

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

На правах рукописи

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»

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель: Кандидат технических наук, доцент
Малахов Валерий Алексеевич

Москва – 2019

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	4
1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ	10
1.1. Условия эксплуатации ленточных конвейеров на горных предприятиях	10
1.2. Анализ конструкций подшипниковых узлов конвейерных роликов ..	12
1.3. Влияние характеристик пластичных смазок на работу роликов ленточных конвейеров	21
1.4. Анализ явления вибрации в подшипниковых узлах роликов ленточных конвейеров	32
1.5. Анализ научно-исследовательских работ, посвященных определению сопротивления вращению конвейерных роликов в зависимости от условий эксплуатации	37
1.5.1. Теоретические исследования сопротивления вращению подшипниковых узлов	37
1.5.2. Исследования силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров	41
1.6. Выводы по главе и постановка задач исследования	52
2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ КОНВЕЙЕРНОГО РОЛИКА	53
2.1. Анализ влияния и параметризация факторов, определяющих сопротивление вращению ролика	53
2.2. Разработка математической модели сопротивления вращению конвейерного ролика на основе теории подобия и размерностей	66
2.3. Выводы по главе	70
3. ПЛАНИРОВАНИЕ И МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ РОЛИКОВ	72
3.1. План полного факторного эксперимента по определению сопротивления вращению конвейерного ролика	72
3.2. Методика обработки результатов экспериментальных исследований	78
3.3. Выводы по главе	82
4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ КОНВЕЙЕРНЫХ РОЛИКОВ	84

4.1. Стенд, оборудование и методика определения сопротивления вращению конвейерных роликов	84
4.2. Результаты экспериментального исследования сопротивления вращению конвейерных роликов	91
4.2.1. Анализ зависимости сопротивления вращению роликов от температуры	91
4.2.2. Анализ зависимостей сопротивления вращению конвейерных роликов от нагрузки и скорости вращения	105
4.3. Выводы по главе и рекомендации по рациональному применению различных типов пластичных смазок и расчёту коэффициента сопротивления вращению роликов	124
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	127
Список литературы	129
Приложение 1	136
Приложение 2	138

ВВЕДЕНИЕ

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 основных элементов конструкции ленточного конвейера, от которого зависит эффективность работы ленточного конвейера, а особенно срок службы ленты, является роlikоопора. 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 можно сделать вывод о том что, несмотря на разработку и внедрение усовершенствованных конструкций уплотнений роликов, препятствующих засорению подшипников, конвейерные ролики выходят из строя раньше заявленного срока службы. Можно предположить, что основной причиной их преждевременного выхода из строя, является использование пластичных

смазок с несоответствующими эксплуатационными свойствами, выбор которых должен определяться, исходя из климатических условий работы конвейерных роликов. Одним из главных эксплуатационных свойств, влияющих на величину сопротивления вращению роликов, является вязкость пластичных смазок. Важным эксплуатационным фактором так же 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.

Степень научной разработанности темы исследования. 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. 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.

Поэтому экспериментальные исследования сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий в зависимости от режимов работы с использованием существующих современных технологий и материалов являются актуальными.

Целью работы является 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 обосновывается 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 научного исследования целесообразно использовать в компаниях, которые занимаются проектированием, изготовлением и эксплуатацией ленточных конвейеров для горнопромышленного комплекса.

Реализация результатов диссертационной работы. Результаты и выводы исследовательской работы приняты к внедрению 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 конвейерного транспорта. с использованием ленточных конвейеров.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались на Международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (2017, 2018 годы), на семинарах кафедры горного оборудования, транспорта и машиностроения НИТУ «МИСиС» (2018, 2019 годы).

Публикации. По теме исследования опубликовано три работы в изданиях, включенных в перечень, утверждённый ВАК Министерства науки и высшего образования РФ.

Объём и структура работы. Диссертация включает в себя введение, четыре главы, заключение, список литературных источников, содержащий 91 наименование, которые изложены на 139 страницах, включая 35 рисунков и 38 таблиц.

1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Условия эксплуатации ленточных конвейеров на горных предприятиях

На сегодняшний момент ленточные конвейеры получили широкое распространение в горнодобывающей промышленности благодаря высоким эксплуатационным качествам, которые характеризуются значительно меньшими затратами на перемещение полезных ископаемых. Кроме того, использование ленточных конвейеров обусловлено высокой степенью взаимодействия с другими видами технологических машин и оборудования, горных предприятий.

Температура окружающей среды на месте эксплуатации может колебаться от минус 55 до 40 °С, с относительной влажностью 88 – 92 % [11]. Условия работы горнодобывающих предприятий характеризуются высокой степенью запыленности внешней среды, а в случае подземных работ условия работы усугубляются высокой химической активностью шахтных вод. При разработках открытым способом ленточные конвейеры подвергаются воздействию атмосферных осадков, которые способны проникать в подшипниковый узел ролика и впоследствии оказывать негативное воздействие на качество смазочных материалов в подшипниковых узлах.

Попадание влаги в смазочный материал приводит к его постепенному вымыванию из подшипников и способствует появлению коррозии. Помимо влаги, в процессе эксплуатации, в подшипниковый узел проникает и накапливается пыль, содержащая абразивные частицы, которые удерживаются во взвешенном состоянии во всем объеме смазки. Все это приводит к усилению износа подшипников и их преждевременному выходу из строя, а в последующем всего конвейерного ролика.

В настоящее время в горной промышленности работают ленточные конвейеры отечественного и иностранного производства, оснащенные роликами различных конструкций. В зависимости от условий работы, в роликах используют канавочные, штампованно лабиринтные, контактные, сальниковые и другие типы уплотнений подшипниковых узлов, которые в значительной степени предотвращают проникновение пыли и влаги в подшипниковый узел, тем самым исключают их негативное воздействие на смазку [7]. Не смотря на разработку и внедрение усовершенствованных конструкций уплотнений роликов, которые препятствуют засорению подшипникового узла, конвейерные ролики работают с отказами и выходят из строя раньше заявленного срока службы. На данный момент при идентичных условиях работы срок службы отечественных конвейерных роликов в сравнении с зарубежными аналогами меньше в 2 – 3 раза и составляет: в условиях шахт до 1,5 года, при разработке открытым способом до 2 лет. На основании этого можно предположить, что причиной этого является использование видов пластичных смазок с не подходящими эксплуатационными свойствами, выбор которых должен исходить из определенных условий работы конвейерных роликов.

Одним из факторов, влияющих на работоспособность роликов, является температура окружающей среды [9]. Под воздействием высоких температур смазка теряет пластичность, тем самым ухудшается ее уплотнительная способность, что приводит снижению эксплуатационных свойств и низкотемпературных показателей. В случае эксплуатации конвейеров в условиях отрицательных температур, происходит повышение вязкости пластичных смазок, ухудшается их прокачиваемость и текучесть. В результате чего снижается смазывающее свойство смазки, повышается сопротивление вращению конвейерных роликов, усложняется запуск конвейеров [14, 18, 20]. Повышенное сопротивление вращению конвейерных роликов является одним из основных факторов снижения эксплуатационных

свойств ленточных конвейеров. Исходя из вышеизложенного, следует, что на сопротивление вращению роликов оказывают влияние конструкция уплотнения, тип смазки, скорость вращения, нагрузка и температура окружающей среды. Такой вид сопротивления изменяется от 15 до 20% общего сопротивления движению конвейерной ленты [67]. Стоит отметить, что основная минеральная база России находится в регионах, где от 6 до 9 месяцев в году может сохраняться отрицательная температура окружающей среды. Исходя из этого, изучение вопроса влияния низких температур на сопротивление вращению роликов ленточных конвейеров вызывает наибольший интерес.

1.2. Анализ конструкций подшипниковых узлов конвейерных роликов

В зависимости от эксплуатационных условий разработаны ленточные конвейеры различных типов и конструкций, которые принято разделять по следующим признакам [17, 20]:

- по назначению;
- по виду грузов;
- по типу приводных устройств;
- по числу приводов;
- по типу ленты;
- по способу разгрузки;
- по расположению грузонесущей ветви ленты;
- по форме поперечного сечения грузонесущей ветви ленты;
- по типу става конвейера;
- по углу наклона конвейера;
- по виду трассы конвейера (прямолинейная или криволинейная).

Основным элементом конструкции ленточных конвейеров являются бесконечная лента, огибающая приводной и натяжной барабаны. Лента по

всей длине конвейера поддерживается роlikоопорами грузонесущей и порожней ветвей (Рисунок 1.1). Конструкция конвейера, также включает в себя привод, устройства для натяжения и очистки ленты, ловителей, специальных роlikоопор, элементов автоматического контроля и управления движением ленты [66].

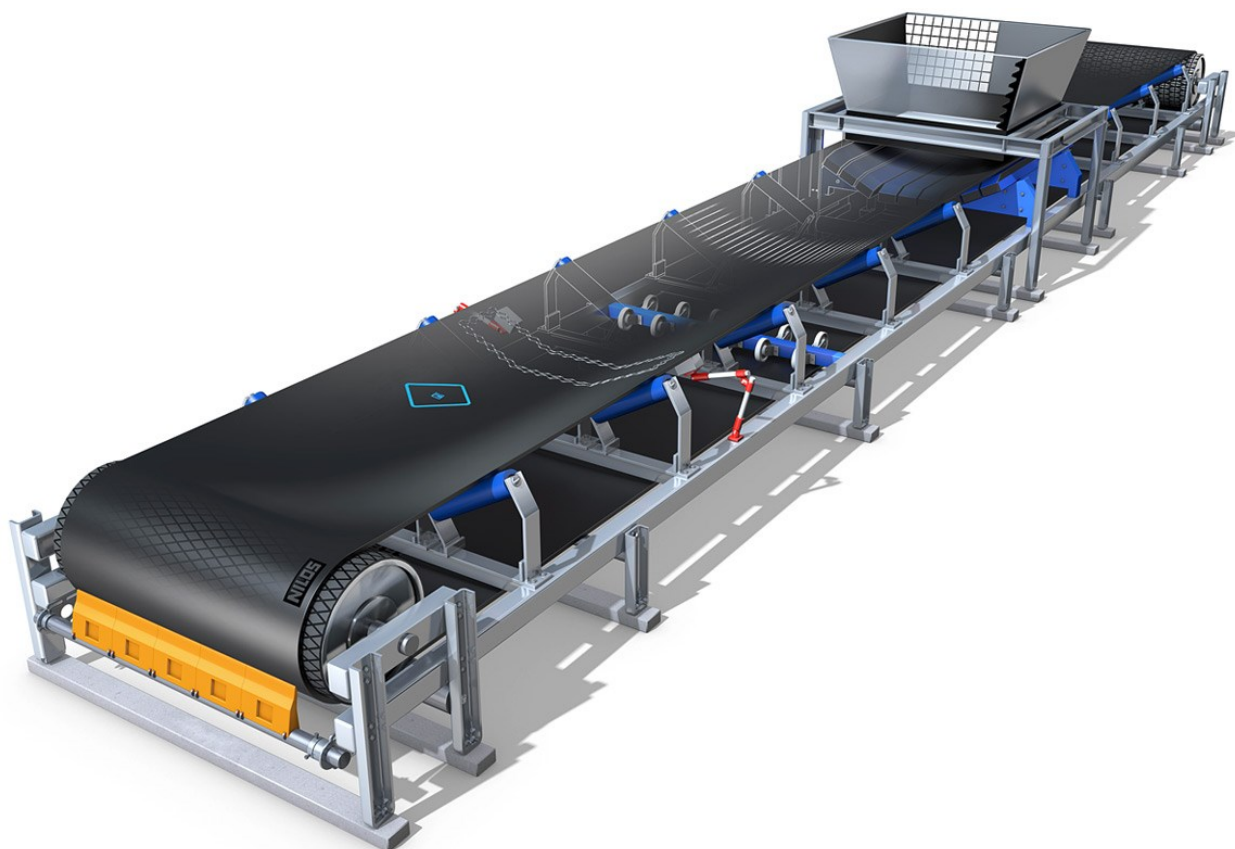


Рисунок 1.1 - Ленточный конвейер

Роlikоопора представляет из себя металлоконструкцию, на которую устанавливаются конвейерные ролики, предназначенные для поддержания ленты, как на грузовой, так и на порожней ветви конвейера. На горных предприятиях широко распространены ленточные конвейеры с трехроlikовыми опорами, которые состоят из роликов одинаковой длины с углом наклона боковых роликов 20, 30, 36, 45 градусов. В зависимости от условий эксплуатации ролики принято классифицировать на легкую, среднюю и тяжелую серии. На открытых и подземных горных работах наиболее часто применяют конвейерные ролики тяжелой серии. Это связано

с тем, что такие ролики имеют повышенную надежность конструкции, способную выдерживать большие нагрузки. Основное отличие роликов различных серий заключается в степени пылезащищенности с помощью различных видов уплотнений подшипникового узла, а также в серии используемых подшипников (Рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Роликоопора и ролик ленточного конвейера

Как отмечалось выше, в конструкции роликов в качестве защиты подшипникового узла используют канавочные, лабиринтные, контактные и сальниковые типы уплотнений. Также часто применяют сочетание разных видов защитных устройств. В зависимости от условий работы каждый вид уплотнения имеет ряд преимуществ и недостатков, которые представлены в Таблице 1.1. В целом конструкции подшипниковых узлов и их уплотняющих устройств можно разделить на контактные, бесконтактные или щелевые и комбинированные. Все перечисленные виды в свою очередь подразделяются на следующие подгруппы:

- контактные: манжетные, сальниковые, кольцевые;
- щелевые: канавочные, дисковые, просто щелевые, лабиринтные;
- комбинированные.

Комбинированные уплотнения являются сборкой одинаковых или разнообразных типов уплотнений. Широкое распространение получили компоновки лабиринтно-контактные, лабиринтно-контактные с камерой большой емкости, контактно-щелевые, лабиринтно-канавочные, лабиринтно-канавочные с предкамерой большой емкости, радиально-осевые лабиринты, радиально-осевые лабиринты с предкамерой большой емкости [68]. В Таблице 1.1 приведены основные типы уплотнительных устройств конвейерных роликов.

Таблица 1.1 - Основные типы уплотнительных устройств конвейерных роликов

№ п/п	Тип уплотнения	Преимущества	Недостатки
1	2	3	4
1	Канавочное	Имеют хорошую уплотнительную способность, при условии заполнения влагостойкими пластичными смазками	Недостаточно надежно удерживает влагу
2	Сальниковое	Простота конструкции и установки в подшипниковый узел	Недостаточно длительно сохраняет работоспособность

1	2	3	4
3	Лабиринтное	Имеют широкое распространение в подшипниковых узлах; минимальное сопротивление вращению роликов, в случае отсутствия в зазорах пыли	В зазорах плохо сохраняется смазка; отсутствует защита от прямого попадания влаги; в случае набивки зазоров пылью происходит стопорение ролика из-за неподвижного элемента уплотнения
4	Каркасное манжетное	Простота изготовления; компактность	Повышенное сопротивление вращению ролика; В случае попадания пыли в уплотнение интенсивно изнашивается место контакта уплотнения и поверхности ролика
5	Дисковое	Обладают высокой пылезащищенностью, при хорошем заполнении зазоров	Недостаточно надежно удерживает влагу; повышенное сопротивление при низких температурах эксплуатации

В конструкции подшипниковых узлов конвейерных роликов широкое применение получили различные виды подшипников качения. Использование подшипников качения обусловлено малыми потерями на трение; высоким КПД; меньшим моментом трения при пуске; компактными габаритными размерами в осевом направлении; простотой обслуживания и ремонта узла вследствие взаимозаменяемости подшипников. Наиболее часто в подшипниковые узлы роликов устанавливают шариковые и роликовые радиальноупорные конические однорядные подшипники качения [34]. Сведения о применении различных видов подшипников в зависимости от серии роликов приведены в Таблице 1.2. Эффективность работы

подшипников в значительной степени определяется конструкцией, точностью изготовления поверхностей деталей, действующей нагрузкой, видом смазки, условиями эксплуатации.

Таблица 1.2 - Серии подшипников, используемых в конвейерных роликах

№ п/п	Диаметр ролика, мм	Легкая серия ролика	Средняя серия ролика	Тяжелая серия ролика
1	2	3	4	5
1	102; 108	180203; 60203; 80203	180203; 180204; 60204; 80204	180304; 80304
2	127; 133	180204; 60204; 80204	180304; 60304; 80304	180305; 180306; 80305; 80306
3	152; 159; 168; 178	-	180305; 60305; 80305	180306; 180308; 80306
4	194; 219	-	180306; 180308; 80306	180308; 180312; 80308

Одной из главных причин выхода из строя подшипников, установленных в роликах линейной части конвейерного става, является усталостное разрушение поверхностей трения подшипника (внешнее и внутреннее кольцо, тела качения), в результате продолжительного постоянного и переменного воздействия веса транспортируемого груза.

Разрушение подшипниковых узлов конвейерных роликов в местах загрузки во время перемещения скальных пород может возникать вследствие превышения пиковыми нагрузками статической прочности их рабочих частей.

В редких случаях возможно заклинивание подшипников из-за проникновения в них крупных абразивных частиц, а также разрушение сепараторов [7]. Данные типы износа происходят вследствие перечисленных

выше факторов, либо вызваны неправильным использованием роликов и подшипников, которое не учитывает влияние условий эксплуатации.

Расчет долговечности подшипников качения принято выполнять по критерию образования первых признаков усталостного разрушения дорожек или тел качения и по критерию допустимой величины износа поверхностей качения [44].

В последнем случае причиной отказа подшипника является превышение радиальным зазором допустимого его значения из-за абразивного износа поверхностей качения. Ввиду того, что эксплуатация конвейерных роликов в условиях горнодобывающих предприятий характеризуется высокой величиной радиальной нагрузки, ранний выход из строя подшипников из-за изнашивания абразивными частицами в чистом виде не является причиной их отказов. Можно предположить, что происходит либо усталостное разрушение элементов подшипника, либо смешанное разрушение [18, 19].

Цикличность и величина нагрузки подшипниковых узлов, установленных в роликах линейной части конвейерного става определяются рядом факторов.

Во-первых, в работе конвейера чередуются периоды непрерывного поступления и периоды отсутствия грузопотока. Поэтому в расчетах необходимо принимать во внимание чистое время работы конвейера.

Во-вторых, в периоды непрерывного поступления грузопотока уровень его колеблется. Характерное время колебаний непрерывного грузопотока, по экспериментальным данным [22, 24], всегда значительно выше 5 с. Реализации соответствующего случайного процесса принято аппроксимировать ступенчатой функцией [63], значения которой подчиняются нормальному закону распределения, а интервалы времени между последовательными сменами значений – закону Пуассона. Параметр закона Пуассона называют скоростью счета в рассматриваемом процессе.

В-третьих, наряду с мелкокусковой составляющей грузопотока на конвейер поступают крупные куски груза, вызывающие динамические нагрузки на роlikоопоры. Характерный период изменения этих нагрузок не превышает времени прохождения куском груза интервала между роlikоопорами $\tau = l_p/V_d$, составляющего доли секунды. Собственно, время воздействия большого куска транспортируемого материала на конвейерный ролик значительно меньше [7].

Расчету динамических нагрузок на ролики ленточных конвейеров, транспортирующих крупнокусковые грузы на горных предприятиях, посвящено достаточно много экспериментальных и теоретических работ [6, 7, 18, 54], в результате чего сформировалось два подхода к рассмотрению причин динамических нагрузок. При первом подходе в качестве основного механизма воздействия крупных кусков груза на ролики рассматривается удар из-за несовпадения направления вектора скорости куска и касательной к поверхности ролика в точке набегания ленты на ролик. В ряде работ [16, 32, 54] показано, что при достаточно высоких значениях натяжения ленты (примерно от 110 Н на 1 мм ширины прокладки) сила взаимодействия кусков груза с роликами перестает зависеть от величины натяжения ленты. Это означает, что основным становится другой механизм взаимодействия – импульсный. В рамках этого подхода рассматривают взаимодействие зон поперечного сжатия конвейерной ленты, возникающих под пятнами контакта куска груза с роликом. При сближении этих зон, начиная с некоторого расстояния между центрами пятен контакта (примерно равного 1-2 толщине ленты), происходит резкое ужесточение контактов, проявляющееся внешне, как ударный импульс [42].

Наряду с контактно-усталостным разрушением тел качения и дорожек для подшипников конвейерных роликов характерными являются абразивный и фрикционно-усталостный виды износа [7, 18, 44, 56, 59, 60, 61]. Эти виды износа преобладают для верхних подшипниковых узлов роликов рабочей

ветви [18]. Именно эти виды износа и определяют технический ресурс подшипников. Причиной этого явления считается некачественное изготовление элементов уплотнений подшипников роликов. Однако конвейерные ролики являются настолько массовым изделием, что, по-видимому, экономия на стоимости уплотнений оправдывает себя, поэтому приходится рассматривать неспецифический для подшипников качения вид износа.

Известны многие работы по изучению износа подшипников. Так, например, в работе [63] на основе экспериментальных исследований в пылевой камере при различной запыленности воздуха частицами кварца построены косвенные эмпирические регрессионные зависимости изменения радиального зазора в подшипниках качения конвейерных роликов с различными типами уплотнений от времени испытания, которое составляло 350 – 600ч. Скорость вращения роликов – 700 об/мин. Приведенные в работе [63] зависимости называют косвенными, так как изменение радиального зазора дано в функции не от времени или числа оборотов подшипника, а от количества накопившейся в смазке подшипника абразивной пыли. Запыленность смазки выражена весовой долей частиц пыли в смазке (%). Кроме того, приведена регрессионная зависимость запыленности смазки от времени испытания:

$$m = pt^u M^K, \% \quad (1.1)$$

где t - время, ч; M - запыленность воздуха, кг/м^3 ; ρ , u , k - эмпирические константы, зависящие от конструктивного исполнения подшипникового узла.

