

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Национальный исследовательский технологический
университет «МИСиС»

Тропаков Артём Валерьевич

**ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ
ВРАЩЕНИЮ РОЛИКОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ГОРНЫХ
ПРЕДПРИЯТИЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель: Кандидат технических наук, доцент
Малахов Валерий Алексеевич

Москва – 2019

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В настоящее время ленточные конвейеры получили широкое распространение в горнодобывающей отрасли ввиду того, что конвейеры в сравнении с другими видами транспорта при определенных условиях обладают наиболее высокими эксплуатационными показателями при значительно меньших затратах на перемещение полезных ископаемых. Кроме того, данный транспорт характеризует высокая степень взаимодействия с другими видами технологических машин и оборудования, которая обусловлена тем, что внедрение различных видов конвейеров оказывает положительный эффект как на повышение технического уровня одного отдельного звена производственного цикла, так и на повышение эффективности работы всего горного предприятия.

Одним из главных элементов ленточного конвейера, от которого зависит эффективность работы ленточного конвейера, а особенно срок службы ленты, является роlikопора. На долговечность и надежность конвейерных роликов оказывают влияние такие факторы, как характер нагрузки (ударная или безударная); физико-механические свойства груза; конструкция подшипниковых узлов роликов; условия их эксплуатации.

С целью повышения надежности конвейерных роликов широко применяются различные типы уплотнительных устройств. Уплотнения в значительной степени предотвращают проникновение пыли и влаги в подшипниковый узел и тем самым исключают негативные воздействия на подшипник и систему его смазки. На основании проведенных исследований необходимо отметить что, несмотря на разработку и внедрение усовершенствованных конструкций уплотнений роликов, препятствующих засорению подшипников, конвейерные ролики выходят из строя раньше заявленного срока службы. Исходя из этого, можно предположить, что основной причиной раннего выхода является использование пластичных смазок с несоответствующими эксплуатационными свойствами, выбор которых должен определяться, исходя из климатических условий работы конвейерных роликов. Одним из главных эксплуатационных свойств пластичных смазок является вязкость, влияющая на величину сопротивления вращению роликов. Важным эксплуатационным фактором, является температура окружающей среды. При эксплуатации роликов в условиях отрицательных температур эффективная вязкость пластичной смазки повышается, вследствие чего возрастает величина сопротивления вращению роликов, что, в конечном счете, приводит к стопорению и износу трубы ролика.

Таким образом, разработка метода определения сопротивления вращению роликов, который наиболее полно учитывает влияние различных эксплуатационных факторов, является весьма актуальной научно-технической задачей, решение которой позволит уточнить тяговые расчеты ленточных конвейеров и повысить эффективность их использования.

Цель работы: Повышение энергоэффективности ленточных конвейеров горных предприятий путем снижения сопротивления вращению роликов за счет рационального использования современных пластичных смазок в зависимости от условий эксплуатации.

Идея работы состоит в установлении зависимостей величины сопротивления вращению роликов от конструктивных параметров роликов и подшипников, температуры эксплуатации, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скоростей движения ленты с использованием теории подобия и размерностей, позволяющих определить область рационального применения различных типов пластичных смазок и рассчитать коэффициент сопротивления вращению роликов.

Задачи исследования:

- проанализировать влияние факторов, определяющих сопротивление вращению ролика и характеризующие их параметры;
- разработать математическую модель сопротивления вращению конвейерного ролика на основе теории подобия и размерностей;
- разработать методику и оборудование для экспериментального исследования сопротивления вращению конвейерных роликов;
- установить зависимости величины сопротивления вращению роликов от конструктивных параметров роликов и подшипников, температуры эксплуатации, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скоростей движения ленты;
- разработать рекомендации по рациональному применению различных типов пластичных смазок и расчёту коэффициента сопротивления вращению роликов.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель сопротивления вращению конвейерного ролика на основе теории подобия и размерностей позволяющая определить зависимости сопротивления вращению роликов от конструктивных параметров роликов и подшипников, температуры эксплуатации, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скоростей движения ленты с точностью до эмпирических коэффициентов.
2. Метод экспериментального определения сопротивления вращению ролика, позволяющий измерять величину момента сопротивления в подшипниковых узлах ролика в зависимости от текущей температуры и скорости вращения в реальном режиме времени.
3. При низких температурах, близких к рекомендуемым предельным температурам эксплуатации пластичных смазок, в контактах тел качения с дорожкой качения имеет место виброреологический эффект, при котором происходит резкое снижения сопротивления вращению, перемежающееся с резким его ростом.
4. Эмпирические зависимости величины сопротивления вращению роликов от конструктивных параметров роликов и подшипников, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скоростей движения

ленты, в которых влияние температуры эксплуатации учитывается отдельно в виде температурного коэффициента.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается теоретическими исследованиями с корректным использованием математического анализа, теории подобия и размерностей, гидродинамической теории смазки, экспериментальными исследованиями на специально разработанном стенде при достаточном количестве дублирующих опытов. Сходимость теоретических и экспериментальных зависимостей по критерию Стьюдента достигается при уровне значимости 0,20.

Научная новизна работы состоит в том, что:

- разработана математическая модель сопротивления вращению конвейерного ролика на основе теории подобия и размерностей, позволяющая определить зависимости сопротивления вращению роликов от конструктивных параметров роликов и подшипников, температуры эксплуатации, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скоростей движения ленты с точностью до эмпирических коэффициентов;
- разработан метод экспериментального определения сопротивления вращению ролика, позволяющий измерять величину момента сопротивления в подшипниковых узлах ролика в зависимости от текущей температуры и скорости вращения в реальном режиме времени;
- получены эмпирические зависимости величины сопротивления вращению роликов от конструктивных параметров роликов и подшипников, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скоростей движения ленты, в которых влияние температуры эксплуатации учитывается отдельно в виде температурного коэффициента.

Научное значение работы заключается в разработке метода расчета сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий в зависимости от конструктивных параметров роликов и подшипников, температуры эксплуатации, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скоростей движения ленты.

Практическое значение работы заключается в том, что на основании разработанного метода расчета сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий разработаны рекомендации по рациональному применению различных типов пластичных смазок и расчёту коэффициента сопротивления вращению роликов.

Результаты и выводы диссертационной работы целесообразно применять на предприятиях и в организациях, занимающихся проектированием, изготовлением и эксплуатацией ленточных конвейеров для горнопромышленного комплекса.

Реализация результатов диссертационной работы. Результаты и выводы диссертационной работы приняты к реализации в Акционерном обществе «ТЯЖМАШ» (АО «ТЯЖМАШ») при конструировании конвейеров, в проектно-конструкторских разработках Общества с ограниченной ответственностью «ИЦ Интехком»

(ООО «ИЦ Интехком») при расчетах систем транспорта с использованием ленточных конвейеров.

Апробация работы. Основные положения и результаты исследования докладывались на Международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (2017, 2018), на семинарах кафедры ГОТиМ НИТУ «МИСиС» (2018, 2019).

Публикации. По теме диссертации опубликовано три работы в изданиях, входящих в перечень утверждённых ВАК Минобрнауки России.

Объём и структура работы. Представленная диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных литературных источников, состоящего из 91 наименования, изложенных на 139 страницах, включая 35 рисунка и 38 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулирована цель, идея и научные положения, выносимые на защиту, дана оценка научной и практической значимости работы, а также её реализация.

В первой главе рассмотрены особенности условий эксплуатации конвейерного транспорта горных предприятий, накладывающие особые требования, предъявляемые к конструкциям их основных узлов. Был проведен анализ конструкций конвейерных роликов, их подшипниковых узлов и уплотнений.

Вопросами исследования ленточных конвейеров горных предприятий и сопротивления вращению роликов в зависимости от режимов их работы в своё время занимались следующие отечественные учёные: чл.-кор. АН СССР А.О. Спиваковский, д.т.н. В.И. Галкин, д.т.н. Л.Г. Шахмейстер, д.т.н. В.Г. Дмитриев, к.т.н. Е.Е. Шешко, к.т.н. И.В. Запенин, д.т.н. Ю.А. Яхонтов, к.т.н. А.А. Титов, к.т.н. В.П. Дьяченко, к.т.н. Н.В. Сергеева и др.

Проведенный анализ современных источников информации, посвященной вопросам тягового расчета ленточных конвейеров, особенностям определения сил сопротивления вращению роликоопор ленточных конвейеров горных предприятий показал, что большая часть классических исследований описывает процессы происходящие в подшипниковых узлах, с помощью полученных экспериментальным путем зависимостей, которые были установлены в разное время различными исследователями с использованием существовавших на тот момент материалов и технологий. Кроме того, изложенные теории не учитывали исследования по таким научным направлениям, как теория смазки, теория упругости, виброреологические явления в узлах и механизмах, а также влияние характеристик пластичных смазок на работу роликов конвейеров горных предприятий.

