этим возникает необходимость подогрева воды в случае понижения температуры окружающей среды ниже 0 °С.

Что касается карбида хрома (Cr_3C_2), то он имеет высокую объемную энтальпию (теплосодержание) и это позволяет его использовать в качестве теплопоглощающего наполнителя тормозных элементов, т. е. тормозных колодок, ободов барабанов и бандажей. Однако недостаток известных теплопоглощающих элементов – низкая удельная теплоемкость упомянутого теплопоглотителя, высокая плотность и, как следствие, большая масса. Поэтому в последнее время в качестве теплопоглощающих наполнителей тормозных элементов стали применять карбид алюминия (Al_4C_3), карбид бериллия (Be_2C) и борид бериллия (BeB), имеющих высокую удельную теплоемкость и теплопроводность, а также низкую плотность, что позволило значительно повысить теплопоглощающую способность тормозного элемента и снизить его массу.

В качестве наполнителя в камере тормозного шкива согласно а.с. СССР за № 531948 использован легкоплавкий жидкий металл (олова – (24-30)%; цинка – (19-21)% и остальное – галлий) с большой скрытой теплотой парообразования. Теплота, аккумулируемая ободом тормозного шкива поглощается наполнителем, который расплавляется и передает теплоту через стенки камеры в окружающую среду.

Принцип реализации кондуктивного охлаждения при трении основан на том, что вследствие разных по значению коэффициентов теплопроводности материалов фрикционного или металлического элемента тормозов и теплопроводной вставки или покрытия, включенных искусственно во фрикционную пару, большая часть теплоты поглощается теплопроводными элементами и обеспечивает ее сток от поверхностей трения.

Рабочие детали ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при вынужденном охлаждении омываются циркулирующим воздухом следующим образом (см. рис. 1 а, б).

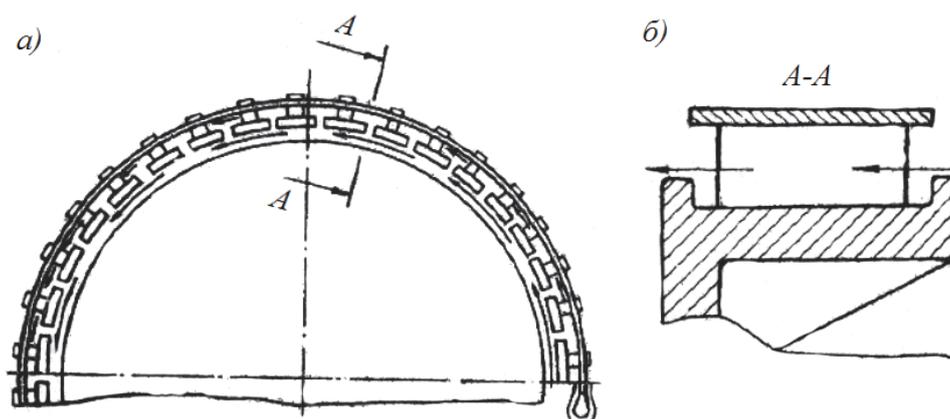


Рисунок 1 *a, б* – Схема направлений смен воздуха в ленточно-колодочном тормозе буровой лебедки: *a* – продольная; *б* - поперечная

Так, при торможении в процессе теплообмена участвуют боковые поверхности фрикционных накладок и внутренняя поверхность ленты, находящаяся между фрикционными накладками (поперечное омывание воздухом), а также поверхность шкива, которая не охвачена тормозной лентой (рис. 1 *a*). При разомкнутых парах трения происходит одновременное продольное омывание воздухом его трущихся поверхностей и поперечное – нерабочих поверхностей фрикционных накладок и внутренней поверхности ленты (рис. 1 *б*).

Остановимся на эффекте тепловой трубы для охлаждения тормозного шкива.

Охлаждающее устройство выполнено в виде тепловой трубы с зонами конденсации и испарения, размещенными внутри цилиндрической камеры. Последняя размещена во внутренней полости тормозного шкива по всей ширине цилиндрической части его обода.