Радиальный зазор в подшипнике определяется по формуле [41]

$$\Delta = \delta_0 + 12,23 \cdot 10^{-6} m, \quad (1.2)$$

где δ_0 - начальный рабочий радиальный зазор, для испытываемых подшипников, имеющих внутренний диаметр $d = 30$ мм, $\delta_0 \approx 10$ мкм при нагрузке 100 Н.

Запыленность внешней среды $M: M = (0,5 - 3,4) \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3$.

При этом часто наблюдался абразивный износ дорожек качения (царапины).

Записав формулы (1.1) и (1.2) в одну и учитывая в них отличающуюся от экспериментальной скорость вращения роликов n , получим

$$\Delta \simeq \delta_{0+} \frac{12,23 \cdot 10^{-6} (1+d/8)}{700^u \cdot 4,75} p t^u M^k n^u. \quad (1.3)$$

При этом учитывается, что экспериментальные исследования проведены при скоростях вращения роликов, имеющих один порядок с фактическими, применяемыми в производственных условиях, и количество проникающих через уплотнение загрязнений жестко связано с величиной частоты вращения ролика [7].

1.3. Влияние характеристик пластичных смазок на работу роликов ленточных конвейеров

Наибольшее распространение в качестве смазочных материалов подшипниковых узлов роlikоопор ленточных конвейеров приобрели различные виды пластичных смазок. Несмотря на все имеющиеся преимущества пластичных смазок, исходя из опыта работы оборудования на различных месторождениях, были выявлены недостаточная надежность и долговечность данных узлов ленточных конвейеров и систем их смазки в условиях отрицательных температур. Этот недостаток обусловлен особенностью механизма работы смазки, строения структурного каркаса, эксплуатационными свойствами смазок и т.д. В связи с этим для понимания процессов, происходящих в пластичной смазке, а также влияния на работу подшипникового узла, свойства пластичных смазок необходимо рассмотреть более подробно.

Пластичные смазки — мазеобразные или пастообразные смазочные материалы, образованные введением твердого структурного каркаса (загустителя) в минеральные или синтетические масла и их смеси. Данный

вид смазочного материала имеет сильное отличие от жидких минеральных масел. По вязкости пластичные смазки занимают промежуточное положение между жидкими маслами и твердыми смазочными материалами (графитами). Под действием малых нагрузок они проявляют себя как твердые тела, а при больших напряжениях сдвига – как жидкости, т.е. обладают текучестью [35, 37, 38]. Благодаря использованию пластичных смазок становится возможным упростить конструкцию уплотнений, уменьшить вес и габариты узлов и механизмов, увеличить время эксплуатации, в течение которого не требуется пополнение или замена смазочного материала.

В связи с бурным развитием различных видов техники возросла потребность в пластичных смазках с совершенными смазочными характеристиками. Вследствие этого получили распространение пластичные смазки в составе, которых применялись мыла на основе натрия, алюминия, бария и др. Появление «универсальной» консистентной смазки, загущенной литиевыми мылами, было встречено с известной долей скептицизма [40]. Однако она стала наиболее широко используемой смазкой для автомобилей и промышленных агрегатов. На сегодняшний день пластичные смазки, загущенные литием, являются самыми распространенными консистентными смазками в промышленном мире (Таблица 1.3).

Таблица 1.3 - Доля загустителей на мировом рынке смазочных материалов

№ п/п	Система загустителя	Доля на мировом рынке, %
1	2	3
1	Традиционное литиевое мыло	56,9
2	Литиевое комплексное мыло	15,1
3	Традиционное кальциевое мыло	7,4
4	Алюминиевое комплексное мыло	4,8
5	Полимочевина	4,6
6	Кальциевое комплексное мыло	3,1
7	Органофильные глины	2,5
8	Натриевое мыло	1,4
9	Безводное кальциевое мыло	1,1
10	Другие металлические мыла	0,7
11	Другие загустители	2,4

Структура пластичной смазки включает в себя: базовое масло (может быть минеральным, синтетическим, растительным или другим маслом) и структурного каркаса (мыльного или немыльного загустителя), который разделяют по химической составу и по взаимодействию с жидкой средой смазки. На Рисунке 1.3 показаны основные компоненты пластичной смазки, загущенной комплексным литиевым мылом [46, 47]. В качестве дополнительных компонентов в состав смазок добавляют стабилизаторы структуры и присадки, а также различные наполнители (дисульфид молибдена, графит, порошкообразные металлы или их оксиды и др.), которые предназначены для улучшения эксплуатационных свойств.

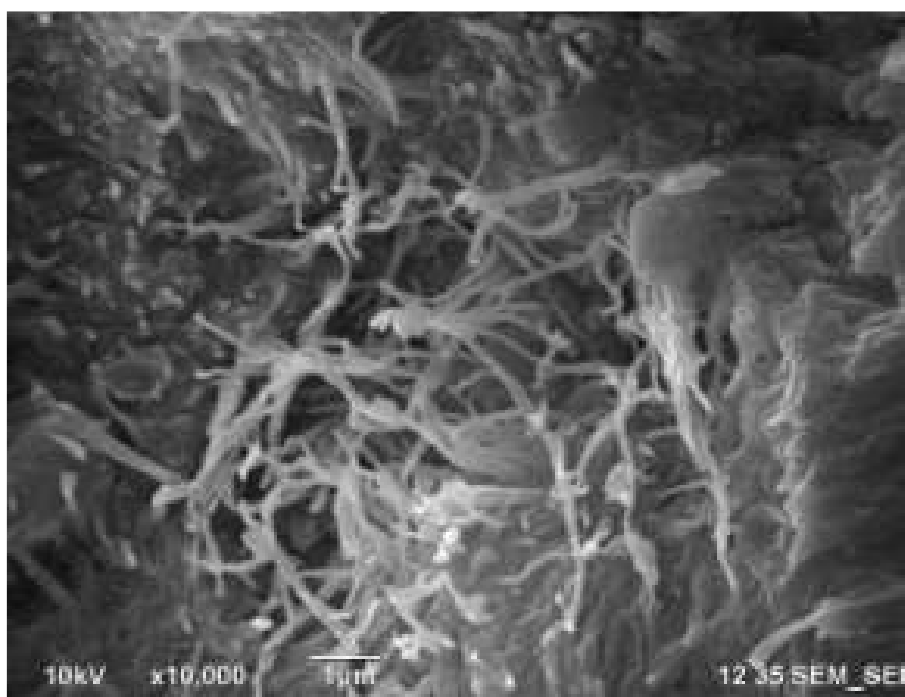


Рисунок 1.3 - Пластичная смазка, загущенная комплексным литиевым мылом

Мыльная основа формирует твердый структурный каркас, внутри которого расположено масло. В качестве основы пластичной смазки используется базовое масло, которое составляет 70 – 90% от общей массы и характеризует важные эксплуатационные свойства смазочного материала. Доля загустителя от массы смазки составляет 8 – 20% [49].

В соответствии с ГОСТ 23258 – 78 [89] по назначению пластичные смазки делят на четыре группы:

Антифрикционные, служат для снижения трения и износа скольжения сопряженных деталей, которые в свою очередь имеют следующие подгруппы:

- общего назначения для нормальных и экстремальных температур;
- универсальные;
- термостойкие;
- морозостойкие;
- противозадирные и противоизносные;
- железнодорожные;
- индустриальные;
- специальные;
- приборные.

Консервационные (защитные), применяются для защиты от образования коррозии металлоизделий и различных деталей во время хранения, транспортирования и эксплуатации.

Уплотнительные, служат для герметизации зазоров, облегчения сборки и разборки:

- арматурные;
- резьбовые;
- вакуумные.

Канатные, предназначены для предотвращения износа и коррозии стальных канатов

Также смазки классифицируют по виду используемого масла:

На минеральные масла;

На синтетические масла;

На растительные масла;

На полусинтетические масла (смесь минеральных и синтетических).

Невзирая на то, что концентрация загустителя в общем составе смазки невелика принято разделять смазки по типу загустителя:

Мыльные смазки включают в себя соли высших карбоновых (жирных) кислот – мыла. К данной группе относится подавляющее большинство смазок, как по объемам производства, так и по ассортименту.

Мыльные смазки в свою очередь, в зависимости от катиона мыла, делят на следующие подгруппы:

- на мылах щелочных металлов – литиевые (Li), натриевые (Na) и калиевые (K);
- на мылах щелочноземельных металлов – кальциевые (Ca), бариевые (Ba);
- на прочих мылах – алюминиевые (Al), цинковые (Zn), свинцовые (Pb);
- на смешанных мылах – кальциево-натриевые (Ca-Na), литиево-кальциевые (Li-Ca), литиево-свинцовые (Li-Pb).

Кальциевые смазки подразделяются на:

- гидратированные (солидолы);
- комплексные;
- безводные.

В зависимости от состава аниона мыла большинство мыльных смазок одного и того же катиона подразделяют на:

- обычные;
- комплексные – кLi-, кNa-, кBa-, кAl-смазки (в основном относят те смазки, у которых загустителем являются сложные по аниону мыла, представляющие собой или адсорбционный, или молекулярный комплекс мыла высшей жирной кислоты и соли низкомолекулярной органической или минеральной кислоты).

Часто мыльные смазки в зависимости от использованного для их приготовления аниона мыла называют:

синтетическими (анион мыла – синтетические жирные кислоты); жировыми (анион мыла – природные жиры или выделенные из них кислоты).

Неорганические смазки: в качестве загустителя используют термически устойчивые с хорошо развитой удельной поверхностью высокодисперсные неорганические вещества. К ним относятся:

- силикагелевые (Si) – применяют высокодисперсный модифицированный двуоксид кремния;
- бентонитовые (Bn) – органозамещенные глинистые минералы;
- графитные (G) – олеофильный графит.

Органические смазки: в качестве загустителя используют твердые термически и гидролитически устойчивые высокодисперсные с хорошо развитой удельной поверхностью органические вещества.

В зависимости от типа используемого органического загустителя их в свою очередь подразделяют на:

- сажевые;
- пигментные;
- полимочевинные;
- полимерные и др.

Углеводородные смазки: в качестве загустителей используют высокоплавкие (твердые) углеводороды: парафин, церезин, петролатум, озокерит, различные природные и синтетические воски [49].

За рубежом широкое распространения получила классификация смазок по консистенции (вязкости), которая была сформирована Национальным институтом смазочных материалов США и получила название NLGI [49, 88]. В соответствии с данной классификацией смазочные материалы, подразделяют на классы исходя от уровня пенетрации – чем больше численное значение пенетрации, тем ниже величина вязкости смазки (Таблица 1.4).

Таблица 1.4 - Классификация смазочных материалов NLGI

Класс NLGI	Число (0,1 мм) пенетрации	Консистенция	Область применения
1	2	3	4
000	445 – 475	очень жидкая	закрытые зубчатые передачи
00	400 – 430	жидкая	
0	355 – 385	полужидкая	централизованные системы смазки
1	310 – 340	очень жидкая	
2	265 – 295	мягкая	шариковые/роликовые подшипники
3	220 – 250	полутвердая	высокоскоростные подшипники
4	175 – 205	твердая	
5	130 – 160	очень твердая	открытые зубчатые передачи
6	85 – 115	особо твердая	

Наиболее значимыми эксплуатационными свойствами пластичных смазок, исходя из особенности эксплуатации подшипниковых узлов роlikоопор ленточных конвейеров горнопромышленных предприятий, являются [37, 39, 55]:

- предел прочности на сдвиг характеризуется минимальным напряжением сдвига, при котором в пластичной смазке разрушается структурный каркас, и она приобретает текучесть. Предел прочности зависит от температуры: при повышении температуры он снижается;

- механическая стабильность – это способность смазки противостоять разрушению. Она существенно зависит от типа и концентрации загустителя, химического состава масла, температуры смазки, интенсивности механического воздействия;

- коллоидная стабильность характеризует возможность выделения дисперсионной среды (масла) из смазки при хранении и эксплуатации;

- химическая стабильность – это стойкость смазок против окисления при хранении и эксплуатации. Окисление смазок снижает их антикоррозионные и прочностные свойства, ухудшает коллоидную

стабильность, смазочную и защитную способность. При повышении температуры окисление смазок ускоряется;

- термическая стабильность, характеризует работоспособность пластичной смазки при экстремально высоких температурах эксплуатации;
- температура каплепадения – это температура, при которой смазка из пластичного (полутвердого) состояния переходит в жидкое. Плавление пластичных смазок сопровождается значительным изменением их свойств;
- противоизносные свойства пластичных смазок характеризуют предельно допустимые значения износа тел качения подшипникового узла роликоопор. Данные свойства определяют на четырехшариковой машине трения и устанавливают в зависимости от назначения смазок и условий их эксплуатации.

Из эксплуатационных свойств пластичных смазок можно выделить три основные группы: прочностные (предел прочности на сдвиг, механическая стабильность, коллоидная стабильность, противоизносные свойства); температурные (термическая стабильность, температура каплепадения); химические (химическая стабильность).

Для исследования влияния свойств пластичных смазок на работу роликов ленточных конвейеров во время их эксплуатации, наибольший интерес представляет изучение изменения вязкостных характеристик смазки вследствие воздействия отрицательных температур.

Вязкость пластичных смазок существенно отличается от понятия вязкости других смазочных материалов. Во время эксплуатации пластичная смазка обладает структурной вязкостью, имеющая иную механику работы. Структурная вязкость зависит не только от воздействия температуры, но и от величины градиента скорости сдвига слоев смазки или внутреннего перемещения частичек относительно друг друга. Вследствие этого, чем выше скорость, тем ниже величина вязкости смазки [48].

Установлено, что на вязкость жидкости оказывает трение от воздействия ее слоев относительно друг друга во время течения. При малой толщине слоя (когда их толщина становится соизмеримой с размерами молекул жидкости) вязкость можно охарактеризовать, как внутримолекулярное трение.

В том случае, когда тангенциальные напряжения, которые возникают в слоях смазки, превосходят критические значения, пластичная смазка начинает проявлять себя как ньютоновская жидкость, вследствие того, что кроме внутреннего трения, сопутствующего жидкой составляющей, образуется сопротивление, оказываемое структурным каркасом, который в смазке отвечает за формирование упругого каркаса. Стоит отметить, что чем больше возрастает градиент скорости сдвига отдельных слоев смазки относительно друг друга, тем меньшую величину приобретает кажущаяся вязкость смазки, которая также известна под название эффективная вязкость.

Более проще данный механизм возможно описать, как скольжение слоев каркаса загустителя один по-другому. Чем больше градиент скорости между слоями структурного каркаса, тем меньше трения между этими слоями. Поверхности слоев перестраиваются в сторону скольжения, проявляющегося как снижение внутреннего взаимодействия или, не что иное, как снижение вязкости. Известно, что при одинаковой температуре вязкость пластичной смазки несколько выше вязкости базового масла.

Главной отличительной чертой пластичных смазок от жидких масел, является зависимость вязкости не только от температуры, но и от градиента скорости сдвига. Стоит отметить, что при одинаковой температуре снижение величины вязкости смазки зависит от увеличения градиента скорости сдвига. Градиент скорости измеряется в с^{-1} .

В случае, когда указывается вязкость пластичной смазки, то вязкость соответствует определенному градиенту скорости сдвига смазки.

Зависимость вязкости смазочного материала от градиента скорости сдвига, оказывает влияние на прокачиваемость и заполнение узлов трения пластичной смазкой. В смазке, проникающей с высокой скоростью через узкие каналы и щели, на короткий промежуток времени уменьшается величина вязкости, тем самым способствуя более лучшему заполнению смазываемого узла и защиты механизма от негативного воздействия различных эксплуатационных факторов.

В ходе проведенного анализа современной номенклатуры пластичных смазок (Таблица 1.5) были определены наиболее подходящие смазки для использования в подшипниковых узлах конвейерных роликов, эксплуатируемых в условиях отрицательных температур [39].

Таблица 1.5 - Обзор номенклатуры смазок, предназначенных для работы в условиях низких температур

Наименование смазки	Тип загустителя	Тип масляной основы	Рабочие температуры, °С	Пенетрация после перемешивания, мм	Температура каплепадения, °С	Нагрузка сваривания, кг
1	2	3	4	5	6	7
Shell Gadus S3 V220C 2	Литиевый комплекс	Минеральное масло	от – 20 до 140	265 – 295	240	315
Shell Gadus S5 V150XKD 0/00	Литий-кальциево	Синтетическое масло	от – 50 до 15 в открытых системах и до 130 в закрытых подшипниках	-	-	400
Shell Gadus S5 V150XKD 1	Литий-кальциево	Синтетическое масло	от – 40 до 25 в открытых системах и до 130 в закрытых подшипниках	-	-	400
ЦИАТИМ – 221	Кальциевый комплекс	Силиконовое масло	от – 60 до 150	280 – 360	200	-

1	2	3	4	5	6	7
Mobilgrease XHP 100 Mine	Литиевый комплекс	-	от – 50 до 120	370	200	315
Mobilgrease XHP 320 Mine	Литиевый комплекс		от – 50 до 120	370	270	400
Mobilgrease XHP 321 Mine	Литиевый комплекс	-	от – 50 до 130	325	270	400
Mobilgrease XHP 322 Mine	Литиевый комплекс	-	от – 50 до 130	280	270	400
Mobilith SHC 1000 Special	Литиевый комплекс	Синтетическое масло ISO VG 1000	от – 30 до 150	280	265	620
Chevron Delo Greases EP NLGI 1	Литиевый комплекс	Высокоочищенное минеральное масло	от – 40 до 177	325	255	400
Chevron Delo Greases EP NLGI 2	Литиевый комплекс	Высокоочищенное минеральное масло	от – 40 до 177	280	265	400
Chevron Delo Heavy Duty Synthetic Moly 5 % EP	Литиевый комплекс	Синтетическое масло	от – 40 до 235	325	265	400
Литол-24	Литиевый комплекс	Минеральное масло	от – 40 до 120	220 – 250	185	140
ЛКС-2	Литиевый комплекс	Смесь синтетических масел	от – 50 до 150	265 – 295	200	245
Роботемп	Литиевый комплекс	Смесь синтетических масел	от – 50 до 150	265 – 295	200	245
ЛДС-3	12-оксистеарата лития	Минеральное и синтетическое масло	от – 50 до 100	230 – 280	188	-

При работе конвейера в условиях низких температур моменты сопротивления вращению роликов за счет увеличения вязкости смазки подшипниковых узлов становятся равными или большими моментам трения конвейерной ленты на внешних оболочках роликов. В результате этого ролики конвейерного става прекращают вращаться, что приводит к повреждению, а в случае позднего обнаружения поломки – к разрушению узлов конвейера и простоям оборудования.

Стоит отметить, что применение некачественной пластичной смазки может являться одной из причин появления вибрационного изнашивания подшипниковых узлов. Влияние смазки на возникновение вибрации в подшипниках заключается в нарушении смазочного слоя в зонах контактов рабочих элементов (тела качения, наружные и внутренние кольца), которое приводит к разрыву масляной пленки и ударному взаимодействию поверхностей качения.

1.4. Анализ явления вибрации в подшипниковых узлах роликов ленточных конвейеров

Механическая вибрация подшипниковых узлов ленточных конвейеров обусловлена колебательными движениями конвейерной ленты, которые целесообразно рассматривать в диапазонах начиная с инфранизкой и заканчивая ультразвуковой частотой. Частыми причинами появления низкочастотных колебаний (от 0 до 300 Гц) являются эксцентриситет, неуравновешенность вращающихся масс, некачественно подогнанные рабочие элементы подшипников, неправильная центровка во время установки подшипника в конвейерный ролик. Образование среднечастотных колебаний (от 200 до 2000 Гц) возможно вследствие взаимодействия вращающихся и неподвижных элементов подшипников качения, а также из-за высших гармоник, возникающих в процессе транспортирования груза.

Согласно работам [1, 52] основной вклад в низкочастотную вибрацию конвейерных роликов, включающих в свою конструкцию подшипники качения, вносят составляющие вибрации на частотах, кратных частоте ролика, которые не зависят от состояния подшипников, а связаны с правильной центровкой роликосопор. В ходе подробного анализа спектра низкочастотной вибрации ролика установлено, что в нем присутствует значительное число слабо выраженных составляющих, которые

характеризуются качеством сборки рабочих элементов и установки подшипников, а также влияние на подшипниковые узлы различных эксплуатационных факторов.

Подшипниковая вибрация также зависит от габаритных размеров подшипника, из-за периодического изменения жесткости подшипника, в частности конвейерный ролик максимально нагружает лишь небольшую зону с телами качения, частота перекатывания которых по наружному кольцу изменяется периодически.

Упомянутые частоты вращения подшипников обуславливают вибрацию не только на низких, но и на средних частотах, включающие в себя, прежде всего вибрацию роlikоопор или подшипниковых узлов роликов на гармониках этих частот с высокой кратностью. Среднечастотные периодические составляющие подшипниковой вибрации чаще всего имеют динамическую природу, но возникают не при протяженных и плавных неровностях поверхностей качения, а при неровностях небольшого размера с резкими краями. При хорошем качестве смазки и малых радиальных нагрузках на подшипник смазка сглаживает края этих неровностей, что приводит к снижению среднечастотной вибрации подшипниковых узлов. В то же время в нагруженных подшипниках среднечастотная подшипниковая вибрация может вырасти [52]:

- при ухудшении свойств смазки;
- при дефектах сборки и монтажа, приводящих к росту статических или вращающихся нагрузок на подшипник;
- при совпадении чистоты хотя бы одной из подшипниковых составляющих вибрации или их гармоник хотя бы с одним из многочисленных резонансов элементов ленточного конвейера или подшипникового узла.