Исходя из вышеизложенного, существует необходимость проведения экспериментальных исследований сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий в зависимости от режимов работы с использованием существующих современных технологий и материалов с целью уточнения полученных ранее эмпирических зависимостей.

Во второй главе для решения основной задачи исследования сопротивления вращению роликов была разработана математическая модель, для которой на основе обобщения существующих работ выделены следующие факторы и параметры, определяющие сопротивление вращению конвейерного ролика:

- конструктивные параметры подшипников (внешний и внутренний диаметр подшипника, диаметр тел качения);
- температура эксплуатации (температура окружающей среды и температура в подшипниковом узле);
- тип применяемой пластичной смазки (коллоидный состав, эффективная вязкость, число пенетрации, рекомендуемый диапазон температур использования);
- нагрузка на ролик (сила веса груза, ленты, вращающихся частей ролика);
- скорость вращения ролика.

Выбраны параметры, характеризующие эти факторы (табл.1)

Таблица 1

Параметры, характеризующие факторы, влияющие на сопротивление вращению ролика

Название переменной	Обозначение	Формула размерности	Единица измерения
Частота вращения ролика	f	t^{-1}	$\frac{1}{с}$
Внешний диаметр подшипника	D	L	м
Радиальная нагрузка на подшипник	F_r	$M \cdot L \cdot t^{-2}$	$\frac{кг \cdot м}{с^2}$
Температура внешней среды	t	T	$^{\circ}C$
Эффективная вязкость	$\mu_{эф}$	$M \cdot L^{-1} \cdot t^{-1}$	$\frac{кг}{м \cdot с}$
Ускорение свободного падения	g	$L \cdot t^{-2}$	$\frac{м}{с^2}$

На основании выбранных параметров, в соответствии с теорией подобия и размерностей, были определены базисные параметры и составлены безразмерные комплексы.

Безразмерные комплексы для нагрузки и скорости вращения, согласно теории размерностей:

$$\pi_1 = F_r \cdot D^{\alpha} \cdot \mu_{эф}^{\beta} \cdot g^{\gamma} \quad (1)$$

$$\pi_2 = f \cdot D^{\alpha} \cdot \mu_{эф}^{\beta} \cdot g^{\gamma} \quad (2)$$

Безразмерные комплексы, полученные методом нулевых размерностей:

$$\pi_1 = F_r \cdot D^{-3/2} \cdot \mu_{эф}^{-1} \cdot g^{-1/2} \quad (3)$$

$$\pi_2 = f \cdot D^{1/2} \cdot g^{-1/2} \quad (4)$$

Температура не входит в эти комплексы, поэтому ее необходимо учитывать отдельно.

Зависимость выходного параметра – коэффициента сопротивления вращению ролика $w_{вр}$ от входных параметров принята в виде полинома, умноженного на температурный коэффициент:

$$w_{вр} = f(\pi_1, \pi_2) \cdot k(t) = (A_0 + A_1\pi_1 + A_2\pi_2 + \dots) \cdot k(t) = (A_0 + A_1F_r \cdot D^{-3/2} \cdot \mu_{эф}^{-1} \cdot g^{-1/2} + A_2f \cdot D^{1/2} \cdot g^{-1/2} + \dots) \cdot k(t) \quad (5)$$

где $k(t)$ – температурный коэффициент, принимающий значения от 0 до 1,

$$k(t) = 1 - a(t - t_0);$$

$a, A_0, A_1, A_2 \dots$ – эмпирические коэффициенты, определяемые экспериментальным путем;

t_0 – низшая температура применения смазки.

Применение теории подобия и размерностей обусловлено тем, что при использовании параметров в безразмерном виде появляется возможность распространить результаты эксперимента на подобные объекты.

В третьей главе выполнен анализ различных методов планирования эксперимента, который показал, что они являются универсальными и могут быть применены в наших исследовательских разработках, где необходимо получить математическое описание статистически сложных объектов. В экспериментальном исследовании сопротивления вращению роликов в качестве наиболее подходящего метода был выбран метод полного факторного эксперимента.

Диапазоны варьирования перечисленных показателей (факторов) представлены в таблице 2.

Таблица 2

Интервал изменения величины для каждого показателя

Показатель	Диапазон изменения	Единица измерения
F_r	130 – 250	Н
f	2,5 – 7,5 (150 – 450)	c^{-1} (мин $^{-1}$)
t	от -40 до +30	$^{\circ}C$

На основании определенных диапазонов изменения базовых факторов, для каждого фактора определены следующие значения:

- центр плана:

$$\pi_1^0 = \frac{\pi_1^{max} + \pi_1^{min}}{2} \quad (6)$$

$$\pi_2^0 = \frac{\pi_2^{max} + \pi_2^{min}}{2} \quad (7)$$

- интервал варьирования:

$$\Delta\pi_1 = \frac{\pi_1^{max} - \pi_1^{min}}{2 \cdot |X_1^{max}|} \quad (8)$$

$$\Delta\pi_2 = \frac{\pi_2^{max} - \pi_2^{min}}{2 \cdot |X_2^{max}|} \quad (9)$$

где X_1^{max}, X_2^{max} – максимальные значения, которые принимают соответствующие кодированные переменные.

Составлена матрица планирования эксперимента, в которой значения каждого фактора представлены в безразмерном кодированном виде в таблице 3.

Таблица 3

Матрица планирования эксперимента

Номер измерения	x_1	x_2	y
1	-1	-1	
2	+1	-1	
3	-1	+1	
4	+1	+1	
5	0	0	
6	0	-1	
7	0	+1	
8	-1	0	
9	+1	0	

Был принят вид уравнения регрессии, на основе которого можно вычислить изменения сопротивления вращения ролика в зависимости от величины перечисленных показателей:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{12}x_1x_2. \quad (10)$$

Полученное уравнение регрессии подлежит проверке на адекватность, значимость отдельных коэффициентов методами математической статистики, которые позволяют наиболее точно описать влияние от каждого влияющего фактора на определяемый параметр.

Приведена методика обработки результатов эксперимента. При вычислении уравнения регрессии основной задачей является определение коэффициентов регрессии, которые выражаются через коэффициенты a_{0-n} . Для нахождения коэффициентов a_n используются формулы из системы уравнений (11). Суть расчета заключается в суммировании всех усредненных выходных параметров $\bar{y}_u$, которое производится с учетом знака соответствующего фактора в закодированном виде:

$$\begin{cases} a_0 = A \sum_{u=1}^n \bar{y}_u + B \sum_{i=1}^m \sum_{u=1}^n x_{iu}^2 \bar{y}_u, \\ a_i = \frac{1}{\lambda_1} \sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u, \\ a_{ii} = C \sum_{u=1}^n x_{iu}^2 \bar{y}_u + D \sum_{j=1}^m \sum_{u=1}^n x_{ju}^2 \bar{y}_u + B \sum_{u=1}^n \bar{y}_u, \\ a_{ij} = \frac{1}{\lambda_2} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u. \end{cases} \quad (11)$$

где $A = 5$; $B = -3$; $C = 4,5$; $D = 0$; $\lambda_1 = 0,6667$; $\lambda_2 = 0,4444$.

Таким образом, с помощью системы (11) возможно сравнительно легко определить коэффициенты регрессии и ошибки в их определении.

Статистический анализ полученных результатов включает проверку двух статистических гипотез: о значимости полученных коэффициентов модели; об адекватности представления результатов эксперимента найденным уравнением регрессии.

В четвертой главе описаны выполненные экспериментальные исследования сопротивления вращению конвейерных роликов.

С целью разработки оптимальной конструкции экспериментального стенда для определения сопротивления вращению конвейерных роликов был проведен анализ экспериментальных моделей, использовавшихся ранее для определения сопротивления вращению в подшипниковых узлах роликов.

Исходя из проведенного анализа недостатков существующих способов и конструкций стендов, предназначенных для определения сопротивления вращению роликов был сделан вывод, о необходимости разработки нового оборудования и метода экспериментального исследования сопротивления вращению конвейерных роликов. Новая методика должна наиболее полно учитывать зависимости от режимов работы с использованием существующих современных технологий и материалов с целью уточнения полученных ранее эмпирических зависимостей.