Камера выполнена герметичной для размещения в ней теплоносителя. Для обеспечения нормальной работы тепловой трубы, т.е. равномерного смачивания охлаждающей жидкостью теплонагруженных поверхностей, на ее внутренних поверхностях закреплена облицовка из капиллярно-пористого материала.

Функции зон испарения и конденсации теплоносителя выполняют, соответственно, нерабочая поверхность обода шкива и внутренняя поверхность цилиндрической кольцевой стенки камеры.

Заправку камеры тепловой трубы теплоносителем производят через заливные отверстия, после чего оставшийся объем камеры вакуумируют и герметизируют винтом.

В процессе торможения ленточно-колодочным тормозом на трущихся поверхностях генерируется теплота, значительная часть которой поглощается тормозным шкивом. Это вызывает нагревание и испарение теплоносителя находящегося в камере тепловой трубы.

При попадании теплоносителя на нерабочую поверхность шкива, т.е. в зону испарения, он нагревается и испаряется. В дальнейшем за счет создаваемого перепада давлений между зонами испарения и конденсации, а также под действием капиллярных сил хладагент из зоны испарения поступает в зону конденсации. Возврат жидкого теплоносителя из зоны конденсации в зону испарения осуществляется центробежными силами, возникающими при вращении шкива.

Ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки, в большинстве случаев, работает в режиме апериодических повторно-кратковременных торможений. При таком режиме работы за цикл ($t_u = t_z + t_o$) теплота, генерируемая на поверхностях трения фрикционных узлов в зависимости от количества фрикционно взаимодействующих пар частично идет на нагревание внешних и внутренних пар трения (нетрадиционный тормоз), частично отводится от их поверхностей, в окружающую среду (излучением и вынужденной конвекцией, а также кондуктивным теплообменом в детали и узлы, контактирующие с лентой и шкивом). Температура элементов трения при этом от цикла к циклу возрастает до достижения установившегося [5] и термостабилизационного [6] состояния. Первый этап наступает тогда, когда теплота, генерируемая на внутренних парах трения за время t_z , будет равна количеству теплоты, отводимой в окружающую среду и в сопряженные с элементами трения детали. Второе состояние характерно только для обода тормозного шкива, при котором температурный напор по его толщине становится квазипостоянным и интенсивность теплообмена его поверхностей немного снижается, за счет термокрекинга поверхностных слоев фрикционных накладок.

Факторы, которые влияют на тепловое состояние внешних и внутренних пар трения ленточно-колодочных тормозов приведены на рис. 2. Из последнего следует, что основным аккумулятором теплоты в ленточно-колодочных тормозах является обод тормозного шкива, а



Рисунок 2 – Факторы, влияющие на тепловое состояние фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза

фрикционные накладки – электронов и ионов, несмотря на ее энергетическое состояние.

Остановимся коротко на конструктивных особенностях тормозных шкивов [3].

На рис. 3 а, б изображены тормозные шкивы 1 без и с ребордой 3, которые не имеют никаких охлаждающих устройств. Такие шкивы не способны за короткий срок отводить теплоту, которая генерируется на рабочих поверхностях 2 и аккумулировать в их тело и окружающую среду.