Помимо гармонических составляющих подшипниковой вибрации на средних частотах присутствуют и случайные составляющие, определяемые

гидродинамическими эффектами в смазочном слое подшипника. Это и гидродинамическое трение, и турбулентность смазочного слоя, и нелинейные эффекты, например, локальная кавитация. Спектральный максимум случайных пульсаций давления при идеальном масляном слое приходится на частоты, при которых длина волны в смазке сравнима с размером подшипника, однако существует зависимость этого максимума и от частоты вращения ротора. Кроме этого необходимо учитывать и частотную зависимость коэффициента преобразования пульсаций давления в вибрацию неподвижных элементов подшипникового узла. Как правило, максимум случайной вибрации, возбуждаемой гидродинамическими эффектами в подшипниках качения, в узлах, работающих при низких оборотах приходится на 2 – 5 кГц, а в высокооборотных может достигать 10 – 25 кГц. При наличии высокочастотных резонансов в конструктивных элементах подшипников и машины случайные составляющие вибрации подшипниковых узлов по мощности могут быть существенно выше ее периодических составляющих.

Вибрация гидродинамического происхождения вносит существенный вклад и в высокочастотную вибрацию подшипников качения. Но если при работе подшипника в какие-то моменты происходит разрыв масляной пленки и тело качения ударяется о неподвижное кольцо подшипника, возникает случайная вибрация ударного происхождения, максимум энергии которой приходится на частоты в несколько раз выше, чем у вибрации гидродинамического происхождения. При наличии неровностей на поверхностях качения часто возникает и ударное взаимодействие поверхностей качения без полного разрыва масляной пленки. В этом случае частотный максимум энергии вибрации находится где-то посередине. Как правило, под вибрацией подшипников, возбуждаемой упругими ударами при разрывах масляной пленки, понимается вибрация с энергетическим максимумом, приходящимся на частоты 30 – 60 кГц.

В соответствии с работами [2, 10], в некоторых случаях для качественной и сугубо приближенной оценки действия вибрации на системы с трением допускается использование понятия об эффективном коэффициенте сухого трения при вибрации. Как и «классический» коэффициент сухого трения, эффективный коэффициент сухого трения определяется как отношение минимального значения тянущей силы P_* , которую необходимо приложить для нарушения состояния относительного покоя твердого тела, к нормальной реакции N :

$$f_{\text{эф}} = \frac{P_*}{N}, \quad (1.4)$$

При вибрации на тело помимо постоянной внешней тянущей силы P действует переносная сила инерции:

$$\Phi(t) = -m\ddot{\xi}(t), \quad (1.5)$$

Эта сила и учитывается при выводе выражения для эффективного коэффициента трения.

Если тело совершает продольные гармонические колебания с амплитудой A и круговой частотой ω по закону

$$\xi = -A \sin \omega t, \quad (1.6)$$

то переносная сила инерции, действующая на тело, равна

$$\Phi(t) = \Phi_0 \sin \omega t, \quad (1.7)$$

где амплитуда ее колебаний $\Phi_0 = mA\omega^2$.

Если в любой момент времени алгебраическая сумма всех внешних сил меньше предельной силы трения покоя, т.е.

$$P + \Phi_0 \sin \omega t \leq f_0 N, \quad (1.8)$$

то тело находится в состоянии покоя (здесь f_0 - коэффициент трения покоя).

Сумма всех внешних сил будет максимальной, когда переносная сила инерции достигнет своего амплитудного значения ($\sin \omega t = 1$). Отсюда следует, что минимальное значение тянущей силы P_* , при котором состояние покоя нарушится и возникнет движение, определяется равенством:

$$P_* = f_0 N - \Phi_0. \quad (1.9)$$

Тогда с учетом выражения (1.18) получим формулу для эффективного коэффициента сухого трения при продольной вибрации:

$$\vec{f}_{\text{эф}} = \frac{P_*}{N} = f_0 \left(1 - \frac{\Phi_0}{f_0 N} \right), \quad (1.10)$$

или при $N = mg$

$$\vec{f}_{\text{эф}} = f_0 \left(1 - \frac{\Phi_0}{f_0 mg} \right). \quad (1.11)$$

Из (1.11) следует, что с увеличением Φ_0 значение эффективного коэффициента $f_{\text{эф}}$ уменьшается в пределе до нуля. При этом отмечается, что если величина Φ_0 превышает предельную силу трения, т.е. $\Phi_0 > f_0 N$, приведенные рассуждения теряют смысл, и для более подробного описания рассматриваемой ситуации необходимо учесть силы инерции, возникающие при относительном движении тела, т.е. решать нелинейное уравнение динамики рассматриваемого тела. В этом и состоит приближенность понятия «эффективный коэффициент трения»: это условная величина, которую нельзя отождествлять с физическим коэффициентом трения. Ее вводят лишь для того, чтобы качественно учесть влияние вибрации на движение тела, и сделать заключение о кажущемся изменении коэффициента трения, возникающем при вибрации.

Таким образом, при продольном вибрационном воздействии с малой интенсивностью, когда $\Phi_0 < f_0 N$, происходит уменьшение эффективного коэффициента трения и снижается усилие, необходимое для преодоления силы трения. Аналогичные выражения для эффективного коэффициента трения можно получить и при других направлениях вибрации.

В случае, когда тело совершает вертикальные колебания, переносная сила инерции $\Phi(t)$ совпадает с направлением силы тяжести и суммарная нормальная реакции $N = mg - \Phi_0 \sin \omega t$. Минимальное значение внешней силы, при котором возникает относительное движение, определяется равенством:

$$P_* = f_0 N = f_0 (mg - \Phi_0), \quad (1.12)$$

а эффективный коэффициент трения при вертикальной вибрации равен:

$$\vec{f}_{\text{эф}} = \frac{f_0 N}{N} f_0 \left(1 - \frac{\Phi_0}{mg} \right). \quad (1.13)$$

В случае, когда направление силы $\Phi(t)$ параллельно плоскости трения и перпендикулярно силам P и N (боковое направление вибрации), вектор полной силы трения равен сумме векторов сил P_* и Φ_0 , т.е.

$$\sqrt{P_*^2 + (\Phi_0 \sin \omega t)^2} = f_0 N. \quad (1.14)$$

Тогда необходимое для выведения тела из состояния покоя минимальное значение внешней тянущей силы определяется равенством:

$$P_* = \sqrt{(f_0 N)^2 - \Phi_0^2}, \quad (1.15)$$

а эффективный коэффициент трения:

$$\vec{f}_{\text{эф}} = \frac{P_*}{N} f_0 \sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_0}{f_0 N} \right)^2}. \quad (1.16)$$

Все перечисленные выше случаи направления вибрации имеют место в подшипниках качения.

1.5. Анализ научно-исследовательских работ, посвященных определению сопротивления вращению конвейерных роликов в зависимости от условий эксплуатации

1.5.1. Теоретические исследования сопротивления вращению подшипниковых узлов

В результате анализа теоретических исследований, характеризующих сопротивление вращению подшипниковых узлов, были изучены различные научные направления, такие как теория смазки, теория упругости и термодинамика. С целью описания методов расчета сопротивления вращению и способов моделирования процессов, происходящих в

подшипнике, анализ литературы следует проводить как комплекс по изучению работ, которые затрагивают темы взаимодействия жестких тел, разделенных смазочным слоем, а также исследования влияния температуры на гидродинамические системы.

Понятия о трущихся поверхностях, разделенных смазочным материалом, были обобщены в конце XIX века и получили название гидродинамической теории смазки. Формулировка основополагающих законов данной теории была разработана такими учеными, как Н.П. Петров, О. Рейнольдс, Н.Е. Жуковский и С.А. Чаплыгин [27]. Гидродинамическая теория смазки используется в теоретические исследования подшипниковых узлов и систем их смазки. Стоит отметить, что данная теория при применении к настоящим узлам трения имеет значительный недостаток, который заключается в допущении об абсолютной жесткости поверхностей трения. Ряд работ [3, 26-30, 31, 41, 72-73, 74, 75-78, 79, 80, 81-84, 85] демонстрирует, что как в подшипниках скольжения, так и в подшипниках качения есть процесс деформации рабочих поверхностей в следствие повышенных локальных давлений. Тем самым начиная с середины прошлого века было основано новое теоретическое направление контактно-гидродинамическая теория смазки или, как ее называют за рубежом, эластогидродинамика.

В частности, работа коллектива авторов [23] описывает использование контактно-гидродинамический расчета, для определения моментов сопротивления в подшипниках качения. Данный расчет с помощью системы уравнений описывает изменение толщины смазочного слоя в зависимости от скорости и усилий, оказываемых на подшипник качения. Авторы с целью моделирования работы подшипникового узла, а также для записи полной системы уравнений, которая наиболее приближено характеризует процессы оказывающих влияние на объект исследования и учитывает соотношения всех действующих сил применяют метод подобия [4, 51, 70]. При

применении теории подобия и выполнении экспериментальных исследований, для нахождения моментов сопротивления в подшипниках используют различные подходы. В результате полученных экспериментальных исследований было подтверждено, что для различных режимов эксплуатации станов холодной прокатки возможно использовать контактно-гидродинамический расчет подшипников качения.

В работе [71] приведен анализ различных методик расчета выделения тепла в подшипнике с использованием эмпирических формул и эластогидродинамической теории. Экспериментальный метод расчета температуры в подшипнике сводится к определению формулы состоящей из произведения суммарного момента сопротивления от смазочного материала и скорости вращения внутреннего кольца подшипника. При простоте метода к его несовершенству стоит отнести необходимость расчета эмпирических коэффициентов, которые зависят от температуры, геометрических характеристик подшипника, нагрузки и свойств пластичной смазки. В случае определения тепловыделения в подшипнике эластогидродинамическим методом расчет сводится к суммированию теплоты, образующейся от контакта тел качения подшипника с его внешним и внутренним кольцами. Стоит учесть, что в расчете применяются следующие допущения: процесс трения является изотермическим; система работает в установившемся режиме; смазку подшипника необходимо характеризовать, как ньютоновскую жидкость; прогибы соприкасающихся элементов подшипника пропорциональны давлениям, оказывающие воздействие на них. Только после этого расчет переходит к совместному решению уравнения Рейнольдса и уравнения контактной гидродинамики [26, 30].

В результате проведенного анализа Ячиковым И.М., Востриковым А.В. был сделан вывод, что решение по методу эластогидродинамического расчета является более детерминированным и применение данного метода для решения практических задач жидкостного трения будет

затруднительным ввиду отсутствия устоявшихся и надежных алгоритмов решения в процессе расчета.

Дальнейшим развитием области изучения узлов трения и их смазки является упругогидродинамическая теория смазки. Данная теория при моделировании процессов работы подшипникового узла с учетом влияния упругих элементов. Также теория позволяет описать явления, которые происходят в области контакта упругих тел, разделенных слоем смазочного материала. Согласно работе [33] с помощью формул упругогидродинамической теории смазки можно определить напряжения трения, толщину смазочного слоя и температуру в тяжело нагруженных контактах. Толщина слоя смазочного материала оказывает влияние на работоспособность деталей в упругогидродинамическом режиме. Напряжения трения характеризуют энергетические потери в контакте, а работоспособность смазки в основном зависит от температуры. Определение упругогидродинамической задачи сводиться к последовательному решению гидродинамической и упругой задачи. Основные упругогидродинамические параметры незаменимы при расчетах динамики, жесткости, температурных полей и напряженного состояния сложных упругогидродинамических систем, к примеру подшипников качения.

Во время проведения исследований гидродинамическая теория смазки зачастую представляется, как идеальная модель работы узлов трения и основана на ряде допущений. Одним из главных допущений является предположение о постоянной температуре происходящих процессов, при котором вязкость смазочного материала остается неизменной. При всем этом исследования, проведенные на практике, демонстрируют ошибочность такого подхода, который может привести к искажению теоретических исследований подшипниковых узлов. Изучением данной области в разное время занимались ряд авторов Машков Е.А., Регирер С.А., Dowson D., Hudson J. D., Hunter B., March C. N и Zienkiewicz O.C, которые изучали

влияние тепла на смазочную среду подшипниковых узлов, с учетом вязкости от температуры. Разработанная на основе вышеуказанных работ теория стала называться термогидродинамическая теория смазки.

Анализ литературы по тематике данной теории показал, что в основном теория применяется для моделирования рабочих процессов подшипников скольжения и систем их смазки. Моделирование процесса работы смазки в подшипниковом скольжении сводится к принципу сохранения энергии, который представлен в уравнение равенства энергии [41]:

$$\rho \left(\frac{\partial E}{\partial t} + V_x \frac{\partial E}{\partial x} + V_y \frac{\partial E}{\partial y} + V_z \frac{\partial E}{\partial z} \right) = \mu - P\theta + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right]. \quad (1.17)$$

где V_x , V_y , V_z - проекция скорости смазки; t - время; ρ - плотность; μ - вязкость; λ - теплопроводность смазки;

$$\theta = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} - \text{дивергенция вектора скорости}$$

Обобщение теоретических исследований в области гидродинамической, упругогидродинамической и термогидродинамической теории смазки сводит данные научные направления в единую теорию, которую называют термоупругогидродинамической теорией смазки. На сегодняшний момент исследования такого типа являются наиболее перспективными, которые учитывают в объекте исследования такие факторы, как гидродинамические и тепловые процессы, которые характерны для смазочного слоя, так и контактные и упругие деформации поверхностей трения подшипников качения.

1.5.2. Исследования силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров

Вплоть до 50-х годов XX в. исследования в области конвейерных роликов заключались в непосредственном применении на промышленных предприятиях. Данный метод промышленных испытаний роликов показывает ряд недостатков таких, как длительность процесса исследований

и сложность их проведения при наличии большого количества экспериментальных конструкций.

В связи вышеуказанными недостатками было начато применение комбинированного метода исследования роликов. Сутью метода является проведение предварительных ускоренных испытаний в лабораторных условиях, в ходе которых производится отбор для последующих исследований в промышленных условиях наиболее работоспособных роликов. Целью методов исследований является усовершенствование конструкции роликов, которое позволяет снизить негативное воздействие ряда эксплуатационных факторов, влияющих на снижение эффективности работы ленточных конвейеров.

В зависимости от назначения применяют два метода тяговых расчетов: ориентировочный и детальный (уточненный). Для ориентировочных расчетов используют общий коэффициент сопротивления движению ленты ω' или его небольшую дифференциацию. В результате получают приближенные значения мощности привода, прочностных параметров ленты и ее натяжения в характерных точках. Точность ориентировочного расчета вполне достаточна при проектировании конвейеров небольшой длины с неширокой лентой, а также во многих случаях при выборе серийно изготавливаемых конвейеров. При проектировании современных мощных конвейеров с большой длиной, получающих все более широкое применение, ориентировочный расчет может привести к существенным ошибкам в определении параметров и элементов конструкции конвейеров, поэтому его целесообразнее использовать только для предварительного определения основных параметров конвейера по заданному техническому заданию на проектирование. Часто общий коэффициент сопротивления движению принимают $\omega' = 0,02 - 0,04$, что в последующем приводит к завышению установленной мощности на 15 – 30% [14].

Коэффициент сопротивления входит в формулу 1.18 по нахождению ориентировочного тягового расчета.

$$W_0 = W_{ГР} + W_{П} = k(q_{ГР} + q_{Л} + q'_{Р} + q''_{Р})L\omega' \cos \beta \pm q_{ГР}L \sin \beta, \text{ Н} \quad (1.18)$$

Для ориентировочного тягового расчета используют общий коэффициент ω' , который при дальнейшем уточнении возможно разделить на две составляющие, учитывающие сопротивления движению для верхней и нижней ветвей. Используя коэффициенты сопротивления для грузовой $\omega'_{ГР}$ и порожняковой $\omega'_{П}$ ветвей, ориентировочный расчет приобретает следующий вид:

$$W_{ГР} = k(q_{ГР} + q_{Л} + q'_{Р})L\omega'_{ГР} \cos \beta \pm (q_{ГР} + q_{Л})L \sin \beta, \text{ Н} \quad (1.19)$$

$$W_{П} = k(q_{Л} + q''_{Р})L\omega'_{П} \cos \beta \mp (q_{Л})L \sin \beta, \text{ Н} \quad (1.20)$$

где $W_{ГР}$ и $W_{П}$ – сопротивление движению верхней и нижней ветвей, Н; k – коэффициент, учитывающий сосредоточенные силы сопротивлению движению; $q_{ГР}, q_{Л}, q'_{Р}, q''_{Р}$ – погонные нагрузки от веса груза, ленты, вращающихся частей роlikоопор на грузовой и порожней ветвях, Н/м; $\omega'_{П}, \omega'_{ГР}$ – коэффициенты сопротивления движению ленты по роlikоопорам; L – длина конвейера, м; β – угол наклона конвейера.

Данный вид расчета применяют, если трасса конвейера проста в случае, когда трасса конвейера имеет сложное пространственное расположение следует рассчитывать рассредоточенные и локальные сопротивления, а используя метод обхода по контуру определяется тяговое усилие [53]. Также метод ориентировочного тягового расчета имеет значительную погрешность, в виду того, что не учитывается влияние от таких эксплуатационных факторов, как температура окружающей среды, скорость движения ленты, нагрузка на ролик, которые влияют на величину всего сопротивления движению. С целью более точного учета влияния различных сил сопротивления движению ленты конвейера выполняются обширные теоретические и экспериментальные исследования. Для установления влияния от каждого фактора, оказывающего сопротивление движению ленты

был разработан уточненный тяговый расчет ленточного конвейера [68]. Данный вид расчета характеризуется более точными результатами подсчета, который заключается в определении общей силы сопротивления движению ленты путем суммирования сил сопротивления на единичной роликоопоре с последующим интегрированием данной силы по всей длине конвейерной установки. Расчет величины тягового усилия требует особого внимания в связи с тем, что на основании полученных результатов обосновывается величина затрат на комплектацию основных элементов конвейера (лента, роликоопоры, механическое и электрическое оборудование) [69].

Экспериментальные исследования сил сопротивления движению ленты установили, что на ленту действуют следующие силы: сила сопротивления движения от деформирования ленты и сила сопротивления движению от изменения формы груза во время транспортирования. Лента конвейера является грузонесущим и тяговым органом. Имея определенную жесткость как в продольном, так и в поперечном направлениях, при движении она деформируется между роликоопорами. Деформация ленты вызывает ее провисание между опорами, а также развал в боковом направлении, достигающий максимума примерно в середине пролета. Лента является несовершенным упругим телом – это обусловлено тем, что процесс деформации сопровождается затратами энергии, которая равноценна действию определенной силы – силы сопротивления движению от деформирования ленты. Груз транспортируемый насыпью на ленте вследствие своих характеристик повторяет конфигурацию ленты, т.е. также деформируется. В свою очередь деформация груза влечет за собой потери энергии, которые приводят к образованию эквивалентной силы – силы сопротивления движению от деформирования груза.

Данные силы обусловлены всеми факторами, от которых зависит изменение состояния ленты: усилие натяжения ленты и распределенной нагрузки на нее, длина между роликоопорами, величина скорости

перемещения ленты, форма желобчатости с углом наклона для боковых роликов, величина жесткости ленты в продольном и поперечном направлениях, которые зависят от скорости движения ленты.

Также помимо процессов, связанных с потерей энергии в ленте и грузе при их совместном движении, возникают еще две силы сопротивления: от вращения конвейерных роликов и от величины воздействия роликов в нижнюю обкладку ленты.

В сумме вышеперечисленные сопротивления образуют полную силу сопротивления движению ленты на роликоопоре. На основании экспериментальных данных можно определить общий коэффициент сопротивления движению ω' и отдельные его составляющие: коэффициенты деформирования груза $\omega'_{\text{деф.г}}$, и ленты $\omega'_{\text{деф.л}}$, коэффициенты сопротивления вращению роликов $\omega'_{\text{вр}}$ и вдавливания роликов в ленту $\omega'_{\text{вд}}$.

При транспортировании различных видов полезных ископаемых, отдельные составляющие общего коэффициента ориентировочно распределяются в следующем соотношении: $\omega'_{\text{деф.г}} = 30 - 40 \%$; $\omega'_{\text{деф.л}} = 10 - 20 \%$; $\omega'_{\text{вр}} = 20 - 25 \%$; $\omega'_{\text{вд}} = 20 - 50 \%$. Приведенные процентные соотношения являются ориентировочными и могут изменяться в зависимости от физико-механических свойств груза, общей длины конвейера, распределенной нагрузки, скорости движения ленты, угла наклона конвейера и т.д. кроме перечисленных факторов на коэффициент сопротивления ω' оказывают влияние условия эксплуатации конвейера, качество установки и температура, при которой эксплуатируется ленточный конвейер [12, 13].