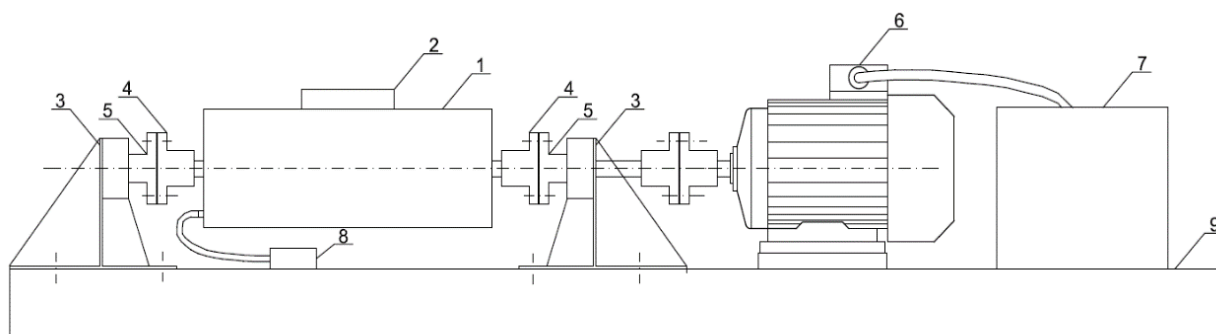
Для экспериментального исследования подшипниковых узлов конвейерных роликов в лабораторных условиях был разработан и изготовлен новый испытательный стенд для определения коэффициента сопротивления вращению конвейерных роликов (рис. 1). Проектирование стенда выполнялось с использованием программы 3D-САПР Autodesk Inventor. Стенд в последующем был изготовлен на предприятии Акционерное общество «Ивантеевский Элеватормельмаш».

Испытательный стенд (рис 1а) включает в себя следующие составные части: конвейерный ролик (1); имитатор нагрузки на конвейерный ролик, который предназначен для моделирования воздействия веса транспортируемого груза и ленты конвейера (2); поддерживающие опоры (3); соединительные муфты (4); штуцеры (5); электродвигатель (6); преобразователь частоты MICROMASTER – 440 (7); электронную термопару, для измерения изменений температуры смазочного материала (8); станину (9). Характеристики стенда приведены в таблице 4.

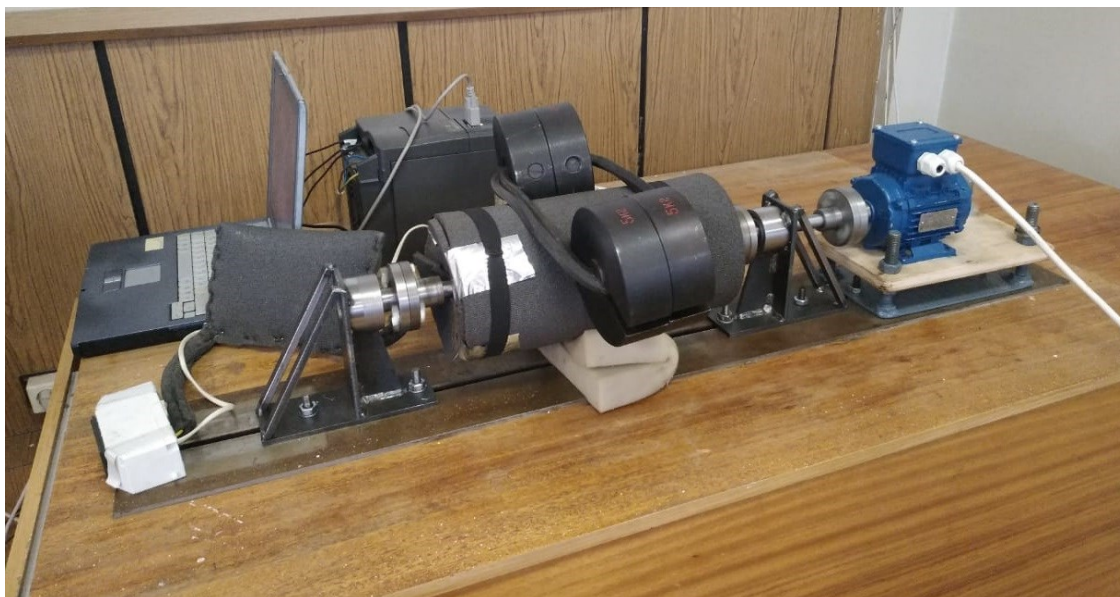
Таблица 4

Характеристики испытательного стенда

№№ п/п	Характеристика	Величина
1.	Габаритные размеры стенда, мм	1300x140x250
2.	Скорость вращения ролика, мин ⁻¹	от 150 до 450
3.	Нагрузка на конвейерный ролик, кг	от 8 до 20
4.	Мощность электродвигателя, кВт	0,12
5.	Скорость вращения электродвигателя, мин ⁻¹	1310



а)



б)

Рис. 1 Новый испытательный стенд

В испытаниях использовался конвейерный ролик диаметром 127 мм., который укомплектован радиальными сферическими подшипниками 6304, в российской системе стандартизации данные подшипники обозначаются 304. Характеристики подшипника качения 6304 приведены в таблице 5.

Таблица 5

Характеристики подшипника качения 6304

№№ п/п	Характеристика	Величина
1.	Габаритные размеры подшипника $dxDxb$, мм.	20x52x15
2.	Диаметр шариков, мм.	9,53
3.	Количество шариков, шт.	7
4.	Динамическая нагрузка, Н	15900
5.	Статическая нагрузка, Н	7800
6.	Предельная частота вращения, об/мин (в пластичной смазке)	14000

Принцип работы испытательного стенда заключается в следующем: электродвигатель, поддерживающие опоры устанавливаются в направляющем желобе станины, по которому с помощью специально изготовленных болтов можно перемещать и фиксировать составные части стенда вдоль всей длины направляющего желоба. В опорных шарикоподшипниковых узлах посредством легкоразъемных соединительных муфт крепится конвейерный ролик; такой вид соединения обеспечивает быстроту и легкость установки ролика, а также сохраняет возможность вращения вала ролика относительно его обечайки. В свою очередь, ролик является разборным, что позволяет производить монтаж-демонтаж различных подшипников одного размера с различной смазкой. В качестве имитатора нагрузки на конвейерный ролик используются грузы (калиброванные веса). Калиброванные грузы имеют форму цилиндрических гирь с радиальным вырезом. Электродвигатель подключается к электрической сети через преобразователь частоты MICROMASTER – 440,

который в режиме реального времени позволяет регулировать частоту вращения выходного вала электродвигателя и фиксировать изменения сопротивления вращению конвейерного ролика в зависимости от нагрузки.

Управление частотой вращения двигателя осуществляется методом векторного управления. Такой вид управления применяется в случае, когда в процессе эксплуатации нагрузка может меняться на одной и той же частоте, а также в случаях, когда необходимо получить расширенный диапазон регулирования частоты при номинальных моментах. Использование такого современного оборудования, как частотный регулятор, позволяет в режиме реального времени передавать на персональный компьютер изменения момента вращения на валу двигателя.

Измерение температуры подшипников производится с помощью предварительно откалиброванной термопары, установленной в торцевых крышках ролика и подключенной к электронному термометру. Совместно с частотным преобразователем электронный термометр позволяет фиксировать изменения температуры смазочного материала в шарикоподшипниковом узле ролика в режиме реального времени.

Сопоставление кривых изменения температуры и момента на валу двигателя с параллельным измерением момента, возникающего за счет изменения сил сопротивления вращению, позволяет определять величину температурного коэффициента экспериментальным путем, как для различных видов смазок, так и для различных температурных режимов. Испытания проводятся при различных температурах шарикоподшипниковых узлов с использованием различных пластичных смазок. Охлаждение конвейерного ролика до отрицательных температур производилось в промышленном холодильнике, позволяющий охлаждать пластичную смазку подшипникового узла до минус 50 °С. Во избежание быстрого нагрева конвейерного ролика, а также для моделирования постепенного повышения температуры ролика, которое характерно во время запуска конвейера, работающего в условиях отрицательных температур, использовались современные теплоизоляционные материалы. Теплоизоляция ролика и подводных проводов термопары осуществлялась с помощью теплоизоляционного материала – вспененного полиэтилена.

Подшипники ролика, применяемые в экспериментальном исследовании, заполнялись такими пластичными смазками, как литиевая смазка «Литол-24» и кальциевая смазка «ЦИАТИМ-221», характеристики которых определены требованиями ГОСТ. С целью сравнения смазок отечественного производства со смазками, разработанными зарубежными производителями в исследовании использовалась литиевая смазка «Chevron Delo Greases EP».