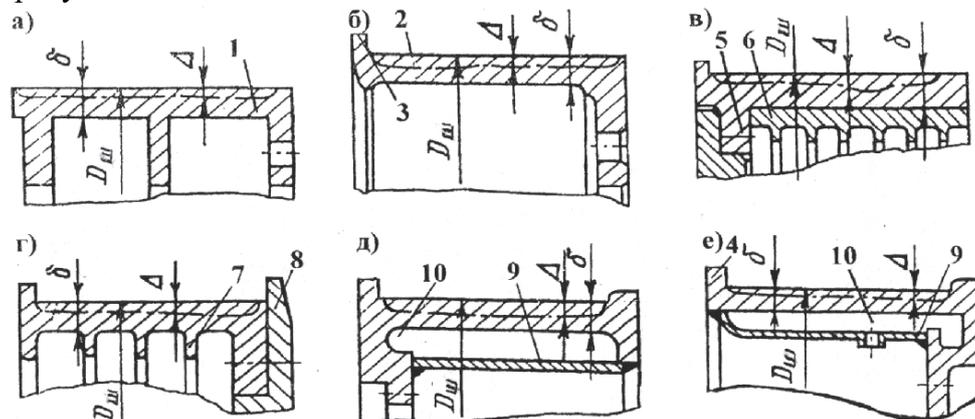


Рисунок 3 а, б, в, г, д, е – Тормозные шкивы буровых лебедок и их конструктивные особенности: а, б – шкивы без и с ребордой; в - биметаллический шкив с ребордой и ребрами жесткости; г - шкив с ребордой и ребрами жесткости (в сборе с фланцем барабана) д, е - шкивы с ребордами и камерами для водяного охлаждения и циркулирующего теплоносителя; $D_{ш}$ – диаметр рабочей поверхности шкива; δ – толщина обода шкива; Δ – величина износа рабочей поверхности шкива; 1, 2 – тормозной шкив и его рабочая поверхность; 3, 4 – реборды; 5 – выступы шкива; 6 – алюминиевый ребристый цилиндр; 7 – ребра жесткости шкива; 8 – фланец барабана лебедки; 9, 10 – кожух и камера для водяного охлаждения

На рис. 3 в, г изображен биметаллический и металлический шкив с ребордой и ребрами жесткости. Первый тормозной шкив имеет ту конструктивную особенность, что со стороны его нерабочей поверхности запрессованный алюминиевый цилиндр 6. Данный материал имеет три важных свойства, которые дают ему преимущества перед литой сталью: большой коэффициент теплопроводности; аккумуляция теплоты; отвода ее путем конвективного и кондуктивного теплообмена.

Из рис. 3 г видно, что вторая реборда шкива образованная выступом фланца 8 барабана. Наличие ребер жесткости в обоих типов тормозных шкивов позволяет также иметь развитую поверхность

теплообмена, которая интенсифицирует от них как вынужденную, так и естественную конвекцию.

Тормозные шкивы с ребордами, а также камерами для водяного охлаждения и циркулирующего теплоносителя изображены на рис. 3 *д*, *е*. Конструкция данных типов шкивов имеет две реборды 3, которые служат направляющими для накладок тормозной ленты. В камерах 10 данных шкивов находится вода или насыщенный водяной пар (рис. 3*д*) и циркулирует проточная вода (рис. 3 *е*), принудительно охлаждающая их обод. Шкивы таких типов применяются в буровых лебедках, эксплуатируемых в районах с умеренным и жарким климатом при бурении с большим числом спуско-подъемных операций.

В табл. 2 для рассмотренных типов тормозных шкивов (I-VI), изображенных на рис. 3 *а*, *б*, *в*, *г*, *д*, и *е*, а также для шкива, на котором находятся фрикционные накладки (тип VII) и для гладкого шкива со специальными ребордами (тип VIII) проиллюстрированы площади поверхностей их теплообмена.

Таблица 2 – Различные типы тормозных шкивов с конструктивными особенностями и их площади поверхностей теплообмена

Тормозные шкивы	Площади, берущие участие в различных видах теплообмена в окружающую среду и фланец барабана лебедки, м ²				Масса шкива, кг	Соотношение: <u>масса ребер</u> / масса шкива
	Полированная поверхность шкива	Матовая поверхность шкива	Поверхность шкива, которая стыкуется с поверхностью фланца барабана	Поверхность ребер		
Тип I	1,128	1,440	0,290	1,354	602	0,321
Тип II	1,071	1,776	0,372	–	461	–
Тип III	1,131	1,697	0,312	0,924	581	0,227
Тип IV	1,024	1,492	0,466	0,531	502	1,151
Тип V	1,134	1,913	0,202	–	450	–
Тип VI	1,083	1,971	0,364	–	489	–
Тип VII	1,139	1,658	0,356	–	429	–
Тип VIII	1,139	1,878	0,356	–	470	–

С увеличением толщины обода шкива количество теплоты, которое воспринимает накладка, и коэффициент распределения тепловых потоков уменьшается. Уменьшение коэффициента распределения тепловых потоков наблюдается и по мере увеличения количества генерируемой теплоты. Это можно объяснить тем, что с ростом Q роль выступа и внутреннего оребрения влияет на распределение тепловых потоков так же, как увеличение толщины обода шкива.