Общая сила сопротивления движению ленты на роликоопоре включает в себя четыре составляющих: сила сопротивления вращению роликов $W_{\text{вр}}$, сила сопротивления вдавливанию роликов в ленту $W_{\text{вд}}$, сила сопротивления изменения формы груза $W_{\text{деф.г}}$ и сила сопротивления деформированию ленты $W_{\text{деф.л}}$, которая определяется с помощью формулы (1.21) [43]:

$$W_p = W_{вр} + W_{вд} + W_{деф.г} + W_{деф.л}, \quad (1.21)$$

Как уже отмечалось выше одним из основных видов сопротивлений движению ленты по роlikоопоре является сопротивление вращению конвейерных роликов. Начиная с 70-х годов прошлого столетия начали разрабатывать расчеты, учитывающие влияние различных эксплуатационных факторов на величину сопротивления вращения роликов ленточных конвейеров. К факторам, влияющим на сопротивление вращению роликов относят скорость вращения; нагрузку, оказываемую на ролик; конструкцию уплотнения подшипникового узла; вибрацию в подшипнике; тип смазки и температуру окружающей среды. В ранних методиках определения сопротивления вращению, с различной степенью точности учитывали только влияние от скорости вращения, нагрузки на ролик и типа уплотнения. Применение методик, которые не учитывали воздействие всех факторов, приводило к раннему выходу из строя роликов и повышению эксплуатационных затрат. Основываясь на опыте эксплуатации ленточных конвейеров в условиях низких температур был сделан вывод, что моменты сопротивления вращению роликов за счет увеличения вязкости смазки становятся равными или большими моментам трения конвейерной ленты на внешних оболочках роликов. В результате этого ролики конвейерного става прекращают вращаться, что приводит к повреждению, а в случае позднего обнаружения поломки к разрушению узлов конвейера и простоям оборудования.

Одним из известных исследований в области определения сопротивления вращению конвейерных роликов является работа [86]. Согласно исследованию, были получены зависимости сопротивления вращению роликов от вида уплотнения; качества и количества смазки; скорости вращения ролика; радиальной нагрузки на ролик; температуры воздуха. Установлено, что после повышения температуры подшипникового узла ролика потребляемая мощность и сопротивление движению

уменьшаются. Для учета влияния температуры окружающей среды предложен усредненный температурный коэффициент, величина которого зависит от типа смазки и скорости вращения.

$$\alpha(\theta) = W_{\text{вр}}(0)/W_{\text{вр}}(+30^{\circ}\text{C}), \quad (1.22)$$

где $W_{\text{вр}}(0)$ – сила сопротивления вращению ролика при температуре 0°C

В последующем коэффициент используется в формуле 1.23 для расчета сопротивления вращению ролика, который эксплуатируются при температуре 0°C и выше

$$W_{\text{вр}} = (a + bv)\alpha(\theta) + C_0F + C_pP, \quad (1.23)$$

где P – радиальная нагрузка; C_p – коэффициент радиальной нагрузки; F – осевая нагрузка; C_0 – коэффициент осевой нагрузки; a, b – конструктивные константы, которые зависят от типа подшипника качения.

На основании формулы 1.23 было определено сопротивление, оказываемое конвейерным роликом диаметром 159 мм и наполненным смазочным материалом на 60% и имеет следующий вид:

$$W_{\text{вр}} = (2 + 0,4v)\alpha(\theta) + 1,5F + 16P,$$

В работе [67] разработан расчет сопротивления вращению роликов, в котором описывается зависимость сопротивления вращения роликов на ветви транспортирующей груз от внешней температуры, величины нагрузки, конструкции, частоты вращения и количества роликов.

Расчет сопротивления вращению роликов на грузонесущей ветви сводится к решению формулы:

$$W_{\text{вр}} = n_p(C_1 + C_2v) + C_3(q_{\Gamma} + q_{\text{л}})l'_{\text{р}}, \text{ кгс} \quad (1.24)$$

и на нижней ветви:

$$W_{\text{вр}} = n_p(C_1 + C_2v) + C_3q_{\text{л}}l''_{\text{р}}, \text{ кгс} \quad (1.25)$$

где n_p – число роликов в роликоопоре; C_1 – коэффициент, учитывающий изменение статического сопротивления вращению ролика; C_2 , C_3 – коэффициенты, учитывающие влияние скорости и нагрузки;

v – величина скорости движения ленты, м/сек; q_r – распределенный вес груза, дан/м; q_l – распределенный вес конвейерной ленты, дан; l'_p – длина между роlikоопорами.

Формулы (1.24) и (1.25) применяется для определения сопротивления вращению роликов только при неизменной температуре 20 °С.

В случае, изменения внешней температуры применяется формула:

$$W_{вр}^r(\theta) = (C_1 + C_2 v + \Delta F_p(\theta))n' + (C_3 + C_4)(q_r + q_l)l'_p, \text{ кгс} \quad (1.26)$$

после преобразования имеет вид:

$$W_{вр}^r = (C_1 + C_2 v) \cdot \alpha(\theta) + C_0 F + C_p P, \text{ кгс} \quad (1.27)$$

где P, F – радиальная и осевая нагрузки, дан; C_0, C_4 – коэффициенты, учитывающие изменение осевой нагрузки; $\Delta F_p(\theta)$ – коэффициент, учитывающий изменение температуры; C_p – коэффициент, учитывающий влияние от радиальной нагрузки; $\alpha(\theta) = F_p(\theta)/F_p(+30^\circ\text{C})$ – усредненный температурный коэффициент.

где $\Delta F_p(\theta) = K_0 e^{K_1 \theta + K_2}$; $\alpha(\theta) = e^{(\beta - a \Delta)}$; Δ – разница между температурами смазочного материала и окружающей среды; e – основание натуральных логарифмов; a, β – коэффициенты, вычисленные опытным путем.

Вышеизложенный метод расчета дает возможность вычислить сопротивление вращению роликов в зависимости от достаточного количества факторов оказывающих влияние. Тем не менее, данная методика расчета сопротивления вращению роликов имеет ряд недостатков. Не полно учитывается воздействие частоты вращения роликов. Кроме того, не учтено влияние от типа смазочного материала на коэффициент сопротивления вращению роликов. Также в расчете используется среднетемпературный коэффициент $\alpha(\theta)$, представляющий отношение сопротивления вращению ролика при опытной внешней температуры эксплуатации к начальной температуре равной 30 °С.

Также определение сопротивления вращению ролика является сложной задачей, из-за того, что определение коэффициентов для различных типов смазок не представляется возможным. Кроме того, коэффициенты должны учитывать влияние температуры эксплуатации и скорости или частоты вращения ролика.

В работе [53] используется методика определения силы сопротивления вращению ролика, основанная на обобщении экспериментальных данных с применением формулы (1.27) из вышеизложенной работы и выражена в следующем виде:

$$W_{\text{вр}} = (a + bv + C_p P) \cdot \psi(\theta), \quad (1.28)$$

где a, b – конструктивные константы для подшипников качения; $\psi(\theta)$ – температурный усредненный коэффициент, который определяется из Рисунка 1.4.

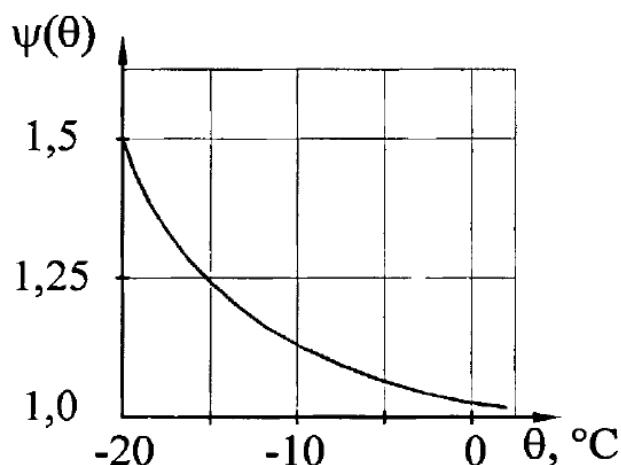


Рисунок 1.4 - Зависимость коэффициента $\psi(\theta)$ от температуры

Работа [63] посвящена исследованию влияния высокой запылённости, а также других эксплуатационных фактор влияющие на пластичную смазку подшипникового узла. Описана разработка комбинированного уплотняющего устройства для конвейерных роликов. Рассмотрен вопрос о применения долгодействующих смазок, которые повышают эффективность использования ленточных конвейеров. Приведен результат исследования методики для расчета подшипников, в которой учитывается температура

окружающей среды. Также в исследовании учитывается влияние, оказываемое смазочным материалом на величину коэффициента сопротивления вращению роликов. Влияние от различных видов смазки выражается посредством коэффициентов (констант).

С учетом того, что на сопротивление оказывают влияние температура эксплуатации и вид смазочного материала, автор получил формулу для определения сопротивления вращению роликов:

$$F_{\text{вр}} = ae^{-bt_H} + c, \text{ дан} \quad (1.29)$$

где ae^{-bt_H} – выражение учитывает воздействие температуры на сопротивление; a , b – коэффициенты, характеризующие влияние внешней температуры и свойства пластичной смазки; t_H – внешняя температура, °С; c – коэффициент, отвечающий за изменение сопротивления вращению роликов от радиальной, осевой нагрузок и скорости вращения ролика при искомой температуре 20 °С.

Для определения сопротивления по формуле (1.29) требуется представить коэффициенты a , b и параметр c через физические величины, оказывающие влияние на величину сопротивления вращению роликов, т.е. через частоту вращения, нагрузку на конвейерный ролик и температуру эксплуатации в зависимости от применяемого вида смазочного материала. Упомянутая методика определения сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров, состоит из исследования определенного числа пластичных смазок в диапазоне температур эксплуатации от минус 30 до 20 °С. Данный метод расчета анализирует воздействие от диаметра ролика D_p , величины радиальной нагрузки G , а также числа оборотов n на сопротивление вращению роликов.

В ходе изучения метода определения сопротивления вращению роликов предложенная А.А. Титовым были установлены следующие недостатки:

- для определения выражения ae^{-bt_n} требуется знать коэффициенты, которые являются неизменными;
- методика трудно применима, при определении сопротивления вращению конвейерного ролика;
- постоянные были вычислены для небольшого числа пластичных смазок, разработанных в рамках исследования, отсутствующие в настоящее время по причине отсутствия производства данных смазок.

Исходя из перечисленных недостатков использование методики для определения сопротивления вращению конвейерных роликов для современных конструкций роликов можно считать неприменимым.

В работе [50] рассматривается влияние положительной температуры на работоспособность подшипников качения. Описаны исследования зависимостей изменения температуры подшипника в зависимости от влияния величина нагрузки, скорости вращения вала, величины смазочного материала и их комплексного воздействия. В результате эксперимент показал, что наибольшее действие на изменение температуры оказывают величины смазочного материала в подшипнике и частота вращения вала. Стоит отметить, что в качестве смазочного материала использовалось жидкое масло. По окончании исследований авторы рекомендуют методику эксперимента и статистического анализа к использованию при исследованиях подшипников различных типов.

Исходя из вышеизложенного разработка методики по определению сопротивления вращению ролика и подбора пластичной смазки, позволяющая более точно описывать влияние от эксплуатационных свойств смазок и упростить их подбор под конкретные эксплуатационные условия, тем самым способствуя снизить энергозатраты на транспортирование и запуск конвейеров после их длительной остановки становится актуальной задачей.

1.6. Выводы по главе и постановка задач исследования

1. 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.

2. Вопросами исследования сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий в зависимости от режимов 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. 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.

3. Проведенный анализ современных источников информации посвященной вопросам тягового расчета ленточных конвейеров, особенностям определения сил сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий показали, 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.

4. 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.

2. РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ КОНВЕЙЕРНОГО РОЛИКА

2.1. Анализ влияния и параметризация факторов, определяющих сопротивление вращению ролика

Исходя из опыта эксплуатации ленточных конвейеров горных предприятий к основным факторам, определяющим работу подшипника качения конвейерного ролика, можно отнести такие технические параметры, как геометрические размеры подшипника, нагрузка на подшипник, частота вращения, свойства смазочных материалов, а также характеристики внешних условий, влияющих на подшипниковый узел.

На сопротивление вращению подшипников оказывает влияние момент трения, который зависит от его конструктивных особенностей, нагрузки, условий смазывания рабочих элементов подшипника, количества оборотов [45]. Момент трения при соответствующей нагрузке $P \approx 0,1C$, при установленных условиях работы и смазке, имеющей хорошую смазочную способность с достаточной точностью можно вычислить по формуле:

$$M = \mu \frac{Pd}{2}, \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.1)$$

где μ – коэффициент трения, который зависит от типа подшипника приведено в Таблице 2.1; P – эквивалентная нагрузка на подшипник, Н; d – диаметр внутреннего кольца подшипника, мм.

Таблица 2.1 - Коэффициент трения μ в зависимости от типа подшипника качения

Тип подшипника	Коэффициент трения, μ
1	2
Шариковый радиальный: однорядный	0,0015
двухрядный сферический	0,001
Шариковый радиально-упорный однорядный	0,002
Роликовый радиальный: однорядный с цилиндрическими роликами	0,0011
игольчатый бессепараторный	0,0025
двухрядный сферический	0,0018
Роликовый радиально-упорный конический	0,0018

1	2
Шариковый упорный	0,0013
Роликовый упорный с цилиндрическими роликами сферический	0,004 0,0018

В приведенной выше формуле не учитывается трение в уплотняющем устройстве. При более точных расчетах момент трения рассчитывают по формуле

$$M = M_0 + M_1, \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.2)$$

где M_0 – момент трения, который зависит от вида используемого подшипника; M_1 – момент трения, который зависит от величины приложенной нагрузки на подшипник качения.

Момент M_0 равный большим величинам при повышенном числе оборотов вращения и малой нагрузки, образовывается вследствие гидродинамических потерь в смазочном материале. Данный момент зависит от условий смазки и ее величины вязкости

при $vn \geq 2000$

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (vn)^{2/3} D_0^3 \quad (2.3)$$

при $vn < 2000$

$$M_0 = 160 \cdot 10^{-7} f_0 D_0^3 \quad (2.4)$$

где D_0 – усредненный диаметр подшипника ($D_0 \approx (d + D)/2$); f_0 – коэффициент, учитывающий влияние типа подшипника и условий смазки (Таблица 2.2); n – количество оборотов вращения подшипника, об/мин; v – кинематическая вязкость смазки (при пластичной смазке – вязкость базового масла), $\text{мм}^2/\text{с}$.

Таблица 2.2 - Значение коэффициента трения f_0

Тип подшипника	Значение f_0 для пластичной смазки
1	2
Шариковый радиальный однорядный и двухрядный сферический	1,5 – 2
Шариковый радиально-упорный: однорядный двухрядный	2 4
Роликовый радиальный: с цилиндрическими роликами игольчатый однорядный двухрядный двухрядный сферический	2 – 3 6 – 12 12 – 20 4 – 6
Роликовый радиально-упорный конический	3 – 4
Шариковый упорный	1,5 – 2
Роликовый упорный с цилиндрическими роликами сферический	2 3 – 4

Момент M_1 приобретает большие значения при низких частотах вращения тяжело нагруженных подшипников. В случаях запуска оборудования после остановки пусковой момент трения обычно принимают удвоенному моменту M_1 .

Момент M_1 , учитывающий влияние от размеров деформации и проскальзывания в месте взаимодействия тел качения

$$M_1 = f_1 g_1 P D_0 \quad (2.5)$$

где f_1 – коэффициент, учитывающий влияние от типа подшипника и величины его нагружения; g_1 – коэффициент, учитывающий влияние от соотношения радиальной и осевой нагрузок, воспринимаемых подшипником; P – нагрузка, действующая на подшипник. Данные коэффициенты приведены в Таблице 2.3.

Таблица 2.3 - Значение коэффициента f_1 и g_1P

Тип подшипника	f_1	g_1P
1	2	3
Шариковый радиальный: однорядный двухрядный сферический	$0,0009 \left(\frac{P}{C_0}\right)^{0.55}$ $0,0003 \left(\frac{P}{C_0}\right)^{0.4}$	$(2 - 3)F_a - 0,1F_r^2$ $1,4YF_a - 0,1F_r$
Шариковый радиально- упорный: однорядный двухрядный	$0,0013 \left(\frac{P}{C_0}\right)^{0.33}$ $0,001 \left(\frac{P}{C_0}\right)^{0.33}$	$F_a - 0,1F_r$ $1,4F_a - 0,1F_r$
Роликовый радиальный: с цилиндрическими роликами или игольчатые двухрядный сферический	$0,00025 - 0,0003$ $0,0004 - 0,0005$	F_r (если $F_a = 0$) $1,2YF_a$
Роликовый радиально- упорный конический	$0,0004 - 0,0005$	$2YF_a$
Шариковый упорный	$0,0012 \left(\frac{P}{C_0}\right)^{0.33}$	F_a
Роликовый упорный с цилиндрическими роликами сферический	$0,0018$ $0,0005-0,0006$	F_a $F_a (F_{rmax} \leq 0,55F_a)$

где C_0 – статическая грузоподъемность подшипника, Н; F_r – радиальная нагрузка, Н; F_a – осевая нагрузка, Н; Y – коэффициент осевой нагрузки при $F_a/F_r > e$.

Наибольшие нагрузки, возникающие во время эксплуатации конвейерных роликов, характерны для подшипниковых узлов роликов расположенных в местах загрузочных секций, также на величину нагрузки влияет кусковатость и плотность транспортируемого груза, величина ударных нагрузок, масса вращающихся частей роlikоопор. Параметр, учитывающий нагрузку на конвейерный ролик можно определить из расчета сопротивления движению ленточного конвейера, а именно из формулы по расчету нагрузки на ролик от линейного веса транспортируемого материала [35]. Расчет нагрузки на ролик включает большое количество переменных и зависит от многих величин в связи с чем рассмотрен более подробно.

Величина нагрузки на ролик включает в себя давления от линейного веса груза $q_{гр}$, ленты q_l , вращающихся частей роlikоопор грузовой q'_p и порожняковой ветвей q''_p . Ниже приведены формулы расчета перечисленных выше давлений на ролик

$$q_{гр} = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (2.6)$$

где Q – производительность конвейера, т/ч; v – скорость движения конвейерной ленты, м/с.

Производительность конвейера согласно работам [15, 21, 58, 62, 64] можно определить из условия, что известны плотность транспортируемого груза, скорости движения ленты. Также одним из важных факторов, влияющих на значение производительности является размер ширины конвейерной ленты. В настоящем исследовании ширина ленты принимается равной 800 мм. Данный выбор обусловлен тем, что в экспериментальном стенде по определению сопротивления вращению используется ролик диаметром 127 мм, который применяется при эксплуатации конвейеров с шириной ленты 800 мм. В зависимости от ширины конвейерной ленты и

характера груза рекомендуют применять допустимые значения скорости движения ленты. В Таблице 2.4 приведены рекомендуемые скорости движения конвейерной ленты, ширина которой составляет 800 мм. В экспериментальном исследовании величина скорости вращения ролика принимается в соответствии с данными, приведенными в Таблице 2.4.

Таблица 2.4 - Скорости движения для ленты шириной 800 мм

Характеристика груза	Скорость ленты, м/с
1	2
Пылевидный и порошкообразный, сухой, пылящий	1,0
Хрупкий, кусковой	2,0
Зернистый и порошкообразный, в том числе рыхлая вскрышная порода	3,15

$$q_{\text{л}} = (0,15 - 0,35) \cdot B, \quad (2.7)$$

где B – ширина ленты, мм.

$$q'_p = \frac{G'_p}{l'_p}, \quad (2.8)$$

$$q''_p = \frac{G''_p}{l''_p}, \quad (2.9)$$

где G'_p и G''_p – масса вращающихся частей роlikоопор на грузовой и порожней ветвях, приведены в Таблице 2.5; l'_p и l''_p расстояние между роlikоопорами на грузовой и порожней ветвях, которое принимают $l'_p = 1 - 1,2$ м, $l''_p = 2 - 3,6$ м.

Таблица 2.5 - Масса вращающихся частей роlikоопор грузовой ветви

Ширина ленты, мм	Диаметр конвейерного ролика, мм	Масса G'_p вращающихся частей роlikоопор, кг
1	2	3
800	127	22

Диапазон нагрузки на ролик определяется из минимальных и максимальных значений, возникающих во время транспортирования полезного ископаемого ленточным конвейером с шириной ленты 800 мм. Для проведения экспериментального исследования диапазон нагрузок на

конвейерный ролик был принят в пределах от 80 до 200 Н. Такой выбор обосновывается тем, что экспериментальный стенд имеет конструктивные ограничения по величине прилагаемой нагрузки. Однако, не смотря на данное ограничение, выбранный диапазон способен показать зависимость сопротивления вращению от величины реальной нагрузки на ролик.

Также на работоспособность подшипников качения оказывает влияние смазка. В подшипниковых узлах роlikоопор ленточных конвейеров в качестве смазочных материалов применяются различные виды пластичных смазок. Пластичная смазка в свой состав включает два составляющих – дисперсионную среду (базовое масло) и дисперсную фазу (структурный каркас или загуститель), в связи с этим эксплуатационные свойства пластичных смазок характеризуются свойствами сырьевых компонентов. В качестве дисперсионных сред при изготовлении пластичных смазок применяются нефтяные масла или синтетические жидкости. Важные эксплуатационные характеристики смазок определяются типом загустителя, однако многие их свойства зависят от дисперсионной среды. Реологические характеристики смазок и свойства используемого базового масла характеризуют способность смазок эксплуатироваться при определенном интервале температур, силовых и скоростных нагрузках, способность противодействовать развитию окисления, оказывать защитные свойства и противостоять агрессивным средам и др. Стоит отметить, что на эксплуатационные свойства в существенной степени оказывают влияние другие параметры дисперсионной среды. В частности, на работу пластичной смазки в условиях пониженных температур влияют вязкостные характеристики дисперсионной среды, от которых зависит величина вязкости при отрицательной температуре. Теоретические исследования смазок заключаются в моделировании процессов, происходящих в узлах трения, разделенных слоем смазочного материала. Наиболее известным исследованием в данной области является гидродинамическая теория смазки.