Выбор смазки «Литол-24» обусловлен тем, что данная смазка имеет широкое распространение в отечественной промышленности и считается «универсальной смазкой» пригодной для работы в большом диапазоне температур. Смазка «Chevron Delo Greases EP» была выбрана в связи с тем, что обладает схожими техническими характеристиками со смазкой

«Литол-24» и предназначена для эксплуатации в условиях низких температур. Также «Литол-24» и «Chevron Delo Greases EP» относятся к пластичным смазкам, загущенные литием, относящиеся к самым распространенным консистентным смазкам в промышленном мире, на долю которых приходится 50 – 60 % мирового рынка. Следующими по распространению являются смазки, загущенные кальцием, которые составляют 15 – 20 % рынка пластичных смазок. Одной из наиболее известных смазок данного типа является «ЦИАТИМ-221», которая обладает хорошими низкотемпературными свойствами.

Перед каждым испытанием конвейерные ролики проверялись на техническую исправность. При сборке ролика подшипники качения заполнялись пластичной смазкой на 60% от их свободного объема. Собранные ролики обкатывались с частотой вращения 500 мин^{-1} под нагрузкой 250 Н в течение одного часа. После обкатки ролик укрывался теплоизоляционным материалом, а затем помещался в промышленный холодильник и охлаждался до температуры минус 45°C . Заморозка до такой температуры, как уже отмечалось выше, позволяет избежать быстрого нагрева ролика, тем самым позволяя осуществить установку испытываемого ролика на поддерживающие опоры, а также начать испытание от начальной температуры экспериментального диапазона, которая составляет минус 40°C .

В результате проведенного экспериментального исследования для смазки «Литол-24» были получены зависимости коэффициента сопротивления вращению $w_{\text{вр}}$ ролика от скорости его вращения (150, 300, 450 об/мин) и приложенной нагрузки (130, 190, 250 Н) (рис. 2, 3, 4).

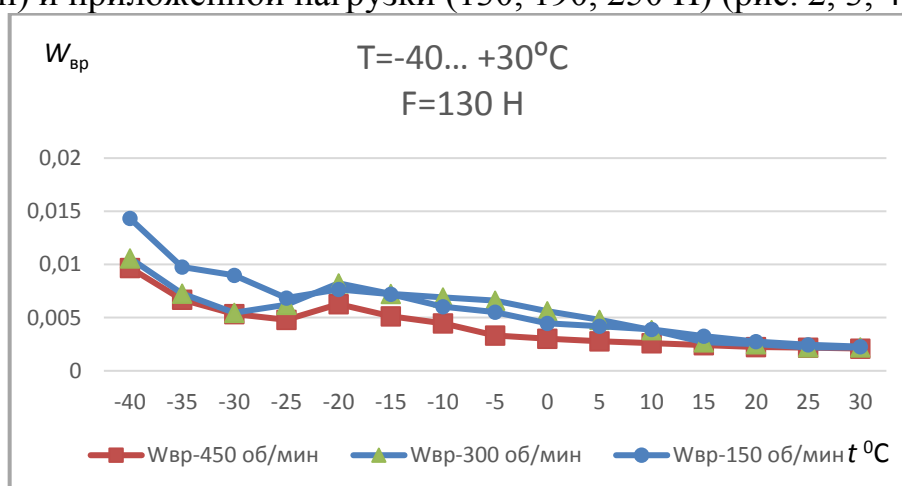


Рис. 2 Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 130 \text{ Н}$ и частотах вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин}$. для смазки «Литол-24»

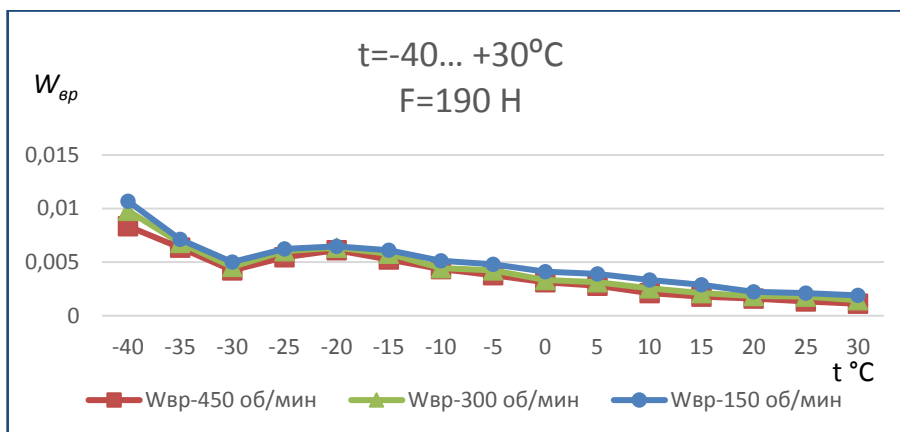


Рис. 3 Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 190$ Н и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Литол-24»

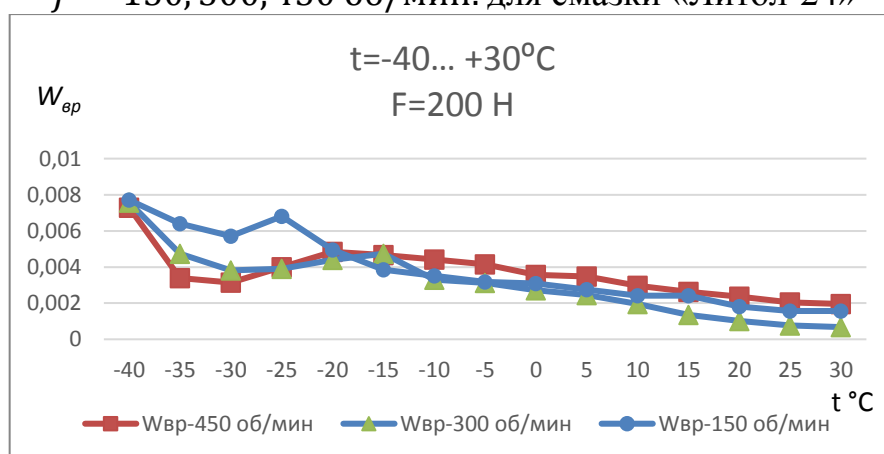


Рис. 4 Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 250$ Н и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Литол-24»

На основании результатов, полученных в ходе экспериментального исследования, были построены графики, которые показывают изменение сопротивления вращению ролика в зависимости от внешней температуры, что сводится к определению температурного коэффициента $k(t)$. Данный коэффициент определяется с помощью линейной аппроксимации

Для смазки «Литол-24» температурный коэффициент определяется из формулы $k(t) = 1 - 0,016(t + 20)$, данную зависимость рекомендуется применять для интервала температур от минус 20°C до 20°C . Температурный коэффициент принимает вид $k(t) = 0,36$, в условиях когда $t \geq 20^\circ\text{C}$.

В результате экспериментального исследования для смазки «ЦИАТИМ-221» были получены зависимости коэффициента сопротивления вращению $w_{вр}$ ролика от скорости его вращения (150, 300, 450 об/мин) и приложенной нагрузки (130, 190, 250 Н) (рис. 5, 6, 7).

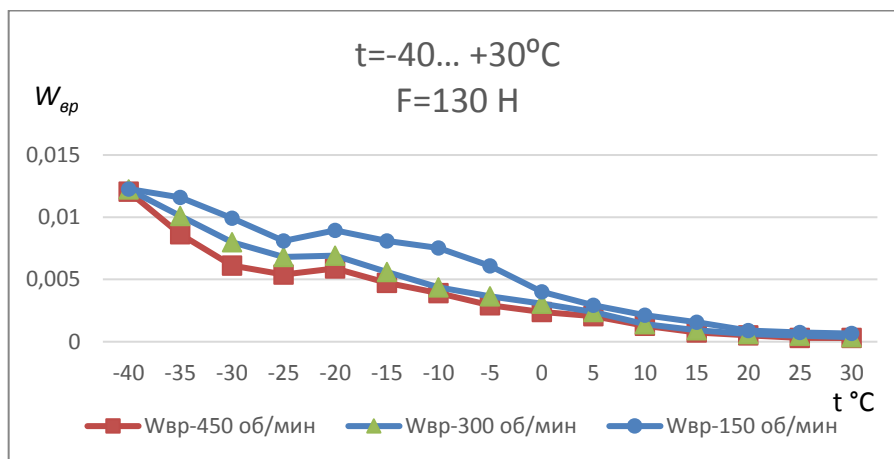


Рис. 5 Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 130 \text{ H}$ и частотах вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин}$. для смазки «ЦИАТИМ-221»