Одновременно с увеличением массы, в которой распределяется теплота, увеличивается поверхность теплоотдачи обода тормозного шкива за счет теплорассеивающей поверхности его боковых стенок.

Известно, что необходимым условием внешнего трения является наличие положительного градиента механических свойств каждого из тел трения по глубине, то есть тонкого поверхностного слоя, который участвует в трении и должен иметь меньшую прочность, чем материал основы. В современных парах трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок, положительный градиент обеспечивается путем размягчения поверхностного слоя обода шкива под действием теплоты трения. При относительном скольжении двух поверхностей соприкосновения пар трения ленточно-колодочного тормоза, в результате упругих и пластических деформаций их контактирующих пятен и преодоления молекулярного взаимодействия, макродвижение переходит в микродвижение, упорядоченное движение – в хаотичное, то есть в тепловое. В точках дискретного контакта взаимодействующих пар трения тормоза возникают температурные вспышки – теплота распространяется с одной стороны внутрь тормозного шкива и в подповерхностный слой фрикционных накладок (теплопроводностью – кондуктивным теплообменом), а с другой стороны, от их поверхностей рассеивается в окружающую среду (лучевым теплообменом, естественной и вынужденной конвекцией). При окончании торможения, то есть при разомкнутом состоянии фрикционных узлов, тормозной шкив выступает в роли аккумулятора теплоты и поэтому от него осуществляются процессы теплообмена с той лишь разницей, что вместо вынужденной конвекции имеет место естественная.

В непосредственной близости от точек контакта поверхностей трения фрикционных узлов образуются отдельные полукольцевые изотермические поверхности, сливающиеся в общую поверхность на некоторой толщине обода шкива и накладок. Расположение изотермических поверхностей в двух фрикционных элементах характеризует величину поверхностного и объемного температурного градиента.

Регулировать градиенты температуры во фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки можно: изменением размера матовой поверхности теплопередачи, а, следовательно, и коэффициентом теплоотдачи; принудительным охлаждением пар трения; смазкой поверхностей металлического фрикционного элемента теплоизоляционным материалом; применением электроподогрева и тому подобное.

Сложность расчета поверхностных температур пар трения ленточно-колодочного тормоза обусловлена различными видами теплообмена от поверхностей шкива в окружающую среду и

невозможностью точного задания граничных условий для его различных поверхностей.

Выводы. Таким образом, проанализированы виды охлаждения тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок с точки зрения их энергонагруженности, что позволяет перейти к напряженно-деформированному состоянию ободов шкивов с учетом их конструктивных особенностей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пригоровский Н. И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений / Н. И. Пригоровский: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 248с.
2. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография (научное издание) в 2 т. Т.2 / Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. – Кубанский государственный технологический университет. – Краснодар – Ивано-Франковск, 2013. - 441 с.
3. Ильский А. Л. Расчет и конструирование бурового оборудования / А. Л. Ильский, Ю. В. Миронов, А. Г. Чернобыльский. – М.: Недра, 1985. – 452с.
4. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Под общ. редакцией А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 575с.
5. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко [и др.]. – Киев-Краснодар: Изд-во «Плай», 2015. – 371с.
6. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, В. С. Скрыпнык [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 312с.

ТЕМАТИКА ПУБЛІКАЦІЙ**У ЖУРНАЛІ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНА ТЕХНІКА»****Структура, конструкція, кінематика машин****Динаміка, міцність, стійкість****Приводи і системи керування****Діагностика, експлуатація і ремонт****Технологія виробництва машин****Логістика і механізація вантажно-розвантажувальних робіт****Робототехніка****Організація виробництва, економіка, екологія****Науково-методичні питання****ПАМ'ЯТКА АВТОРОВІ**

До друку приймаються статті, які мають такі необхідні елементи (Постанова Президії ВАК України від 15.01.03 №97-05/1):

постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті (постановка завдання); виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.