Гидродинамическая теория смазки изначально была разработана применительно к подшипникам скольжения, но спустя некоторое время после внесения изменений в теорию, ее стали использовать для определения ресурса работы подшипников качения при определенном состоянии (величина нагрузки, величина оборот вращения, определенный тип смазки) [45]. На Рисунке 2.1 показана эпюра распределенных нагрузок, исходя из которой можно сделать вывод о том, что во время вращения шипа во втулке смазочный материал проникает в сужающийся зазор, тем самым способствуя образованию несущей масляной пленки. Минимальный зазор h_0 расположен в стороне относительно действия линии нагрузки Q . Согласно гидродинамической теории смазки предполагается, что в этом зазоре вязкость и плотность смазки не изменяются, а шип и втулка не имеют упругих деформаций, поскольку в данном случае давления вследствие большой несущих поверхностей относительно невелики. Несущая способность подшипника скольжения определяется по формуле (2.10)

$$Q = \frac{4,9\eta vl}{1000 \sum \rho h_0}, \quad (2.10)$$

где η – динамическая вязкость смазки при рабочем давлении, $\text{мПа} \cdot \text{с}^2$; v – скорость скольжения шипа относительно втулки, м/с ; l – ширина подшипника, мм ; $\sum \rho$ – сумма кривизн соприкасающихся поверхностей, мм^{-1} ; h_0 – минимальная толщина смазочной пленки, мкм .

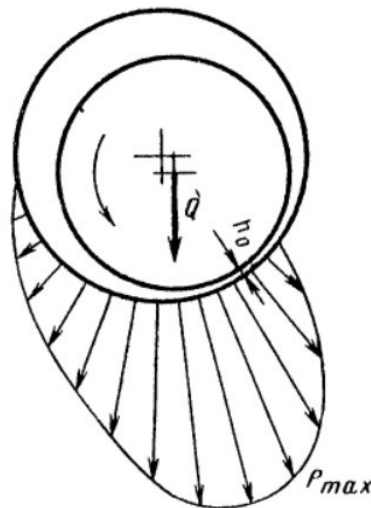


Рисунок 2.1 - Распределение давлений в гидродинамическом подшипнике

Формула (2.10) применима только для относительно малонагруженных поверхностей, поэтому в подшипниках качения она может быть использована лишь в некоторых случаях, например, при расчете трения скольжения сепаратора по направляющим поверхностям наружного или внутреннего колец.

Упругогидродинамическая теория смазки применяется при обозначении условий для формирования смазочного слоя в контакте элементов подшипника.

На Рисунке 2.2 изображено формирование смазочного слоя в процессе взаимодействия между телом качения и дорожкой перекачивания внутреннего кольца, происходящий в подшипнике качения при высоких оборотах вращения.

Процесс образования смазочного слоя происходит вследствие воздействия нагрузки Q тело качения и дорожка качения подвергаются деформированию на определенную величину. Между элементами подшипника формируется зазор, в который затягивается смазочный материал. В связи с тем, что при повышении давления величина вязкости смазки увеличивается, тем самым создавая условия, которые необходимы для формирования несущего смазочного слоя, толщина которого одинакова практически по всей длине деформированной поверхности. Эпюра распределения давлений в пленке масла, приведенная на Рисунке 2.1, для сравнения сопоставлена с эпюрой эллиптического распределения давлений по Герцу. Согласно эпюре на стороне входа давление увеличивается до величины P_0 , которая имеет максимальное значение и совпадает с расчетом по Герцу. После чего давление равномерно снижается, но в последующем на стороне выхода имеется скачок, величина которого возрастает с увеличением окружной скорости (т.е. в условиях, где доминируют гидродинамические эффекты) [36, 37].

Минимальная толщина смазочной пленки в контакте трения тела качения с внутренним кольцом определяется по формуле (2.11):

$$h_0 = \frac{0,1k^{0,6}(\eta v)^{0,7}}{(\sum \rho)^{0,43} \left(\frac{Q}{l_W}\right)^{0,13}} \left(\frac{E}{1-\varepsilon^2}\right), \quad (2.11)$$

где k – параметр, учитывающий зависимость давления от вязкости (обычно $k = 0,01 \div 0,02$), $\text{мм}^2/\text{Н}$; η – динамическая вязкость смазки при рабочем давлении, $\text{МПа} \cdot \text{с}^2$; v – окружная скорость на поверхности качения ролика, м/с ; $\sum \rho$ – сумма кривизн соприкасающихся поверхностей, мм^{-1} ; Q – нагрузка на ролик, Н ; l_W – эффективная длина ролика, мм ; E – модуль упругости, МПа ; ε – коэффициент Пуассона.

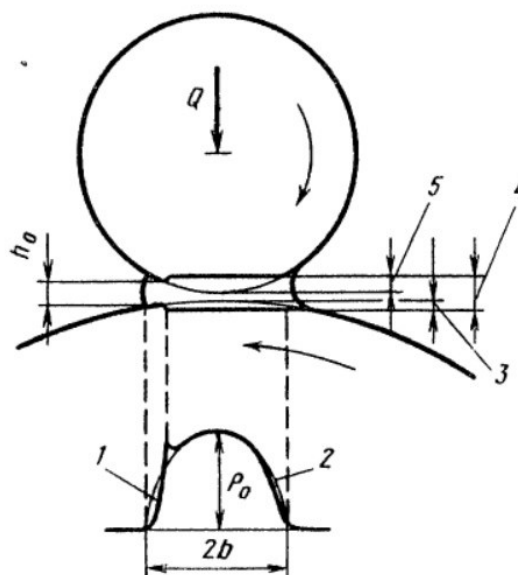


Рисунок 2.2 - Распределение давлений при линейном контакте в упругодинамических условиях

1 – распределение давлений по Герцу; 2 – распределение давлений в упругодинамических условиях; 3 – деформация дорожки качения; 4 – масляная пленка; 5 – деформация ролика

Для стальных тел ($E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\varepsilon = 0,3$) формула для расчета минимальной толщины масляной пленки (мкм) примет вид

$$h_0 = \frac{0,145k^{0,6}(\eta v)^{0,7}}{(\sum \rho)^{0,43} \left(\frac{Q}{l_W}\right)^{0,13}} \left(\frac{E}{1-\varepsilon^2}\right), \quad (2.12)$$

Как видно из уравнения (2.12), изменения вязкости смазки и частоты вращения оказывают влияние на толщину смазочного слоя намного больше, чем изменение нагрузки.

В формулах (2.11) и (2.12) величина смазочного слоя приводится в случае линейного контакта. Во время точечного контакта необходимо учитывать вытекание смазочного материала из зазора.

При расчете долговечности подшипников, смазываемых маслом, имеющим кинематическую вязкость при рабочей температуре $\nu \geq 12 \text{ мм}^2/\text{с}$, при $nD_0 \geq 10000$ рекомендуется в соответствии с эластодинамической теорией смазки учитывать условия, которые требуются для формирования смазочного слоя при контакте тел качения с внутренним кольцом подшипника.

Коэффициент Λ , характеризующий эти условия, определяют из уравнения

$$\Lambda = K_{\Lambda} D_0 (\Psi n)^{0,73} p_0^{-0,09}, \quad (2.13)$$

где K_{Λ} – коэффициент, зависящий от типа подшипника (Таблица 2.6); D_0 – средний диаметр подшипника, мм; Ψ – коэффициент, который зависит от вязкости смазочного материала ν ; P_0 – эквивалентная статическая нагрузка на подшипник, Н (величина $P_0^{-0,09}$ определяется из Таблицы 2.7); n – частота вращения подшипника.

Таблица 2.6 - Значение коэффициент трения K_{Λ}

Тип подшипника	K_{Λ}
1	2
Шариковый радиальный: однорядный	2250
двухрядный сферический	2250
Шариковый радиально-упорный	2400
Роликовый радиальный: с короткими цилиндрическими роликами	2300
двухрядный сферический	2650
Роликовый радиально-упорный конический	2250
Шариковый упорный	1900
Роликовый упорный	2700

При $\Lambda = 0,8 - 3,5$ условия смазки большинства типов подшипников вполне удовлетворительны. Однако для подшипников с относительно высокими потерями на трение скольжения (например, для сферических роликовых) желательно иметь $\Lambda > 1,5$. При $\Lambda < 0,8$ смазка подшипника недостаточно эффективна, и в этом случае следует применять масло с более высокой вязкостью. При $\Lambda > 4$ в подшипнике создаются условия для формирования эластогидродинамического смазочного слоя, т.е. имеет место полное разделение поверхностей качения в подшипнике масляной пленкой. В этом случае предполагается, что долговечность подшипника будет по меньшей мере вдвое больше долговечности, определенной с помощью обычных формул [37].

Таблица 2.7 - Значения $P_0^{-0,09}$

P_0	$P_0^{-0,09}$	P_0	$P_0^{-0,09}$	P_0	$P_0^{-0,09}$	P_0	$P_0^{-0,09}$
1	2	3	4	5	6	7	8
10	0,81	150	0,64	2000	0,50	20000	0,41
15	0,78	200	0,62	3000	0,49	30000	0,40
20	0,76	300	0,60	4000	0,47	40000	0,39
30	0,74	400	0,58	5000	0,46	50000	0,38
40	0,72	500	0,57	6000	0,46	70000	0,37
50	0,70	600	0,56	8000	0,45	100000	0,35
60	0,69	800	0,55	10000	0,44	160000	0,34
80	0,67	1000	0,54	15000	0,42	220000	0,33
100	0,66	1500	0,52				

Высокие контактные давления и высокая частота вращения приводят к тому, что смазочный материал начинает проявлять релаксационные свойства, т.е. при данной скорости сдвига напряжение устанавливается не мгновенно, а зависит от времени по экспоненциальному закону [32, 39]. Также эффект проявления релаксационных свойств имеет название эффективной вязкости $\mu_{эф}$. Эффективной вязкостью называют такую вязкость смазки, которая соответствует истинной вязкости такой ньютоновской жидкости, во время работы которой при определенном напряжении сдвига имеет ту же

среднюю скорость деформации (средний градиент скорости). От скорости перемещения слоев смазочного материала относительно друг друга вязкость смазки при одной и той же температуре может иметь различное значение. С увеличением скорости перемещения вязкость уменьшается, так как частицы загустителя ориентируются по ходу движения и оказывают меньшее сопротивление во время вращения. Увеличение концентрации и степени дисперсности загустителя приводят к увеличению вязкости смазки. Вязкость смазки зависит от вязкости дисперсной среды и технологии приготовления смазки. Показатель вязкости имеет большое практическое значение, он определяет возможность проникновения смазок и заправки в узлы трения. Предельная прочность (предельное напряжение сдвига) показывает, минимальное усилие, которое требуется для воздействия на смазку, чтобы при соответствующей температуре изменилась ее форма и стало возможным переместить один слой смазки относительно другого. Для расчета эффективной вязкости используют следующую формулу:

$$\mu_{\text{эф}} = \frac{\tau}{D}, \text{Па} \cdot \text{с} \quad (2.14)$$

где τ – напряжение сдвига; D – градиент скорости сдвига.

Одним из внешних факторов, оказывающих влияние на работоспособность подшипниковых узлов роликов, является температура окружающей среды. Под воздействием высоких температур смазка теряет пластичность, а также уплотнительную способность, что приводит к потере эксплуатационных свойств и снижению низкотемпературных показателей. В случае эксплуатации конвейеров при отрицательных температурах происходит повышение вязкости пластичных смазок, ухудшающая их прокачиваемость и текучесть. В результате чего снижается смазывающее свойство смазки, повышается сопротивление вращению конвейерных роликов, приводящие к повышению энергоемкости транспортирования ленточными конвейерами [5]. В экспериментальном исследовании диапазон для параметра температуры внешней среды t принят исходя из справочных

данных о температурах эксплуатации ленточных конвейеров и составляет от минус 40 до 30 °С.

2.2. Разработка математической модели сопротивления вращению конвейерного ролика на основе теории подобия и размерностей

На стадии проектировании сложных инженерных агрегатов и устройств используют метод моделирования, который учитывает все процессы, влияющих на объект исследования. Математические модели объектов эксперимента часто представляют собой регрессионные уравнения связи между исследуемыми параметрами. Эксперимент здесь является звеном, устанавливающим связь между физической моделью и математической. В простых случаях возможно смоделировать и учесть все важные процессы характеризующие испытательный прототип. В наиболее сложных случаях моделирование объекта исследования разделяется на моделирование отдельных частей агрегата и зачастую со многими ограничениями. В связи с этим для более результативного исследования при моделировании вводят принципы физического подобия пользуясь безразмерными величинами [4, 51].

Теория подобия определяет условия подобия объектов экспериментальных исследований и правила пересчета результатов эксперимента на подобные объекты, в том числе и с модели на реальный объект и с моделируемых условий работы на условия реальной работы. Подобные объекты описываются одними и теми же уравнениями физики, в которые входят наряду с измеряемыми в процессе эксперимента величинами, индивидуальные характеристики объектов: размеры, характеристики материала, режимы работы и т.п. В ходе эксперимента эти характеристики не изменяются и зависимость результатов эксперимента от них мы получить не можем. Ее необходимо предположить в момент постановки задач

эксперимента. Для этого выполняется выбор определяющих параметров, производится анализ размерностей задачи, определяются базисные параметры, составляются безразмерные комплексы из всех параметров.

С целью выбора определяющих параметров, в предыдущем параграфе рассмотрено влияние различных конструктивных и эксплуатационных факторов, как на подшипник качения, так и на подшипниковый узел конвейерных роликов. В рамках данного исследования наибольший интерес представляет изучение влияния параметров, которые характеризуют условия работы на горных предприятиях [57].

В ходе проведенного анализа факторов, оказывающих влияние на работоспособность подшипниковых узлов роликов ленточных конвейеров, в качестве определяющих параметров были выбраны:

- внешний диаметр подшипника качения D ;
- нагрузка на подшипниковый узел (с учетом веса конвейерного ролика) F_r ;
- частота вращения ролика f ;
- ускорение свободного падения g ;
- эффективная вязкость $\mu_{эф}$;
- температура внешней среды t .

Общее число выбранных определяющих параметров обозначено буквой n . В ходе теоретического исследования, также были определены независимые размерности r , которыми можно охарактеризовать исследуемую систему. В данное число вошли следующие размерности: масса M , время t , длина L и температура T . В Таблице 2.8 перечислены определяющие параметры, а также размерности величин, которые выражаются через перечисленные выше независимые размерности. Влияние температуры, при которой эксплуатируется ролик, будем учитывать отдельно.

Таблица 2.8 - Определяющие параметры исследуемой системы

Название переменной	Обозначение	Формула размерности	Единица измерения
1	2	3	4
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	$L \cdot t^{-2}$	$\frac{м}{с^2}$

После определения параметров и размерностей следует этап выбора базисных параметров. Обычно, в качестве базисных параметров выбирают параметры с наиболее простыми размерностями, а также величины, которые являются постоянными в ходе экспериментального исследования. В экспериментальном исследовании в качестве базисных параметров были выбраны ускорение свободного падения $g, \frac{м}{с^2}$; эффективная вязкость $\mu_{эф}, \frac{кг}{м \cdot с}$; внешний диаметр подшипника качения, расположенного внутри ролика $D, м$. Перечисленные параметры принимаются базисными параметрами ввиду того, что их размерности не могут быть выражены друг через друга. На основании выбора базисных параметров составляются безразмерные комплексы π_i .

Количество безразмерных комплексов определяется из разности общего числа принятых параметров и независимых безразмерных комплексов $n - r$. Составление комплексов обычно выполняется методом нулевых размерностей. Данный метод предполагает построение безразмерных комплексов для всех определяющих параметров, кроме базисных параметров, в виде выражений 2.15 и 2.16. В эксперименте такими определяющими параметрами принимаются радиальная нагрузка на подшипник качения конвейерного ролика F_r , частота вращения ролика f :

$$\pi_1 = F_r \cdot D^\alpha \cdot \mu_{\text{эф}}^\beta \cdot g^\gamma \quad (2.15)$$

$$\pi_2 = f \cdot D^\alpha \cdot \mu_{\text{эф}}^\beta \cdot g^\gamma \quad (2.16)$$

В приведенных выше выражениях показатели степени базисных параметров должны выбираться из условия, чтобы величина π_i стала безразмерной, для этого все параметры должны быть записаны в виде формул размерностей. Данные о размерностях приведены в Таблице 2.8. Согласно метода нулевых размерностей, записываем безразмерные комплексы через независимые размерности:

$$\pi_1 = M \cdot L \cdot t^{-2} \cdot [L^\alpha \cdot (M \cdot L^{-1} \cdot t^{-1})^\beta \cdot (L \cdot t^{-2})^\gamma] \quad (2.17)$$

$$\pi_2 = t^{-1} \cdot [L^\alpha \cdot (M \cdot L^{-1} \cdot t^{-1})^\beta \cdot (L \cdot t^{-2})^\gamma] \quad (2.18)$$

Приравниваем нулю суммарные размерности M, L, t в обоих уравнениях и определяем показатели степени $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1, \alpha_2, \beta_2, \gamma_2$:

для π_1 система уравнений представлена в виде

$$\begin{cases} 1 + \beta_1 = 0, \\ 1 + \alpha_1 - \beta_1 + \gamma_1 = 0, \\ -2 - \beta_1 - 2\gamma_1 = 0. \end{cases}$$

для π_2 система уравнений представлена в виде

$$\begin{cases} \beta_2 = 0, \\ \alpha_2 - \beta_2 + \gamma_2 = 0, \\ -1 - \beta_2 - 2\gamma_2 = 0. \end{cases}$$

Из полученных систем уравнений определяется значение степени:

для комплекса π_1

$$\begin{aligned} \beta_1 &= -1, \\ \alpha_1 &= -\frac{3}{2}, \\ \gamma_1 &= -\frac{1}{2}, \end{aligned}$$

для комплекса π_2 .

$$\begin{aligned}\beta_2 &= 0, \\ \alpha_2 &= \frac{1}{2}, \\ \gamma_2 &= -\frac{1}{2}.\end{aligned}$$

Таким образом, безразмерные комплексы после подстановки соответствующих значений степени имеют вид:

$$\pi_1 = F_r \cdot D^{-3/2} \cdot \mu_{\text{эф}}^{-1} \cdot g^{-1/2} \quad (2.19)$$

$$\pi_2 = f \cdot D^{1/2} \cdot g^{-1/2} \quad (2.20)$$

Цель эксперимента сводится к вычислению определяемого параметра, которым является сопротивление вращению конвейерного ролика, с помощью уравнения зависимости. В свою очередь определяемый фактор – коэффициент сопротивления $w_{\text{вр}}$ уже является безразмерной величиной. Таким образом

$$w_{\text{вр}} = f(\pi_1, \pi_2, t) \quad (2.21)$$

Зависимость выходного параметра $w_{\text{вр}}$ от входных параметров записывают в виде полинома, умноженного на температурный коэффициент:

$$\begin{aligned}w_{\text{вр}} &= f(\pi_1, \pi_2) \cdot k(t) = (A_0 + A_1\pi_1 + A_2\pi_2 + \dots) \cdot k(t) = \\ &= (A_0 + A_1 F_r \cdot D^{-3/2} \cdot \mu_{\text{эф}}^{-1} \cdot g^{-1/2} + A_2 f \cdot D^{1/2} \cdot g^{-1/2} + \dots) \cdot k(t),\end{aligned} \quad (2.22)$$

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

2.3. Выводы по главе

1. Произведен анализ влияния факторов, которые относят к определяющим силу сопротивления вращению конвейерных роликов. Ввиду сложности процессов происходящих в подшипниковом узле и разнообразия факторов влияющих на величину силы сопротивления вращения ролика, в качестве основных были определены такие параметры, как, внешний диаметр подшипника качения, который характеризует влияние от геометрических размеров ролика, величина нагрузки на ролик, частота вращения ролика,

эксплуатационные свойства смазочных материалов, которые характеризуют работу подшипникового узла ролика в зависимости от внешних условий эксплуатации, температура эксплуатации.

2. Установление связи между физической и математической моделями заключается в описании объектов, исследованных в ходе эксперимента, с помощью регрессионного уравнения, которое учитывает взаимодействия между исследуемыми параметрами. При математическом моделировании процесса сопротивления вращению конвейерного ролика были применены принципы физического подобия с использованием безразмерных величин. После проведения всех необходимых преобразований зависимость выходного параметра $w_{вр}$ от входных записана в виде полинома, умноженного на температурный коэффициент:

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

3. Применение теории подобия и размерностей обусловлено тем, что после принятия параметров в безразмерном виде упрощается задача обработки экспериментальных данных, а также появляется возможность распространить результаты эксперимента на подобные объекты.

3. ПЛАНИРОВАНИЕ И МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ РОЛИКОВ

3.1. План полного факторного эксперимента по определению сопротивления вращению конвейерного ролика

Экспериментальные исследования проводят в ограниченных диапазонах, а полученные результаты переносят на все подобные условия эксплуатации, а иногда и на другие аналогичные объекты. Планируемые экспериментальные исследования являются более результативными в сравнении с экспериментами, которые выполняются случайным (несистематическим) образом без учета комбинаций исходных параметров, влияющих на результат испытаний, и тем самым сокращается объем экспериментальных исследований.

Для этой цели применяют теорию размерностей физических величин, т.е. известные формулы связи между единицами измерения различных физических величин. Данные величины должны включать в себя наиболее значимые параметры изучаемой системы, которые в свою очередь определяются с помощью метода полного факторного эксперимента. Такой подход применяется в случае недостатка или отсутствия информации для подтверждения построения модели процессов, происходящих в объекте исследования, а также когда нет численного анализа уровня воздействия исследуемых факторов на выходные параметры системы. В целом цель эксперимента заключается в изыскании определенных характеристик и последующее объяснение влияния данных характеристик на изучение объекта исследования.