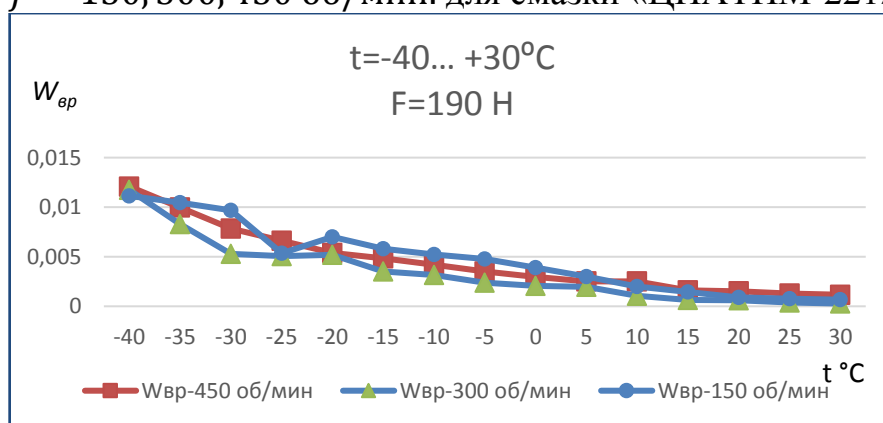


Рис. 6 Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 190 \text{ H}$ и частотах вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин}$. для смазки «ЦИАТИМ-221»

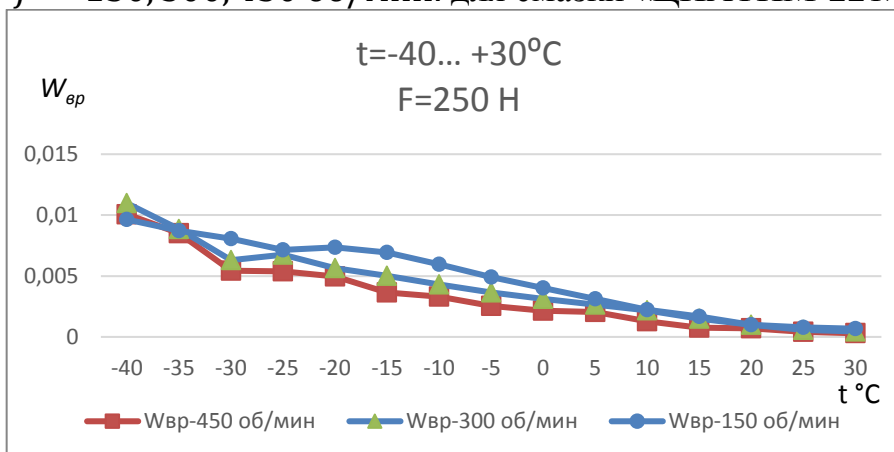


Рис. 7 Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 250 \text{ H}$ и частотах вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин}$. для смазки «ЦИАТИМ-221»

Для смазки «ЦИАТИМ-221» температурный коэффициент определяется из формулы $k(t) = 1 - 0,0215(t + 20)$. Данную зависимость рекомендуется применять для интервала температур от минус 20°C до 20°C . Температурный коэффициент принимает вид $k(t) = 0,14$, в условиях когда $t \geq 20^\circ\text{C}$.

Результаты экспериментального исследования для смазки «Chevron Delo Greases EP» были получены зависимости коэффициента сопротивления вращению $w_{вр}$ ролика от скорости его вращения (150, 300, 450 об/мин) и приложенной нагрузки (130, 190, 250 Н) (рис. 8, 9, 10).

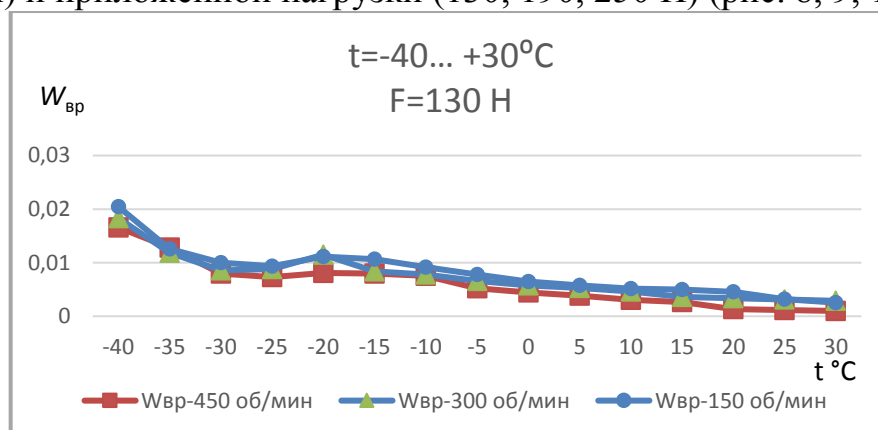


Рис. 8 Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 130$ Н и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Chevron Delo Greases EP»

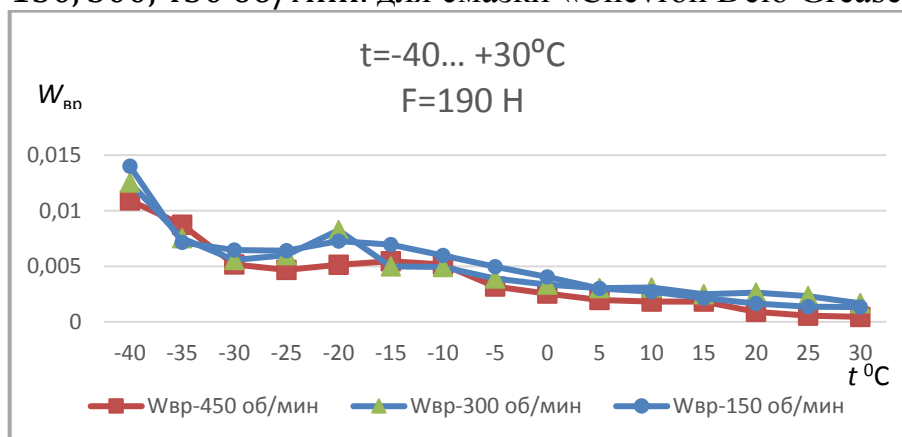


Рис. 9 Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 190$ Н и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Chevron Delo Greases EP»

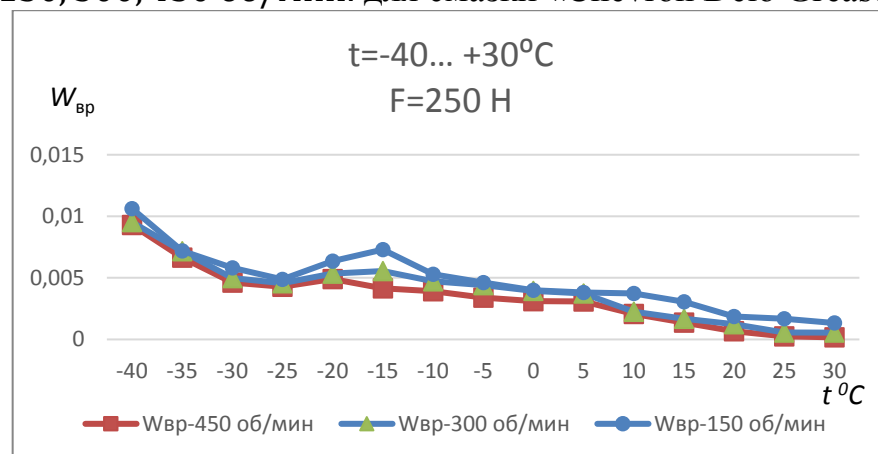


Рис. 10 Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 250$ Н и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Chevron Delo Greases EP»

Для смазки «Chevron Delo Greases EP» температурный коэффициент определяется из формулы $k(t) = 1 - 0,019(t + 20)$. Данную зависимость рекомендуется применять для интервала температур от минус 20 до 20°C. Температурный коэффициент принимает вид $k(t) = 0,24$, в условиях когда $t \geq 20^\circ\text{C}$. Зависимость коэффициента $k(t)$ от температуры для смазок «Литол-24», «ЦИАТИМ-221», «Chevron Delo Greases EP» представлена на рисунке 11.