Редакційна колегія журналу звертається до авторів з проханням надсилати статті, підготовлені за наступною структурою:

Текст **повинен** бути набраний у текстовому редакторі **MS Word** відповідно наступних вимог:

параметри сторінки - формат "Другой" **17x26 см**; відступи від краю аркушу до тексту: зверху - 2см, знизу - 2,5 см, ліворуч - 2,0 см, праворуч 2,0 см.

УДК: лівий верхній кут, шрифт Times New Roman Cyr 12 pt Автори (П.І.Б, учений ступінь, *місце роботи*): шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по лівому краю.

НАЗВА СТАТТІ: шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, напівжирний, літери прописні, відступ першого рядка 1,27 см, інтервал між рядками одинарний, вирівнювання по центру.

основний текст - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, відступ першого рядка - 1,27 см, вирівнювання - за шириною, стиль - Normal, міжрядковий інтервал - **одинарний**.

Стаття може бути структурована: назва розділів виділяється напівжирним шрифтом.

редактор формул MS Equation 3.0 - стиль: "Текст", шрифт Times New Roman,; "Матрица-вектор", "Числа", "Функция", "Переменная" - шрифт Times New Roman, нахилений; "Стр. греческие", "Пр. греческие" - шрифт Symbol, нахилений;

“Символ” - шрифт Symbol. Розмір: “Обычный” - 14 pt, “Крупный индекс” - 9 pt, “Мелкий индекс” - 7 pt, “Крупный символ” — 14 pt, “Мелкий символ” - 12 pt, Вирівнювання формул - по середині, нумерації формул - по правому краю.

Таблиця повинна мати номер і через дефіс - назву. Шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по лівому краю. Таблицю не розривати, орієнтація таблиці - тільки книжна.

Ілюстрації виконуються тільки засобами машинної графіки (за винятком фотографій). На всі ілюстрації повинні бути зноски у тексті, пронумеровані арабськими цифрами (1,2,...) у порядку згадування у тексті. Ілюстрації повинні мати: надпис „Рисунок”, номер та назву (через дефіс) і розміщуватись під рисунком. Написи на рисунках повинні бути виконані, за можливістю шрифтом розміром 12...8 pt. Товщина ліній - не менше 0,5 pt. Рисунки та фотографії повинні бути вставлені у текст статті і додатково представлені в окремих файлах формату *.tif, *.pcx.

Посилання на **літературу** повинні слідувати у порядку їх появи у тексті. Номер посилання у квадратних дужках повинен слідувати за якимось ствердженням, положенням або за прізвищем автора. ЛІТЕРАТУРА - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по середині. Текст - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, без відступів та виступів. Опис літератури повинен включати: прізвище автора та ініціали (якщо число авторів менше трьох, то слід привести усіх авторів, а якщо більше - то ім'я першого та “інш.”); для журналів вказати назву статті, журнал, том і номер, місяць та рік видання, номер сторінки включно. Для книг вказати авторів, назву, том, найменування та місце видання, рік і кількість сторінок.

Звернути увагу на відсутність розділових знаків у кінці назви статі, відомостей про авторів, найменування заголовків, таблиць, підпису підпису і слова ЛІТЕРАТУРА.

Анотації трьома мовами (українська, російська, німецька - окремими абзацами) повинні бути представлені після **НАЗВИ СТАТТІ**. Текст - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по ширині. Об'єм 50-70 слів.

Перелік матеріалів, які направляються в редакцію:

1. Стаття надрукована на білому папері з використанням лазерного принтера (600 dpi) у двох екземплярах і підписана усіма авторами. Об'єм статті - до 10 друкованих сторінок.

2. Стаття, рисунки, анотація в електронному вигляді окремими файлами на компакт-диску.

3. Експертний висновок про можливість опублікування.

4. Додаток з відомостями про авторів (службова або домашня адреса, контактні телефони, адреса електронної поштової скриньки, місце роботи, вчений ступінь та звання).

5. На виконання вимог п.7 постанови ВАК України від 10.02.99 №1-02/3 статті з добувачів за темою дисертації публікуються у журналі виключно за рекомендацією Вченої ради наукової установи, організації чи вищого навчального закладу, де працює або навчається здобувач.