Метод полного факторного эксперимента заключается в определении значимых параметров из совокупности факторов, влияющих на работу системы. Во время планирования эксперимента определяются переменные,

входящие в модель, которые называются факторами, а нахождение зависимости искомой величины откликами. При проведении эксперимента факторы характеризуют внешние воздействия на объект исследования и его собственные параметры, также факторы классифицируют на управляемые и неуправляемые. В случае, когда в модели учитывается один фактор, то планирование эксперимента происходит без особых трудностей.

Для наиболее эффективного использования полученных при эксперименте данных и достижения наибольшей точности планы (как полные, так и неполные) должны удовлетворять следующим требованиям:

- симметричность относительно центра эксперимента (точка, где уровни всех факторов равны нулю). Она необходима для достижения одинаковой точности по всей области определения факторов.

- ортогональность матрицы планирования. Без этого нельзя разделить эффекты факторов и их взаимодействия.

- регулярность – равная частоте встречаемости в плане всех уровней факторов и их взаимодействий. Это необходимо для обеспечения равноточности найденных коэффициентов регрессии.

- равномерность – одинаковая кратность повторений опытов во всех точках плана. Это также необходимо для равноточности коэффициентов регрессии.

Наиболее эффективным методом является полный факторный план, который учитывает все уровни каждого фактора со всеми уровнями остальных факторов. Факторный план позволяет производить исследование системы с помощью прогонов каждого сочетания или варьирования уровней определенного фактора. При составлении плана определяются уровни фактора и присваивают знаки, для меньшего значения знак «–», а для большего знак «+». Каждый фактор варьируется на меньшем и большем уровнях, которые располагаются на равном расстоянии от основного (нулевого) уровня или центра плана. После этого составляется полный

факторный план путем перечисления всех уровней для каждого фактора, которые принято обозначать простыми целочисленными значениями с нулем в центре плана (Рисунок 3.1).

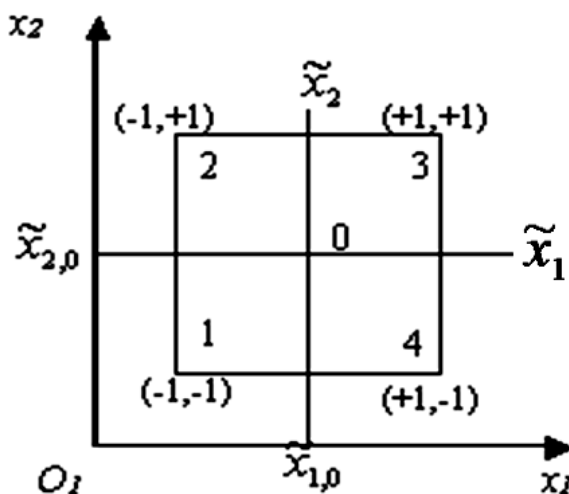


Рисунок 3.1 - Полный факторный план, включающий два фактора

Исследуемые в эксперименте величины находятся в сложной взаимосвязи, и вывести функциональные зависимости между ними аналитическим путем не представляется возможным. Однако, пользуясь экспериментальными данными можно подобрать уравнение, которое будет приблизительно описывать зависимость между выходным параметром y и факторами x в заданной области значений этих величин. Это уравнение называется уравнением регрессии. Процедура его нахождения называется регрессионным анализом.

Уравнение регрессии не имеет физического смысла – это просто функциональная кривая, которая хорошо ложится на экспериментальные точки. В связи с тем, что полученное уравнение регрессии подлежит проверке на адекватность, значимость отдельных коэффициентов методами математической статистики, а соответствующие статистические критерии хорошо работают только с полиномами, то уравнение регрессии ищут в полиномиальной форме.

Экспериментальное исследование сопротивления вращению конвейерных роликов должно учитывать влияние от различных факторов и их совокупности, а также определять функциональную зависимость между исследуемыми величинами. С учетом данных требований был выбран метод полного факторного эксперимента, который учитывает все возможные варианты взаимодействия исследуемых факторов. Для построения полного факторного плана эксперимента были определены базовые факторы: F_r – нагрузка на конвейерный ролик; f – частота вращения ролика и отдельно учтенный фактор t – температура подшипникового узла ролика. Тем самым эксперимент по определению сопротивления вращению ролика включает в себя два фактора, которые варьируются на трех уровнях и сочетаются со всеми уровнями каждого фактора (то есть перебираются все возможные варианты сочетаний факторов). Количество уровней включает в себя максимальное и минимальное значение величины каждого фактора, а также задается основной (нулевой) уровень или центр плана. Для определения количества измерений полного факторного плана используется формула (3.1).

$$N = K^z \quad (3.1)$$

где K – количество уровней каждого фактора; z – число факторов.

При планировании эксперимента важным этапом является выбор шага варьирования по каждой переменной. Шаг выбирается таким образом, чтобы изменение выходного параметра y можно было выделить при наличии источников неоднородностей и небольшом числе параллельных опытов. Диапазоны варьирования перечисленных показателей (факторов) представлены в Таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Интервал изменения величины для каждого показателя

Показатель	Диапазон изменения	Единица измерения
1	2	3
F_r	130 – 250	Н
f	2,5 – 7,5 (150 – 450)	$c^{-1}(\text{мин}^{-1})$
t	от -40 до +30	$^{\circ}\text{C}$

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

– центр плана:

$$\pi_1^0 = \frac{\pi_1^{max} + \pi_1^{min}}{2}, \quad (3.2)$$

$$\pi_2^0 = \frac{\pi_2^{max} + \pi_2^{min}}{2}, \quad (3.3)$$

– интервал варьирования:

$$\Delta\pi_1 = \frac{\pi_1^{max} - \pi_1^{min}}{2 \cdot |X_1^{max}|}, \quad (3.4)$$

$$\Delta\pi_2 = \frac{\pi_2^{max} - \pi_2^{min}}{2 \cdot |X_2^{max}|}, \quad (3.5)$$

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

– значения факторов в натуральных единицах измерения:

$$\pi_1^{-1} = \pi_1^0 - \Delta\pi_1, \quad (3.6)$$

$$\pi_1^1 = \pi_1^0 + \Delta\pi_1, \quad (3.7)$$

$$\pi_2^{-1} = \pi_2^0 - \Delta\pi_2, \quad (3.8)$$

$$\pi_2^1 = \pi_2^0 + \Delta\pi_2, \quad (3.9)$$

– факторы в кодированной форме:

$$X_1^{-1} = \frac{\pi_1^{-1} - \pi_1^0}{\Delta\pi_1} = -1, \quad (3.10)$$

$$X_1^0 = \frac{\pi_1^0 - \pi_1^0}{\Delta\pi_1} = 0, \quad (3.11)$$

$$X_1^1 = \frac{\pi_1^1 - \pi_1^0}{\Delta\pi_1} = 1, \quad (3.12)$$

$$X_2^{-1} = \frac{\pi_2^{-1} - \pi_2^0}{\Delta\pi_2} = -1, \quad (3.13)$$

$$X_2^0 = \frac{\pi_2^0 - \pi_2^0}{\Delta\pi_2} = 0, \quad (3.14)$$

$$X_2^1 = \frac{\pi_2^1 - \pi_2^0}{\Delta\pi_2} = 1. \quad (3.15)$$

С целью корректного построения плана требуется при определенных значениях к примеру первого фактора, рассмотреть все возможные значения

другого фактора, а после этого переходить к следующему значению первого фактора. Количество опытов с различными условиями (число вариантов сочетания уровней факторов) определяется по формуле 3.1. Таблица 3.2 представляет собой матрицу планирования, в которой значения каждого фактора представлены в безразмерном кодированном виде. Это сделано для удобства составления плана и дальнейшей обработки данных. Приведенная матрица планирования не учитывает кратности повторений опытов, т.е. количество повторений опыта при одном и том же сочетании условий.

Таблица 3.2 - Матрица планирования

Номер измерения	x_1	x_2	y
1	2	3	4
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	

План должен быть построен с учетом вида уравнения регрессии и количества рассматриваемых факторов, определяемое размерностью факторного пространства. Для определения уравнения регрессии необходимо вычислить систему уравнений относительно коэффициентов a . В результате каждого эксперимента определяются значения x и y (значение факторов x мы задаем, значение величины y мы измеряем). Сколько определенных значений x и y , столько уравнений можно составить, а сколько уравнений, столько и коэффициентов a можно найти из них. Вследствие того, что произведенные эксперименты с разными значениями условий, определяют соответствующее количество коэффициентов a уравнение регрессии принимает вид:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{12}x_1x_2. \quad (3.16)$$

3.2. Методика обработки результатов экспериментальных исследований

При проведении экспериментальных исследований применяют методы статистического анализа, которые позволяют исключить появления серьезных ошибок, возникающих во время проведения наблюдений. Все грубые ошибки необходимо исключать из рассмотрения на начальном этапе обработки наблюдений с помощью τ – распределения. Одним из показателей ошибочности элемента в выборке может служить его значительное отклонение от остальных наблюдений. Пусть имеется ряд наблюдений $y_1, y_2, \dots, y_n$. Найдем среднее значение выборки (3.17) и дисперсию (3.18):

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}, \quad (3.17)$$

$$\varphi^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1}, \quad (3.18)$$

Если y_K – сомнительный элемент из ряда наблюдений, тогда подсчитывается величина τ .

$$\tau = \frac{|y_K - \bar{y}|}{\varphi}, \quad (3.19)$$

В Таблице 3.3 приведены значения $\tau_{\text{табл.}}$ для различных объемов выборки и различных уровней значимости. Согласно τ – критерию значения y_K является ошибочным, если $\tau_{\text{расч.}} > \tau_{\text{табл.}}$ и исключается из дальнейшего рассмотрения.

Таблица 3.3 - Распределения величины $\tau_{\text{табл.}}$

$\alpha \backslash n$	9
1	2
0,10	2,097
0,05	2,237
0,025	2,349
0,01	2,464
где n – объем выборки; α – уровень значимости, %	

После анализа наблюдений на наличие грубых ошибок проводится проверка результатов эксперимента на воспроизводимость, которая подразумевает под собой не что иное, как проверку однородности выборочных дисперсий φ^2 , то есть $\varphi^2[y_1] = \varphi^2[y_2] = \dots = \varphi^2[y_N]$. Оценки дисперсий находятся по формуле 3.18.

Пусть все оценки дисперсий получены по выборкам одинакового объема n , тогда для проверки гипотезы об однородности оценок используется G – критерий Кохнера. Из всего ряда выборочных дисперсий $\varphi^2[y_1] = \varphi^2[y_2] = \dots = \varphi^2[y_N]$ выбирается $\max\{\varphi^2[y_u]\}$. Расчетное значение критерия Кохнера вычисляется:

$$G_{\text{расч.}} = \frac{\max\{\varphi_u^2\}}{\sum_{u=1}^N \varphi_u^2}, \quad (3.20)$$

Если $G_{\text{расч.}}$ окажется меньше $G_{\text{табл.}}$ для степеней свободы в числителе $(n - 1)$, знаменателе N и для выбранного уровня значимости (обычно берут 5%), тогда можно считать, что воспроизводимость эксперимента относительно управляемых переменных доказана. И весь ряд выборочных дисперсий можно считать оценкой дисперсии $\varphi^2[y]$, характеризующей ошибку опыта с $N(n - 1)$ – степенью свободы.

$$\varphi^2[y] = \varphi_{\text{ср.}}^2[y] = \frac{\sum_{u=1}^N \varphi_u^2}{N} \quad (3.21)$$

Если $G_{\text{расч.}} > G_{\text{табл.}}$, тогда следует признать невоспроизводимость эксперимента вследствие влияния неконтролируемых, неуправляемых переменных. Эти переменные создают большой уровень «шума», при этом следует увеличить число параллельных опытов.

Проверка воспроизводимости процесса осуществлялась в ходе проведения эксперимента по изучению влияния на сопротивление вращению конвейерного ролика в зависимости от нагрузки на конвейерный ролик $x_1 (F_r)$; частоты вращения вала ролика $x_2 (f)$. Эксперимент производился по плану, приведенному в Таблице 3.2. Число повторных

опытов $n = 3$. Эксперимент был разделен на три серии опытов, в каждой серии полностью был реализован план.

Поскольку изменение выходной величины носит случайный характер, приходится результаты эксперимента в каждой точке усреднять, используя для этого формулу (3.22):

$$\bar{y}_u = \frac{\sum_{i=1}^n y_u^{(n)}}{n}. \quad (3.22)$$

Также проверяется воспроизводимость результатов наблюдений. Подсчитываются значения выборочных дисперсий по формуле (3.18).

По данным, приведенным в Таблице 3.2 определяются коэффициенты регрессии:

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_{11} x_1^2 + a_{22} x_2^2 + a_{12} x_1 x_2. \quad (3.23)$$

При вычислении уравнения регрессии основной задачей является определение коэффициентов регрессии, которые выражаются через коэффициенты a_{0-n} . Для нахождения коэффициентов a_n используются формулы объединенные в систему уравнений (3.24). Суть расчета заключается в суммировании всех усредненных выходных параметров $\bar{y}_u$, которое производится с учетом знака соответствующего фактора в закодированном виде:

$$\begin{cases} a_0 = A \sum_{u=1}^n \bar{y}_u + B \sum_{i=1}^m \sum_{u=1}^n x_{iu}^2 \bar{y}_u \\ a_i = \frac{1}{\lambda_1} \sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u \\ a_{ii} = C \sum_{u=1}^n x_{iu}^2 \bar{y}_u + D \sum_{j=1}^m \sum_{u=1}^n x_{ju}^2 \bar{y}_u + B \sum_{u=1}^n \bar{y}_u \\ a_{ij} = \frac{1}{\lambda_2} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u \end{cases} \quad (3.24)$$

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

Таким образом, с помощью системы формул из (3.24) можно 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.

Проверка значимости коэффициентов регрессии проводится с помощью t – критерия Стьюдента, для которого используется формула (3.25)

$$t_{\text{расч.}} = \frac{|a_n|}{\varphi[a_n]}, \quad (3.25)$$

Для определения уровня значимости (5%) и числа степеней свободы $N(n - 1)$ находят соответствующее $t_{\text{табл.}}$.

Если $t_{\text{расч.}} \leq t_{\text{табл.}}$, тогда коэффициент a_n следует считать статистически незначимым. Статистическая незначимость может быть обусловлена следующими причинами:

- шаг варьирования был выбран малым;
- данная переменная не имеет функциональной связи с выходным параметром y и ее следует исключить из дальнейшего рассмотрения;
- ошибка эксперимента из-за наличия источников неоднородности большая, необходимо увеличить количество дублирующих опытов.

После отбрасывания незначимых коэффициентов следует приступить к проверке гипотезы об адекватности представления результатов эксперимента, найденным уравнением регрессии.

Проверка гипотезы адекватности состоит в выявлении соотношений между дисперсией, определяющей неадекватность представления функции выхода, $\delta_{\text{ад.}}$ И дисперсией воспроизводимости процесса, характеризующей ошибку эксперимента $\varphi^2[y]$.

Выборочная оценка дисперсии $\delta_{\text{ад.}}$ Находится по формуле:

$$\varphi_{\text{ад.}}^2 = \frac{1}{N-k} \sum_{i=1}^N (\widehat{y}_u - \overline{y}_u)^2. \quad (3.26)$$

где k – число определяемых коэффициентов регрессии; $\widehat{y}_u$ – значение параметра выхода в u – ой точке, найденного из уравнения регрессии; $\overline{y}_u$ – среднее значение параметра выхода в u – ой точке $x_1^{(u)}, x_2^{(u)}, \dots, x_n^{(u)}$, полученное в результате проведения эксперимента.

Проверку гипотезы об адекватности необходимо осуществлять с помощью F – критерия Фишера. Подсчитывается значение $F_{\text{расч.}}$ и сравнивается с табличным значением $F_{\text{табл.}}$, найденного для соответствующих степеней свободы в числителе $(N - k)$ и знаменателе $N (n - 1)$ при заданном уровне значимости 5% или 10%. $F_{\text{расч.}}$ определяется по формуле (3.27):

$$F_{\text{расч.}} = \frac{\varphi_{\text{ад.}}^2}{\varphi^2[y]}. \quad (3.27)$$

Если $F_{\text{расч.}} < F_{\text{табл.}}$, тогда уравнение регрессии адекватно описывает исследуемый объект. В противном случае и при $F_{\text{расч.}} \geq F_{\text{табл.}}$ описание признается неадекватным объекту.

Следует помнить, что проверка адекватности возможна при $N - k > 0$, т.е. число экспериментальных точек должно превосходить не менее чем на единицу число оцениваемых коэффициентов регрессии.

В случае неадекватности модели необходимо переходить к более сложной форме уравнения связи, либо если это возможно провести эксперимент с меньшим шагом варьирования.

Однако, с уменьшением шага варьирования появляется целый ряд трудностей:

- необходимо увеличить число параллельных экспериментов для выделения влияния исследуемого фактора среди множества неуправляемых факторов типа «шума»;
- уменьшаются значения коэффициентов a_n , a_n , величины которых зависят от шага варьирования. Коэффициенты могут стать статистически незначимыми.

3.3. Выводы по главе

1. Анализ различных методик планирования экспериментов показал, что методы планирования являются универсальными и могут быть

применены во многих 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.

2. На основании данного метода был построен план эксперимента, позволяющий учитывать влияние на определяемый параметр, которым является сопротивление вращению конвейерного ролика, от таких факторов, как F_r – нагрузка на конвейерный ролик; f – частота вращения ролика, а также все возможные варианты взаимодействия исследуемых факторов. Был принят вид уравнения регрессии, на основе которого возможно вычислить изменения сопротивления вращения ролика в зависимости от величины перечисленных показателей. 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.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ КОНВЕЙЕРНЫХ РОЛИКОВ

4.1. Стенд, оборудование и методика определения 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.

Широкое распространение получили испытательные стенды основанные на определении силы сопротивления вращению роликов, так называемым весовым способом. С целью проведения первичных экспериментов был изготовлен стенд, в основе которого заложен весовой метод. Конструкция такого стенда включала в себя раму, на которой закреплен электродвигатель посредством клиноременной передачи, приводящий в движение вал ролика. Регулирование частоты вращения вала ролика не осуществлялось. Конструкция исследуемого разборного ролика, дает возможность осуществлять монтаж-демонтаж подшипников качения одного размера, с использованием различных видов пластичных смазок. На обечайке ролика предусмотрена установка коромысла способного уравнивать момент сопротивления вращению. Для моделирования влияния от отрицательных температур ролик замораживался в промышленном холодильнике, с последующей установкой его на раму стенда. Учет температуры подшипникового узла ролика осуществлялся с помощью термопары, установленной в торцевых крышках. Данный способ определения сопротивления вращению ролика заключается в уравнивании момента сопротивления вращению ролика моментом, который образуется с помощью веса закрепленного на сбалансированном коромысле (Рисунок 4.1) [39].

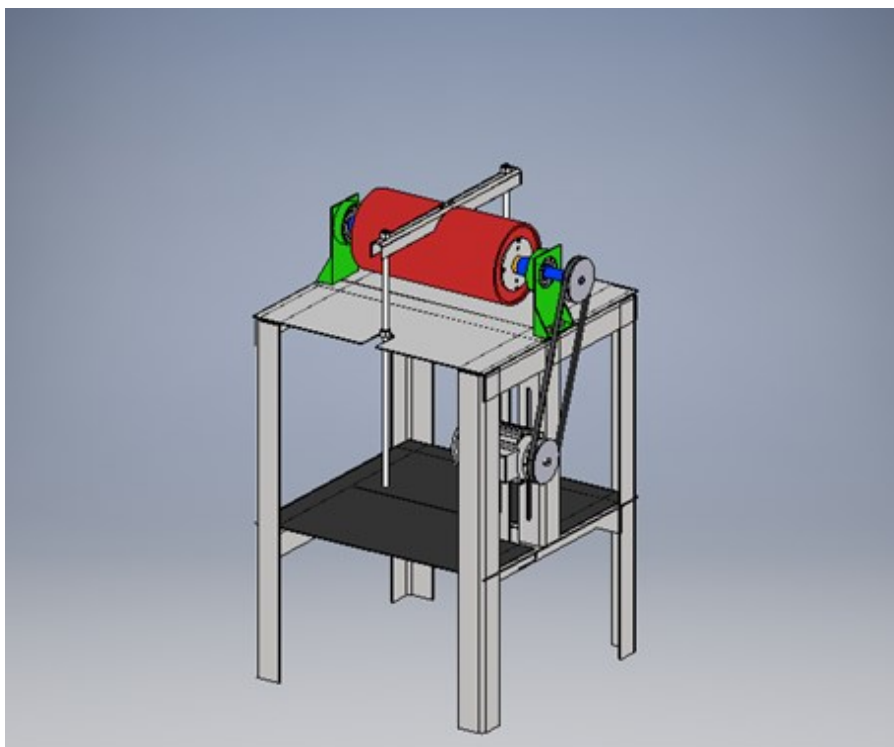


Рисунок 4.1. - Испытательный стенд по определению силы сопротивления вращению роликов, с помощью весового метода

В ходе проведенных экспериментов с помощью весового метода были выявлены следующие недостатки:

- длительность процесса установки экспериментального ролика на раму стенда, после заморозки его в промышленном холодильнике;
- быстрый нагрев конвейерного ролика;
- отсутствие возможности регулирования нагрузки и частоты вращения вала ролика;
- сложность регулирования веса для уравнивания момента сопротивления вращению ролика моментом, создаваемым от разновесов;
- искажение экспериментальных данных из-за вибрации, создаваемой электродвигателем.