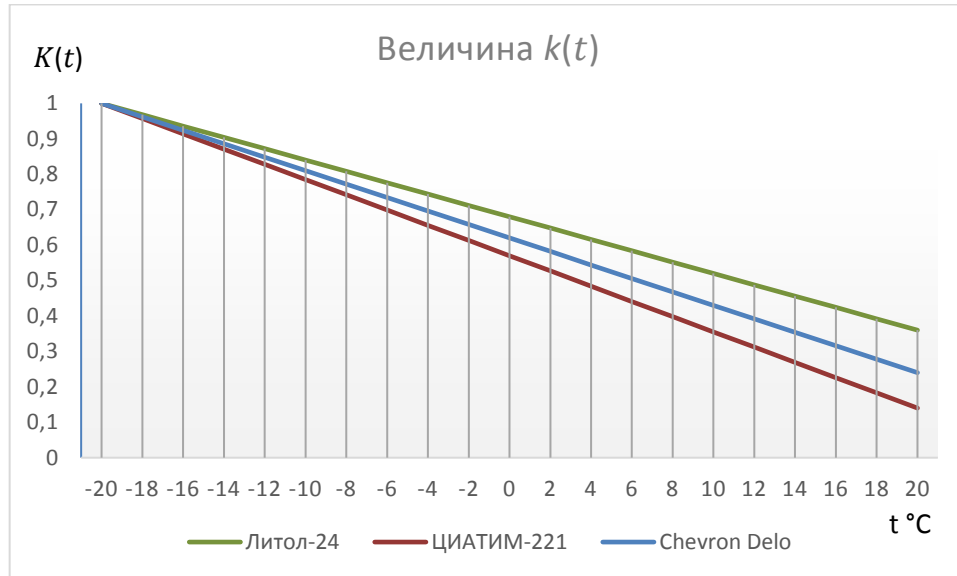


Рис. 11 Зависимость величины $k(t)$ для смазок «Литол-24», «ЦИАТИМ-221», «Chevron Delo Greases EP» от температуры

На основании полученных данных в ходе экспериментального исследования определены регрессионные зависимости сопротивления вращению конвейерного ролика от нагрузки и скорости вращения при использовании в подшипниковых узлах смазки «Литол-24».

Окончательный вид уравнения регрессии принимается в виде:

$$y = 0,0074 + 0,00055 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2,46} \right) + 0,00091 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right) - 0,0003 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2,46} \right)^2 - 0,0003 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right)^2 + 0,00023 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}-7,79}}{2,46} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}-0,36}}{0,18} \right). \quad (12)$$

Для смазки «Литол-24» зависимость коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки, частоты вращения и температуры принимает вид:

$$w_{\text{вр}} = \left[0,0074 + 0,00055 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2,46} \right) + 0,00091 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right) - 0,0003 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2,46} \right)^2 - 0,0003 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right)^2 + 0,00023 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}-7,79}}{2,46} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}-0,36}}{0,18} \right) \right] \cdot [1 - 0,016(t + 20)]. \quad (13)$$

По аналогии с определением зависимостей сопротивления вращению конвейерного ролика от нагрузки и скорости вращения, при использовании в

подшипниковых узлах смазки «Литол-24» установлены зависимости для пластичной смазки «ЦИАТИМ-221».

Уравнение регрессии имеет вид:

$$y = -0,0012 + 0,0051 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2} \right) + 0,0024 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right) - 0,0009 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2} \right)^2 - 0,0009 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right)^2 + 0,0002 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 6,33}{2} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 0,36}{0,18} \right). \quad (14)$$

Для смазки «ЦИАТИМ-221» зависимость коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки, частоты вращения и температуры принимает вид:

$$w_{\text{вп}} = \left[-0,0012 + 0,0051 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2} \right) + 0,0024 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right) - 0,0009 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2} \right)^2 - 0,0009 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right)^2 + 0,0002 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 6,33}{2} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 0,36}{0,18} \right) \right] \cdot [1 - 0,0215(t + 20)]. \quad (15)$$

По аналогии с определением зависимостей сопротивления вращению конвейерного ролика от нагрузки и скорости вращения, при использовании в подшипниковых узлах смазок «Литол-24» и «ЦИАТИМ-221» установлены зависимости для пластичной смазки «Chevron Delo Greases EP».

$$y = 0,0237 - 0,0093 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,99} \right) + 0,0037 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right) + 0,0011 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,99} \right)^2 - 0,0012 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right)^2 + 0,0005 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 3,12}{0,99} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 0,36}{0,18} \right). \quad (16)$$

Для смазки «Chevron Delo Greases EP» зависимость коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки, частоты вращения и температуры принимает вид:

$$w_{\text{вп}} = \left[0,0237 - 0,0093 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,99} \right) + 0,0037 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right) + 0,0011 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,99} \right)^2 - 0,0012 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right)^2 + 0,0005 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 3,12}{0,99} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 0,36}{0,18} \right) \right] \cdot [1 - 0,019(t + 20)]. \quad (17)$$

Ниже приведены графики зависимостей коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки и частоты вращения.

С целью сравнения зависимостей коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки и частоты вращения и оценки влияния на

величину сопротивления вращению двух типов пластичных смазок, полученные графики совмещены друг с другом в зависимости от варьируемого параметра. Графики зависимостей коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузок представлены на рисунке 12, графики зависимостей коэффициента сопротивления вращению ролика от частоты вращения представлены на рисунке 13.

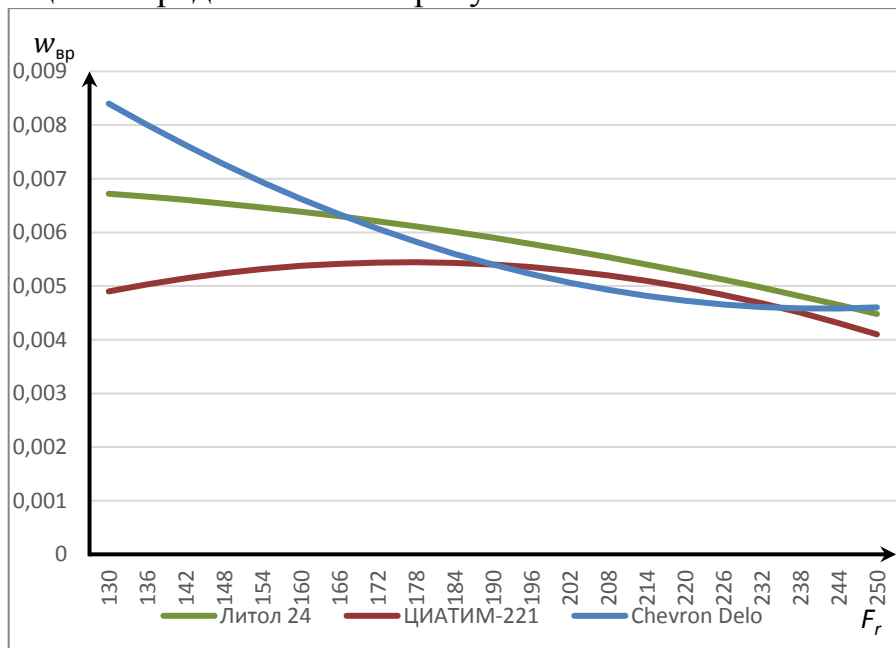


Рис. 12 Зависимости коэффициента сопротивления от нагрузки при максимальной скорости вращения для смазок «Литол-24», «ЦИАТИМ-221», «Chevron Delo Greases EP»

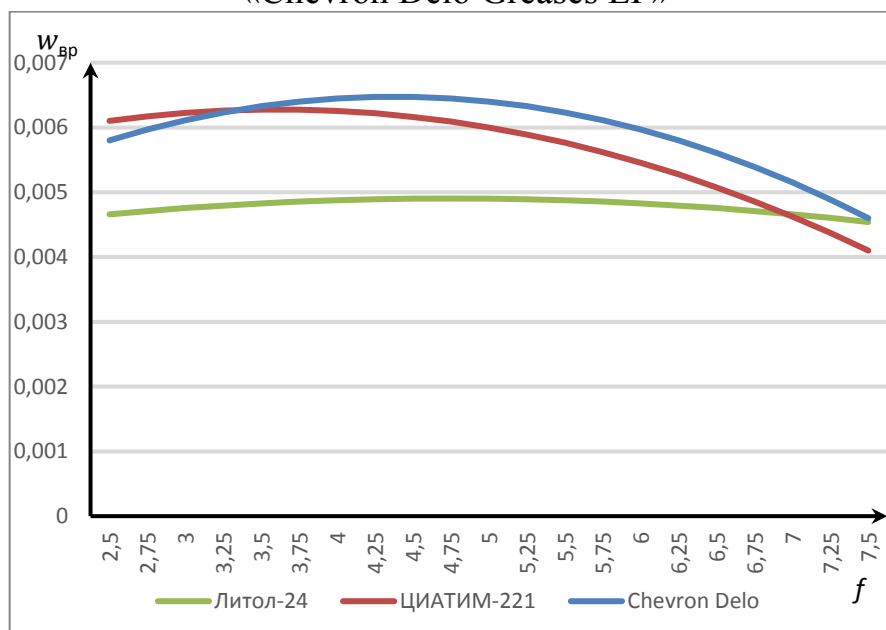


Рис. 13 Зависимости коэффициента сопротивления от частоты вращения при максимальной нагрузке для смазок «Литол-24», «ЦИАТИМ-221», «Chevron Delo Greases EP»

Описание сопротивления вращению роликов при температурах ниже минус 20 °С представляет сложную задачу и не может быть выражено с

помощью линейной аппроксимации. В ходе экспериментального исследования сопротивления вращению ролика для смазок «Литол-24» и «ЦИАТИМ-221» в интервале температур от минус 35 °С до минус 20 °С наблюдалось явление высокочастотной вибрации и резкого снижения величины момента сопротивления вращению, с последующим ростом при температуре ролика минус 20 °С. После превышения температуры до минус 20 °С, момент сопротивления вращению ролика равномерно снижается, как показано на рисунке 14. Изменение сопротивления в диапазоне температур от минус 35 °С до минус 20 °С сопровождалось характерным высокочастотным звуком, интенсивность которого снижалась по мере повышения температуры ролика.