На ряду с весовым методом определения сопротивления вращению ролика существует тензометрический способ [63]. Тензометрический способ позволяет измерять величину сопротивления вращению роликов с помощью тензометрических датчиков, которые закрепляются на консольную балку

равного сопротивления и соединены в мостовую схему. Два из них работают на растяжение и два на сжатие и включены в противоположные плечи моста. Для балансировки моста применяют потенциометр, включенный в смежные плечи моста. Перед испытаниями проводят тарировку прибора с консольной балкой. Как и в описанном выше весовом методе, измерение осуществляется после уравнивания рычага, который находясь в горизонтальном положении, к предварительно закрепленному на корпусе ролика упору подводится конец консольной балки. При вращении оси ролика консольная балка изгибается силой сопротивления вращению ролика, которая воздействует на внешний радиус его оболочки. Для фиксирования изменения силы сопротивления вращению ролика к стенду через дополнительное сопротивление подключается осциллограф, который производит графическую запись изменения силы сопротивления в зависимости от продолжительности испытаний (Рисунок 4.2).

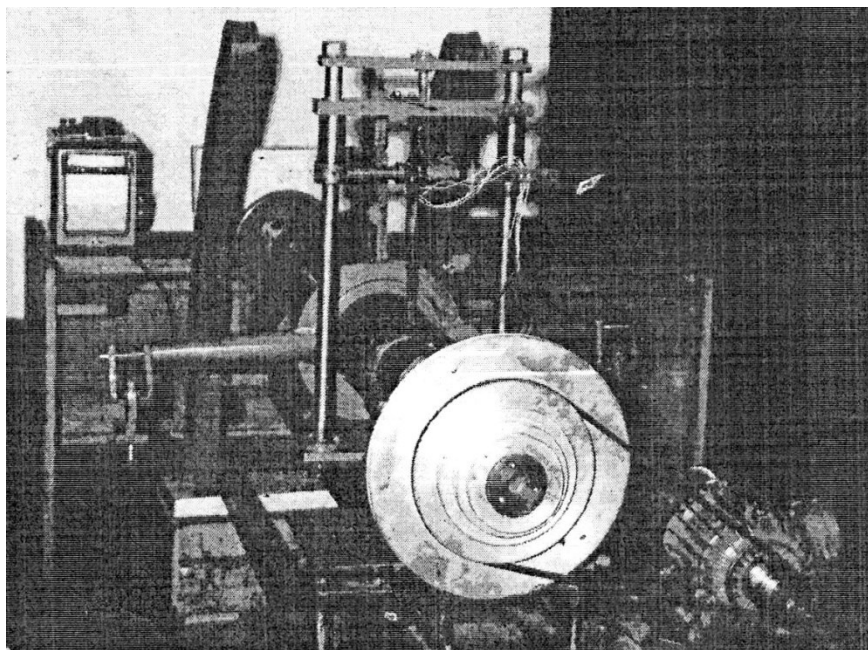


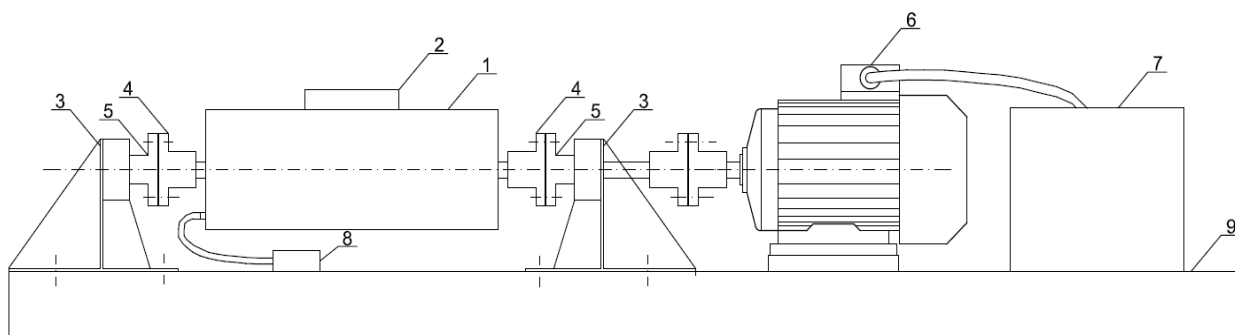
Рисунок 4.2. Испытательный стенд по определению силы сопротивления вращению роликов, с помощью тензометрических датчиков

Исходя из анализа вышеизложенных способов и конструкций стендов, предназначенных для определения сопротивления вращению роликов, был

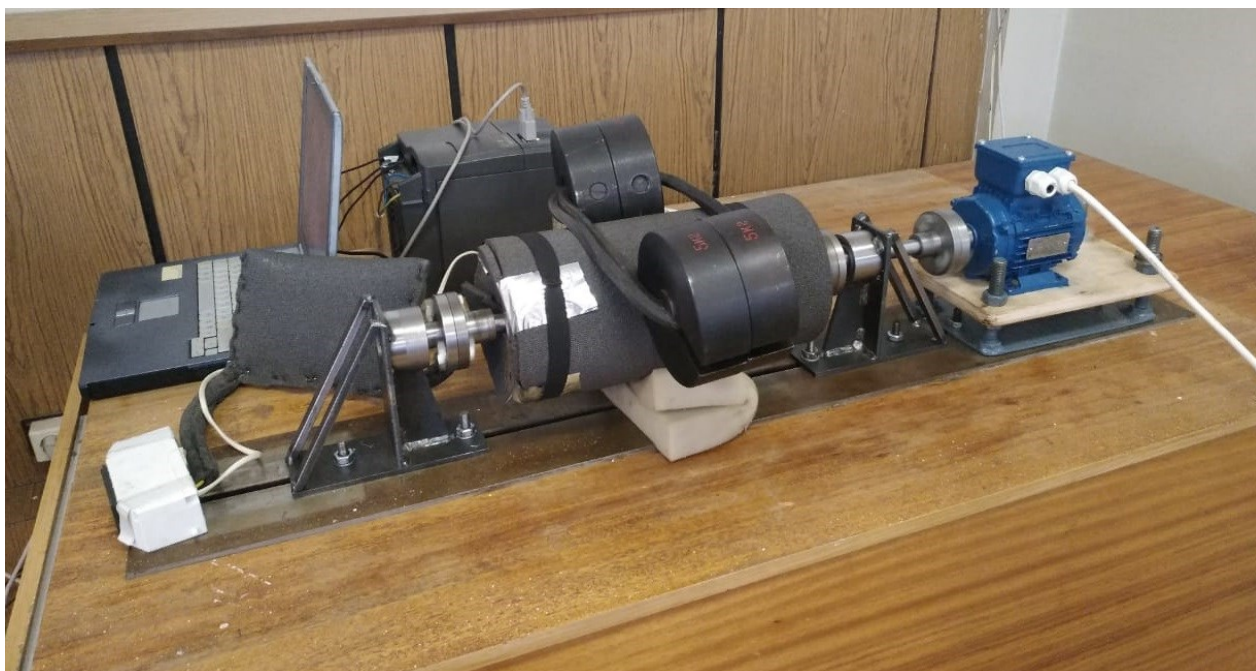
сделан вывод, о необходимости разработки нового метода экспериментального исследования сопротивления вращению конвейерных роликов. Новая метод должен наиболее полно учитывать зависимости от режимов работы с использованием существующих современных технологий, материалов и оборудования с целью уточнения полученных ранее эмпирических зависимостей.

Для экспериментального исследования подшипниковых узлов конвейерных роликов в лабораторных условиях был разработан новый испытательный стенд для определения коэффициента сопротивления вращению конвейерных роликов (Рисунок 4.3). Проектирование стенда выполнялось с использованием программы 3D-САПР Autodesk Inventor. Изготовление стенда осуществлялось на заводе АО «Ивантеевский Элеватормелешмаш».

Испытательный стенд (Рисунок 4.3а) 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 4.1.



а)



б)

Рис. 4.3 Новый испытательный стенд

Таблица 4.1 - Характеристики испытательного стенда

№№ п/п	Характеристика	Величина
1	2	3
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, с^{-1}	1310

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 4.2.

Таблица 4.2. - Характеристики подшипника качения 6304

№№ п/п	Характеристика	Величина
1	2	3
1.	Габаритные размеры подшипника $dxDxb$, мм.	20x52x15

1	2	3
2.	Диаметр шариков, мм.	9,53
3.	Количество шариков, шт.	7
4.	Грузовая нагрузка в динамике, Н	15900
5.	Грузовая нагрузка в статике, 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, возможно 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 относится к типу обслуживаемых, что дает возможность осуществлять монтаж-демонтаж подшипников качения, заполненных различными видами пластичных смазок. 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 величина нагрузки варьируется при одинаковых и постоянных оборотах, а также при условии, когда требуется регулирование частоты вращения в широком диапазоне при номинальных моментах.

Использование частотного регулятора позволяет в режиме реального времени фиксировать изменения величины момента вращения на валу двигателя [36].

Контроль температуры подшипникового узла осуществляется предварительно откалиброванной термопарой, которая фиксируется в торце ролика и подключена к цифровому термометру. Совместно с частотным преобразователем электронный термометр позволяет фиксировать изменения температуры пластичной смазки в подшипниковом узле ролика в режиме реального времени.

Сопоставление графиков изменения температуры и момента на валу электродвигателя с одновременным измерением момента, возникающего за счет изменения сил сопротивления вращению ролика, позволяет определять величину температурного коэффициента экспериментальным путем, при использовании разных типов 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 моделирования постепенного повышения температуры ролика, которое характерно во время запуска конвейера, работающего в условиях отрицательных температур, использовались современные теплоизоляционные материалы. Теплоизоляция ролика и подводящих проводов термопары осуществлялась с помощью теплоизоляционного материала – вспененного полиэтилена.

Экспериментальное исследование проводилось с возможностью регулирования частоты вращения и варьирования величины нагрузки на ролик, а также с учетом влияния на подшипниковый узел конвейерного ролика температуры.

4.2. Результаты экспериментального исследования сопротивления вращению конвейерных роликов

4.2.1. Анализ зависимости сопротивления вращению роликов от температуры

В эксперименте использовался конвейерный ролик диаметром 127 мм. укомплектованный подшипниками качения 6304. Подшипники качения, применяемые в экспериментальном исследовании, заполнялись таким пластичными смазками, как литиевые смазка «Литол-24», кальциевая смазка «ЦИАТИМ-221», характеристики которых определены требованиями ГОСТ и представлены в Таблицах 4.3 и 4.4. 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 отечественных смазок данного типа считается «ЦИАТИМ-221», которая обладает хорошими низкотемпературными свойствами.

Перед каждым испытание 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 в 500 мин^{-1} под нагрузкой 200 Н в течении 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 .

Таблица 4.3 - Характеристики смазки «Литол-24», изготовленной в соответствии с ГОСТ 21150-87 [91]

Наименование показателя	Значение
1	2
Температура каплепадения, $^\circ\text{C}$, не ниже	185
Пенетрация при 25°C с перемешиванием, мм^{-1}	220 – 250
Вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$ (П): при минус 20°C и среднем градиенте скорости деформации 10 с^{-1} , не более при 0°C и среднем градиенте скорости деформации 10 с^{-1} , не более при 50°C и среднем градиенте скорости деформации 100 с^{-1} , не менее	650 (6500) 280 (2800) 8 (80)
Смазывающие свойства на ЧШМ при $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$, не менее: нагрузка сваривания P_C , Н (кгс) критическая нагрузка P_K , Н (кгс) индекс задира (ИЗ)	1410(141) 630(63) 28
Коллоидная стабильность, %, выделенного масла, не более	12
Предел прочности, Па ($\text{гс}/\text{см}^2$): при 20°C при 80°C , не менее	500-1000 (5,0-10,0) 200(2,0)

1	2
Механическая стабильность: исходный предел прочности на разрыв при 20 °С, Па (гс/см ²)	От 500 до 1500 (от 5 до 15)
индекс разрушения, %	От 0 до 50
индекс восстановления, %	±30
предел прочности после разрушения или восстановления в течение 3 сут, Па (гс/см ²)	От 200 до 2000 (от 2 до 20)

Таблица 4.4 - Характеристики смазки «ЦИАТИМ-221», изготовленной в соответствии с ГОСТ 9433-80 [90]

Наименование показателя	Значение
1	2
Температура каплепадения, °С, не ниже	200
Пенетрация при 25 °С с перемешиванием, мм ⁻¹	280 – 360
Эффективная вязкость при минус 50 °С и среднем градиенте скорости деформации 10 с ⁻¹ , не более, Па · с :	800
Предел прочности при 50 °С, Па (гс/см ²):	120
Коллоидная стабильность, %, выделенного масла, не более	7

Ниже приведены усредненные значения и графики зависимости коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика от температуры в диапазоне от минус 40 до 30 °С, полученные в ходе экспериментального исследования, при использовании пластичной смазки «Литол-24» в качестве смазочного материала подшипников качения:

Таблица 4.5 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 130$ Н и частоте вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Литол-24»

Тем- пера- тура , °С	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$w_{вр} (450)$	0,0097	0,0067	0,0053	0,0048	0,0063	0,0051	0,0045	0,0033	0,0030	0,0028	0,0026	0,0024	0,0022	0,0021	0,0020

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$W_{вр} (300)$	0,0106	0,0073	0,0055	0,0063	0,0082	0,0072	0,0069	0,0066	0,0056	0,0048	0,0038	0,0027	0,0025	0,0022	0,0022
$W_{вр} (150)$	0,0143	0,0098	0,0089	0,0068	0,0077	0,0072	0,0060	0,0055	0,0045	0,0042	0,0039	0,0033	0,0028	0,0024	0,0023

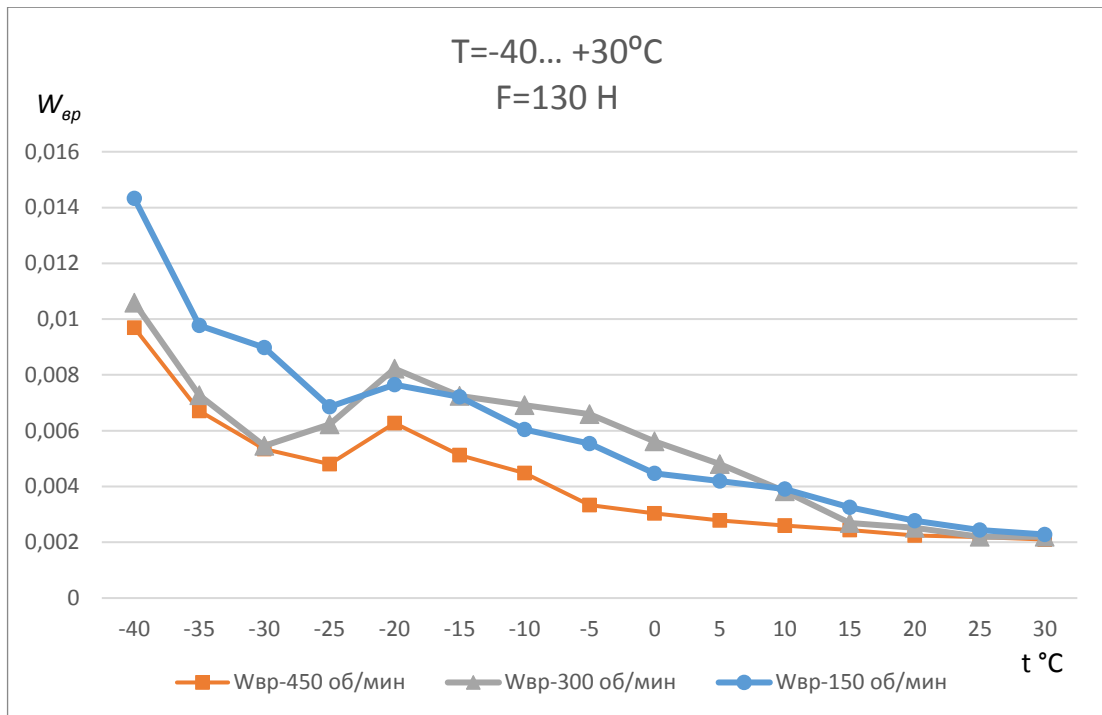


Рисунок 4.4 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 130 \text{ Н}$ и частотах вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин.}$ для смазки «Литол-24»

Таблица 4.6 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 190 \text{ Н}$ и частоте вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин.}$ для смазки «Литол-24»

Тем пера тура , °C	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$W_{вр} (450)$	0,0084	0,0064	0,0042	0,0055	0,0061	0,0052	0,0043	0,0039	0,0031	0,0028	0,0021	0,0019	0,0016	0,0013	0,0011
$W_{вр} (300)$	0,0098	0,0067	0,0046	0,0060	0,0064	0,0058	0,0045	0,0042	0,0033	0,0031	0,0026	0,0021	0,0018	0,0018	0,0014
$W_{вр} (150)$	0,0107	0,0071	0,0050	0,0062	0,0065	0,0061	0,0051	0,0047	0,0041	0,0038	0,0033	0,0028	0,0022	0,0021	0,0018

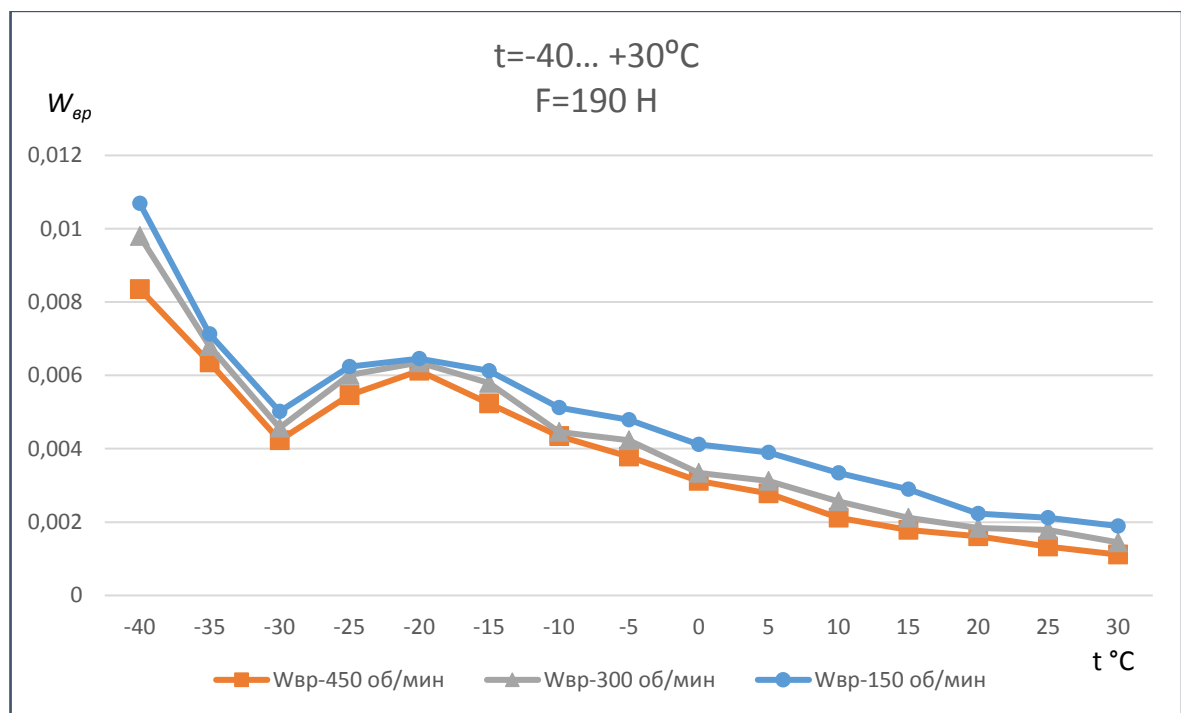


Рисунок 4.5 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 190$ Н и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Литол-24».