При экспериментальном исследовании сопротивления вращению ролика для смазки «Chevron Delo Greases EP» в интервале температур от минус 35 °С до минус 20 °С явление высокочастотной вибрации было менее выражено и не сопровождалось резким снижением величины момента сопротивления вращению ролика.

Явление высокочастотной вибрации в нагруженных подшипниковых узлах ранее отмечалось во многих работах. В качестве основных причин указывалась переменная жесткость подшипника, при условии максимальной нагрузки ротором участка с телами качения, частота перекатывания которых по наружному кольцу меняется на одну и ту же величину.

Работоспособное состояние смазки и небольшая величина радиальной нагрузки позволяют снизить величину среднечастотной вибрации в подшипнике. При ухудшении эксплуатационных показателей работы пластичной смазки при низких температурах возможен рост среднечастотной вибрации в нагруженных подшипниках.

К причинам определенной части среднечастотных вибраций подшипников можно отнести гидродинамические явления, возникающие в слое смазки. К таким явлениям можно отнести изменение вязкости и толщины смазочного слоя. Максимум частот такого происхождения приходится на длины волн в смазке, соизмеримые с геометрическими размерами подшипника и зависящие от частоты его вращения. Высокочастотная вибрация в подшипниках качения также может быть обусловлена гидродинамическими процессами, происходящими в смазочном слое.

При низких температурах замедляется процесс выделения масла наполнителя из структурного каркаса загустителя, вследствие чего может происходить разрыв масляной пленки на дорожке качения. В это момент происходит ударное взаимодействие тел качения с неподвижной частью подшипника. Возникающая ударная вибрация имеет частоты намного выше, чем у вибраций, имеющих гидродинамическое происхождение. При температурах, близких к предельным температурам эксплуатации пластичной смазки, на поверхности качения может произойти намерзание смазки, что может привести к возникновению ударных нагрузок, с частотами,

меньшими, чем при разрыве масляной пленки, но большими чем от гидродинамических эффектов.

В качестве причины данного явления можно предположить, что вследствие воздействия на подшипниковый узел низких температур происходит замерзание пластичной смазки. Ввиду особенностей реологических свойств, которые характеризуют работу смазки в условиях низких температур, при этом не обеспечивается смазывание элементов подшипника качения (кольца подшипника, шарики, сепаратор). Кроме того, в результате воздействия низких температур элементы подшипника изменяют свои геометрические размеры, вследствие чего увеличиваются зазоры и появляются перекосы между кольцами и шариками, что приводит к появлению вибраций.

Вибрации были зафиксированы с помощью записи и последующей обработки звука, сопровождающего изменение сопротивления в интервале температур от минус 35°C до минус 20°C. С целью демонстрации изменения интенсивности вибрации в зависимости от температуры график вибраций был разделен на три участка от минус 35°C до минус 30°C, от минус 30°C до минус 25°C, минус 25°C до минус 20°C (рис. 15, 16, 17).

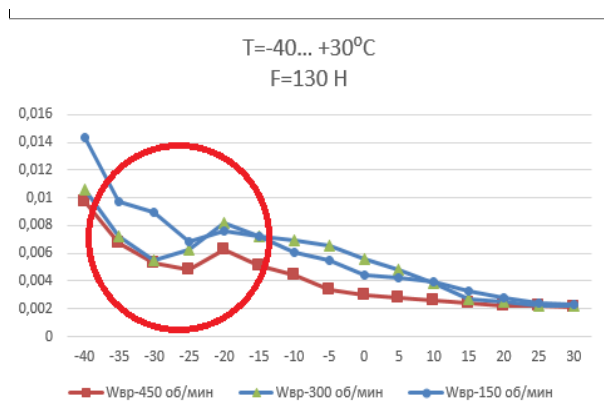


Рис.14 Температурная область действия виброреологического эффекта

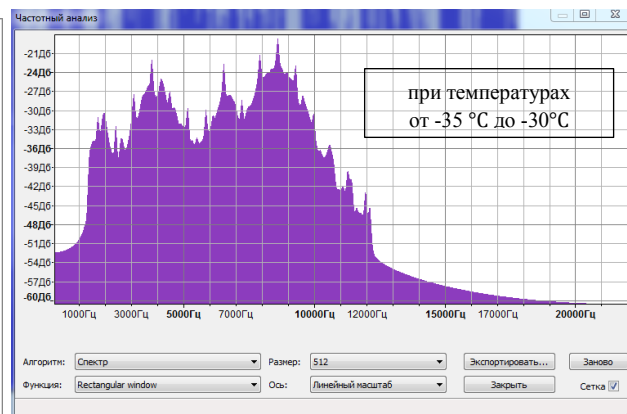


Рис. 15 Спектр вибраций при температурах от -35°C до -30°C

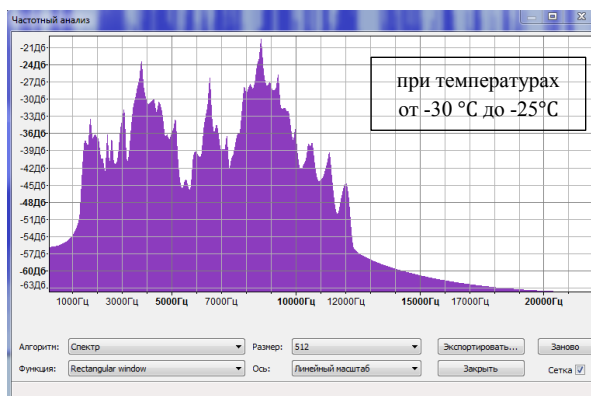


Рис. 16 Спектр вибраций при температурах от -30°C до -25°C

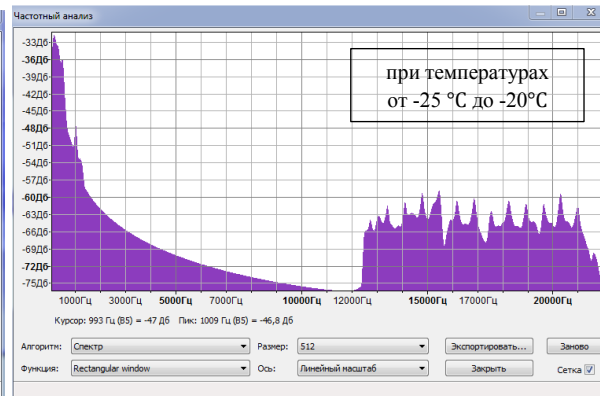


Рис. 17 Спектр вибраций при температурах от -25°C до -20°C

Полученные для двух видов смазок уравнения регрессии, на основании которых определяется коэффициент сопротивления вращению ролика,

сравнивались с существующими методиками определения сопротивления вращению конвейерных роликов. В работе Л.Г. Шахмейстера, В.Г. Дмитриева приведена формула для определения полной силы сопротивления на роlikоопоре от движения ленты:

$$W_p = W_{вр} + W_{вд} + W_{деф.г} + W_{деф.л}. \quad (18)$$

В работе Н.В. Сергеевой первый член этого выражения, определяющий силу сопротивления вращению роликов преобразован к виду:

$$W_{вр} = (a + bv + C_p P) \cdot \psi(\theta), \quad (19)$$

где a, b – конструктивные константы для подшипника качения 6304 приведены в таблице 6; v – скорость вращения, м/с; P – радиальная нагрузка, Н; C_p – коэффициент радиальной нагрузки; $\psi(\theta)$ – усредненный температурный коэффициент, который определяется из графика, приведенного на рисунке 17.

Таблица 6

Конструктивные константы для подшипника качения 6304

Тип подшипника	a , Н	b , Нс/м
6304	1,3	0,2

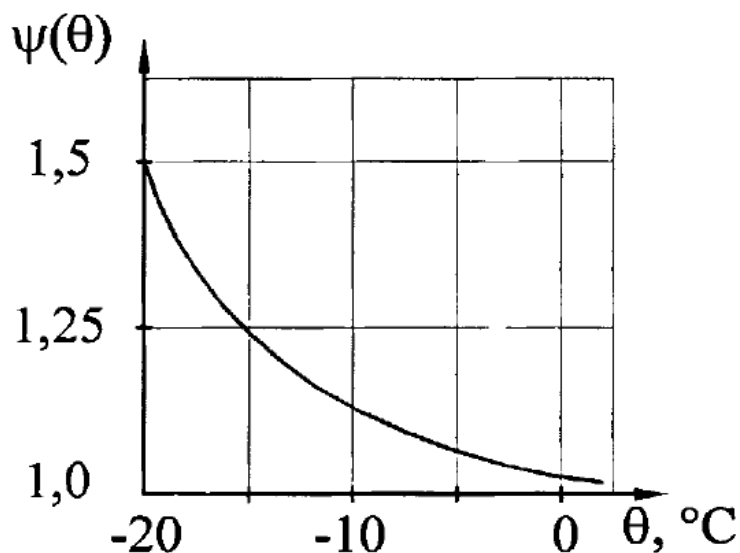


Рис.18 Зависимость коэффициента $\psi(\theta)$ от температуры
(по Л.Г. Шахмейстеру, В.Г. Дмитриеву)

Произведен расчет силы сопротивления вращению ролика по методике Л.Г. Шахмейстера, В.Г. Дмитриева (19) и на основании предлагаемого уравнения для определения коэффициента сопротивления вращению, на примере смазки «Литол-24» (13).

Сравнительный расчет проводился при нагрузке на ролик, равной 250 Н. Скорость вращения ролика и температура, изменялись в соответствии с таблицами 7 и 8.

Таблица 7

Расчет силы сопротивления вращению ролика по методике

Л.Г. Шахмейстера, В.Г. Дмитриева

Температура, °C	Температурный коэффициент	Величина силы сопротивления при скорости 3 м/с, Н	Величина силы сопротивления при скорости 2 м/с, Н	Величина силы сопротивления при скорости 1 м/с, Н
-20	1,5	2,91	2,61	2,31
-15	1,25	2,43	2,18	1,925
-10	1,125	2,18	1,96	1,7325
-5	1,0675	2,07	1,86	1,64395
0	1	1,94	1,74	1,54

Таблица 8

Расчет силы сопротивления вращению ролика по предлагаемому уравнению

Температура, °C	Температурный коэффициент	Величина силы сопротивления при скорости 3 м/с, Н	Величина силы сопротивления при скорости 2 м/с, Н	Величина силы сопротивления при скорости 1 м/с, Н
-20	1	1,19	1,28	1,22
-15	0,92	1,09	1,17	1,12
-10	0,84	0,99	1,07	1,02
-5	0,76	0,90	0,97	0,92
0	0,68	0,81	0,87	0,83

Результаты полученных расчетов представлены в виде графиков зависимости сопротивления вращению ролика от скорости вращения конвейерного ролика (рис. 19).

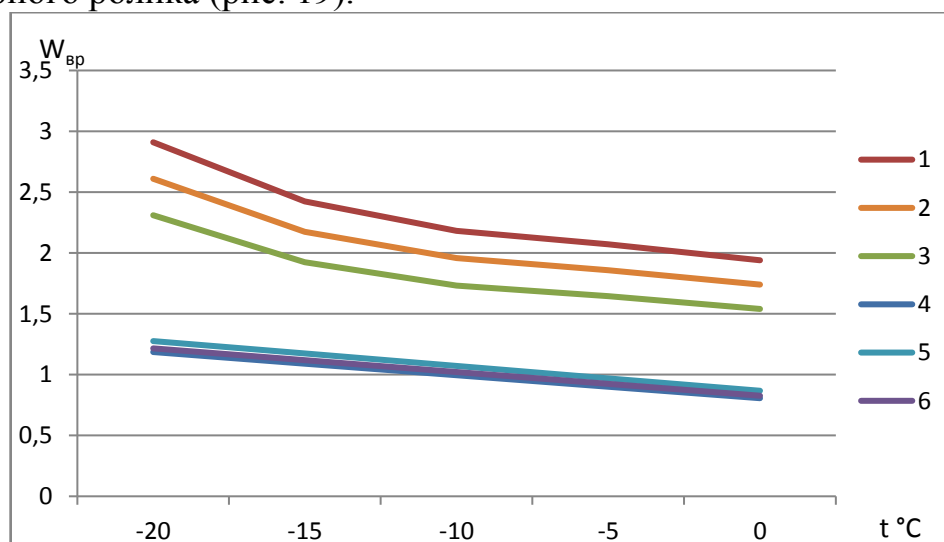


Рис. 19 Сравнительные зависимости силы сопротивления вращению ролика от температуры и скорости вращения:

1 – сопротивление вращению при 3 м/с, по существующей методике; 2 – сопротивление вращению при 2 м/с, по существующей методике; 3 – сопротивление вращению при 1 м/с, по существующей методике; 4 – сопротивление вращению при 3 м/с, по предложенной методике; 5 – сопротивление вращению при 2 м/с, по предложенной методике; 6 – сопротивление вращению при 1 м/с, по предложенной методике

Из рисунка видно, что уточнение коэффициента сопротивления вращению роликов по предлагаемой методике позволяет уменьшить расчетную силу сопротивления вращению конвейерного ролика в 1,9 – 2,7 раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной квалификационной работой, в которой на основе выполненных автором исследований дано новое решение актуальной научной задачи, заключающейся в разработке метода расчета сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий в зависимости от конструктивных параметров роликов и подшипников, температуры эксплуатации, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скоростей движения ленты.

Результаты и выводы, полученные лично автором

1. Сопротивление вращению конвейерного ролика определяется конструктивными параметрами подшипников, температурой эксплуатации, типом применяемых пластичных смазок, нагрузками на ролик и скоростью его вращения. В качестве параметров характеризующих эти факторы выбраны: внешний диаметр подшипника качения D ; нагрузка на подшипниковый узел (с учетом веса конвейерного ролика) F_r ; частота вращения ролика f ; эффективная вязкость $\mu_{эф}$; температура внешней среды t .

2. При определении сопротивления вращению ролика, необходимо измерять одновременно величину момента сопротивления в подшипниковых узлах ролика в зависимости от текущей температуры и скорости вращения в реальном режиме времени. Для этого разработан метод экспериментального определения сопротивления вращению ролика и специальный стенд.

3. При низких температурах близких к рекомендуемым предельным температурам эксплуатации пластичных смазок, в контактах тел качения с дорожкой качения имеет место виброреологический эффект, при котором происходит резкое снижения сопротивления вращению, перемежающееся с резким его ростом.

4. Полученные зависимости величины сопротивления вращению роликов от конструктивных параметров роликов и подшипников, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скоростей его вращения, а также температуры эксплуатации позволяют заключить:

- при температурах ниже минус 20 °С применение испытываемых смазок не рекомендуется;
- влияние температуры эксплуатации можно учитывать отдельно в виде температурного коэффициента;
- температурный коэффициент для испытываемых типов смазок можно аппроксимировать линейной зависимостью в диапазоне температур от минус 20 °С до 20 °С; при температуре более 20 °С он остаётся постоянным;

- зависимость сопротивления вращению ролика от частоты вращения ролика и внешней нагрузки описывается квадратичной параболой.

5. В результате уточнения коэффициента сопротивления вращению роликов по сравнению с существующими рекомендациями по его определению, расчетная сила сопротивления вращению конвейерного ролика уменьшается, в зависимости от температуры эксплуатации, в 1,9 – 2,7 раза.

Основные научные результаты диссертации опубликованы в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях:

1. Тропаков А.В. Применение температурного коэффициента в методиках расчета силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров для современных пластичных смазок / В.А. Малахов, А.В. Тропаков, А.С. Полянский // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2016.— № 9. — С. 74-81.

2. Тропаков А.В. Сравнительные исследования трибологических свойств пластичных смазок, используемых в горнотранспортных машинах для решения задачи импортозамещения / В.А. Малахов, А.В. Тропаков, Р.И. Тубутаров // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2017.— № 8. — С. 65-70.

3. Тропаков А.В. Экспериментальное исследование зависимости силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров от температурных режимов эксплуатации для современных пластичных смазок / В.А. Малахов, А.В. Тропаков, А.С. Полянский // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2018.— № 1. — С. 380-387.