Таблица 4.7 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 250$ Н и частоте вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Литол-24»

Тем пера тура , °C	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$W_{вр} (450)$	0,0073	0,0034	0,0031	0,004	0,0048	0,0047	0,0044	0,0042	0,0036	0,0035	0,003	0,0026	0,0024	0,0020	0,0019
$W_{вр} (300)$	0,0075	0,0047	0,0038	0,0039	0,0044	0,0047	0,0033	0,0031	0,0027	0,0025	0,0019	0,0014	0,0010	0,0008	0,0007
$W_{вр} (150)$	0,0077	0,0064	0,0057	0,0068	0,0050	0,0039	0,0035	0,0031	0,0030	0,0027	0,0024	0,0024	0,0018	0,0016	0,0016

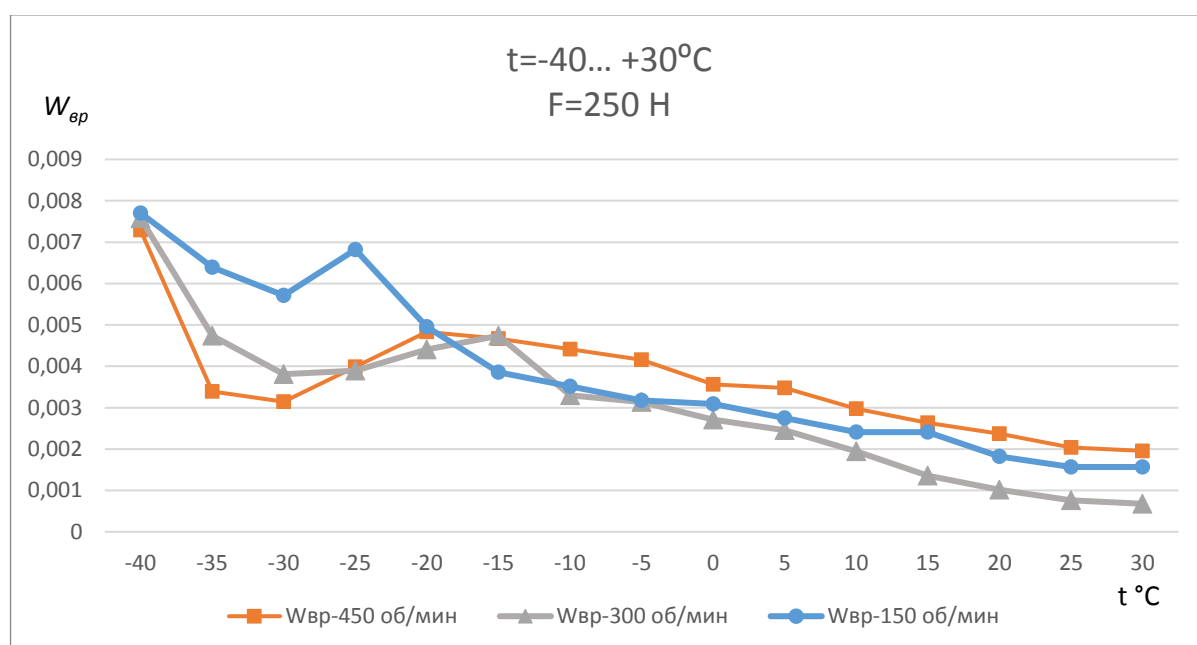


Рисунок 4.6 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 250$ Н и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Литол-24».

На основании результатов, полученные в ходе экспериментального исследования были построены графики, которые показывают изменение сопротивления вращению ролика в зависимости от внешней температуры, что сводится к определению коэффициента сопротивления $k(t)$. 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 $t \geq 20^\circ\text{C}$.

Ниже приведены усредненные значения и графики зависимости коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика от температуры в диапазоне от минус 40 до 30 °C, полученные в ходе экспериментального исследования, при использовании пластичной смазки «ЦИАТИМ-221» в качестве смазочного материала подшипников качения:

Таблица 4.8 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 130$ Н и частоте вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «ЦИАТИМ-221»

Тем- пера- тура , °C	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$W_{\text{вр}} (450)$	0,0121	0,0086	0,0061	0,0054	0,0059	0,0047	0,0039	0,0029	0,0024	0,0020	0,0013	0,0008	0,0005	0,0003	0,0002
$W_{\text{вр}} (300)$	0,0122	0,0101	0,0080	0,0068	0,0070	0,0056	0,0044	0,0036	0,0030	0,0024	0,0014	0,0009	0,0006	0,0005	0,0004
$W_{\text{вр}} (150)$	0,0123	0,0116	0,0099	0,0081	0,0089	0,0081	0,0075	0,0060	0,0040	0,0029	0,0021	0,0016	0,0008	0,0007	0,0006

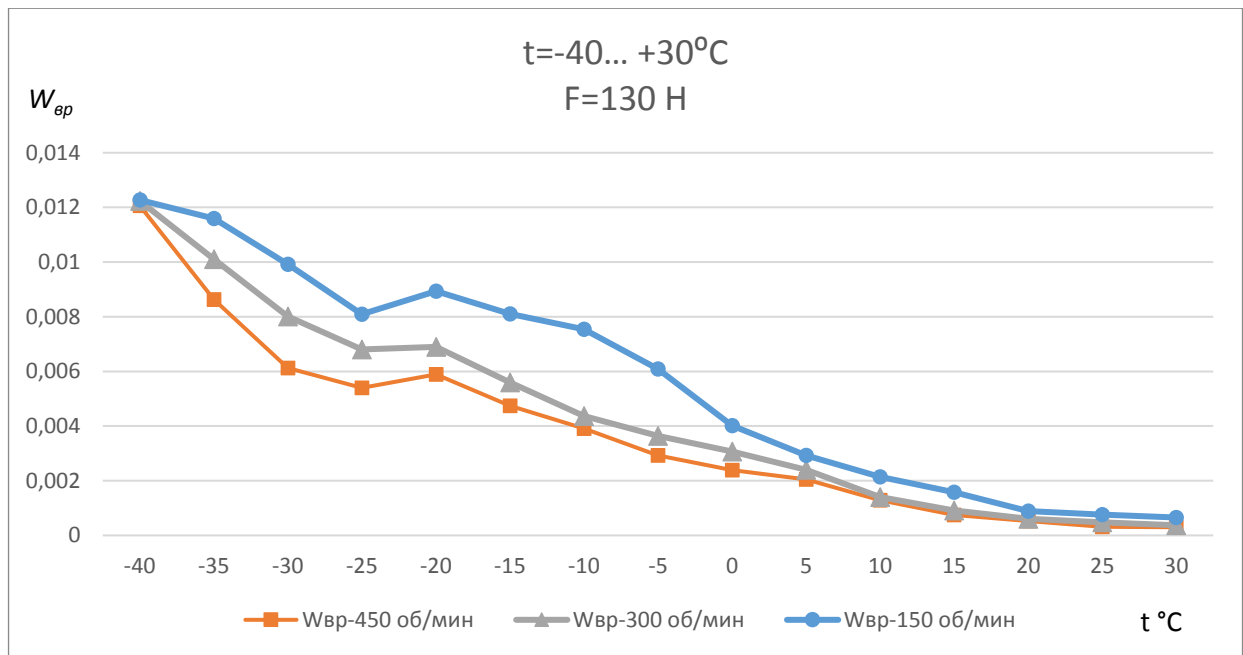


Рисунок 4.7 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 130$ Н и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «ЦИАТИМ-221».

Таблица 4.9 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 190$ Н и частоте вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «ЦИАТИМ-221»

Тем- пера- тура, $^{\circ}\text{C}$	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$W_{вп} (450)$	0,0121	0,0099	0,0079	0,0066	0,0054	0,0048	0,0041	0,0035	0,0030	0,0025	0,0025	0,0016	0,0015	0,0012	0,0011
$W_{вп} (300)$	0,0118	0,0083	0,0053	0,0050	0,0052	0,0035	0,0032	0,0024	0,0021	0,0019	0,0011	0,0006	0,0006	0,0004	0,0003
$W_{вп} (150)$	0,0111	0,0104	0,0097	0,0053	0,0070	0,0058	0,0052	0,0048	0,0038	0,0030	0,0020	0,0014	0,0008	0,0007	0,0006

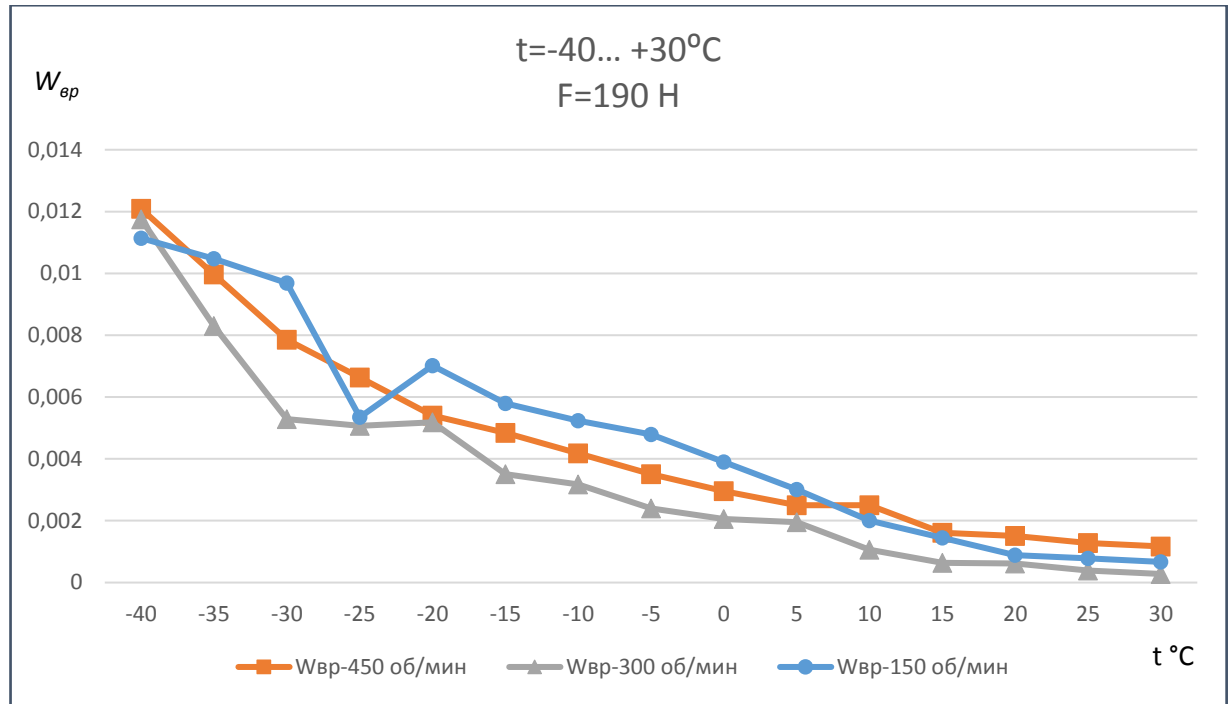


Рисунок 4.8 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 190 \text{ Н}$ и частотах вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин}$. для смазки «ЦИАТИМ-221».

Таблица 4.10 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 250 \text{ Н}$ и частоте вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин}$. для смазки «ЦИАТИМ-221»

Тем пера тура , °C	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$w_{\text{вп}} (450)$	0,0101	0,0085	0,0054	0,0053	0,0049	0,0036	0,0032	0,0025	0,0021	0,0020	0,0013	0,0008	0,0006	0,0004	0,0003
$w_{\text{вп}} (300)$	0,0109	0,0088	0,0062	0,0067	0,0056	0,0050	0,0043	0,0025	0,0037	0,0026	0,0021	0,0014	0,0009	0,0006	0,0005
$w_{\text{вп}} (150)$	0,0111	0,0104	0,0097	0,0053	0,0070	0,0058	0,0052	0,0048	0,0038	0,0030	0,0020	0,0014	0,0008	0,0007	0,0006

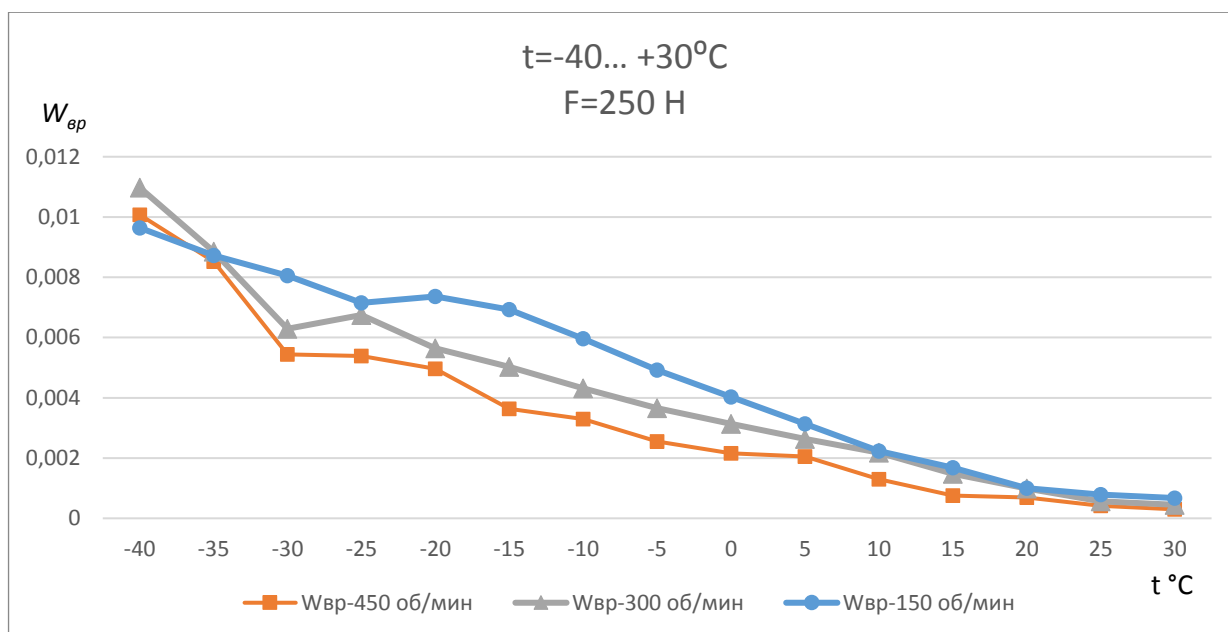


Рисунок 4.9 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 250 \text{ Н}$ и частотах вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин.}$ для смазки «ЦИАТИМ-221».

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 до 20°C . Температурный коэффициент принимает вид $k(t) = 0,14$, в условиях когда $t \geq 20^{\circ}\text{C}$.

Ниже приведены усредненные значения и графики зависимости коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика от температуры в диапазоне от минус 40 до 30°C , полученные в ходе экспериментального исследования, при использовании пластичной смазки «Chevron Delo Greases EP» в качестве смазочного материала подшипников качения:

Таблица 4.11 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 130 \text{ Н}$ и частоте вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин.}$ для смазки «Chevron Delo Greases EP»

Тем- пера- тура , °C	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$W_{вр} (450)$	0,0166	0,0128	0,0080	0,0073	0,0081	0,0079	0,0075	0,0052	0,0044	0,0038	0,0031	0,0027	0,0013	0,0012	0,0009
$W_{вр} (300)$	0,0183	0,0119	0,0086	0,0088	0,0115	0,0084	0,0078	0,0066	0,0058	0,0053	0,0046	0,0036	0,0034	0,0031	0,0028
$W_{вр} (150)$	0,0205	0,0126	0,0099	0,0094	0,0111	0,0107	0,0092	0,0078	0,0065	0,0057	0,0052	0,0049	0,0045	0,0032	0,0025

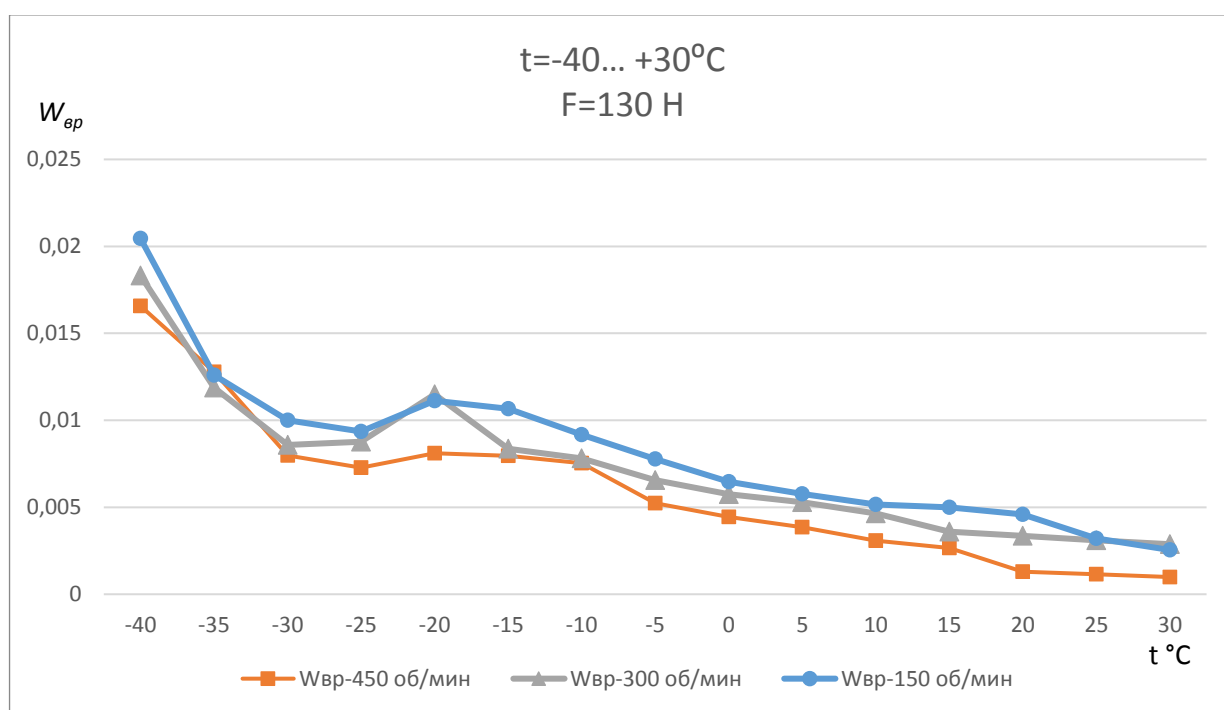


Рисунок 4.10 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 130 \text{ Н}$ и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Chevron Delo Greases EP».

Таблица 4.12 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 190 \text{ Н}$ и частоте вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Chevron Delo Greases EP»

Тем- пера- тура, $^\circ\text{C}$	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$W_{вр} (450)$	0,0109	0,0087	0,0052	0,0047	0,0051	0,0055	0,0052	0,0032	0,0026	0,0020	0,0018	0,0018	0,0009	0,0006	0,0005
$W_{вр} (300)$	0,0125	0,0075	0,0056	0,0060	0,0082	0,0050	0,0050	0,0039	0,0034	0,0030	0,0030	0,0025	0,0025	0,0023	0,0016
$W_{вр} (150)$	0,0140	0,0072	0,0065	0,0064	0,0073	0,0069	0,0059	0,0050	0,0040	0,0030	0,0027	0,0021	0,0017	0,0014	0,0013

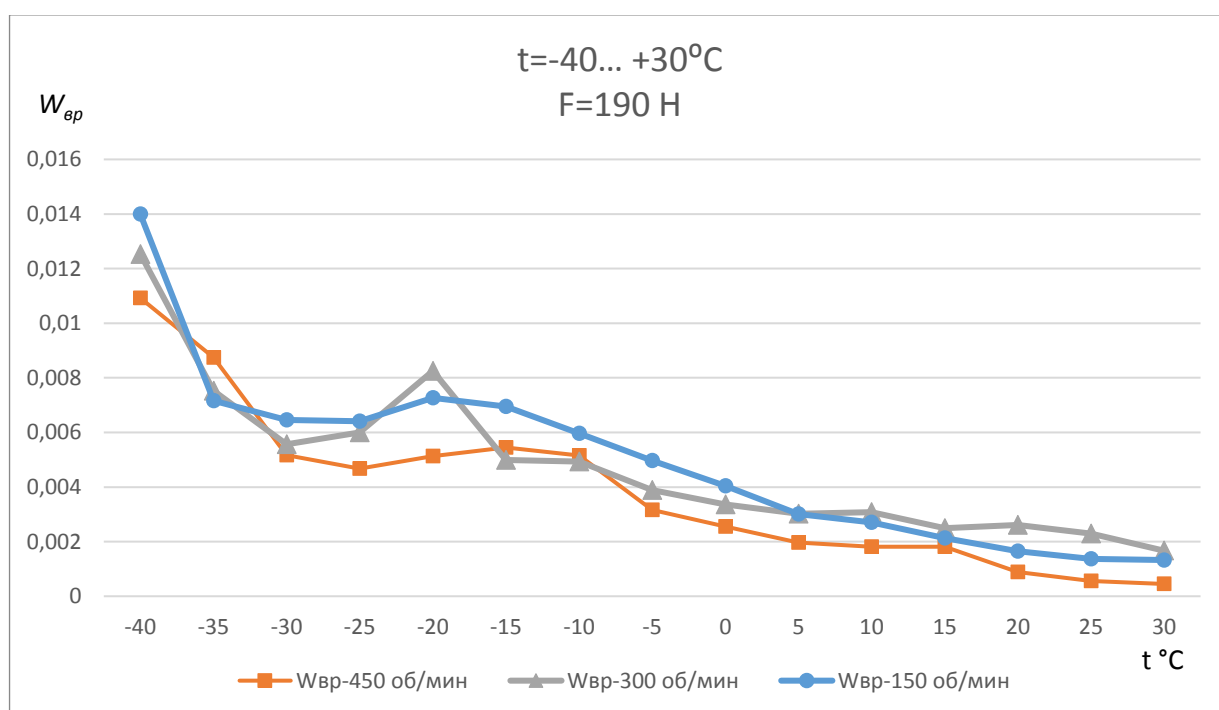


Рисунок 4.11 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 190 \text{ Н}$ и частотах вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин.}$ для смазки «Chevron Delo Greases EP».

Таблица 4.13 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 250 \text{ Н}$ и частоте вращения $f = 150, 300, 450 \text{ об/мин.}$ для смазки «Chevron Delo Greases EP»

Тем- пера- тура , $^{\circ}\text{C}$	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$W_{вр} (450)$	0,0093	0,0066	0,0046	0,0043	0,0049	0,0041	0,0039	0,0034	0,0031	0,0030	0,0021	0,0014	0,0007	0,0003	0,0002
$W_{вр} (300)$	0,0095	0,0072	0,0050	0,0046	0,0054	0,0055	0,0047	0,0044	0,0039	0,0037	0,0023	0,0017	0,0012	0,0006	0,0006
$W_{вр} (150)$	0,0106	0,0072	0,0058	0,0049	0,0064	0,0073	0,0053	0,0046	0,0040	0,0038	0,0037	0,0030	0,0019	0,0016	0,0013

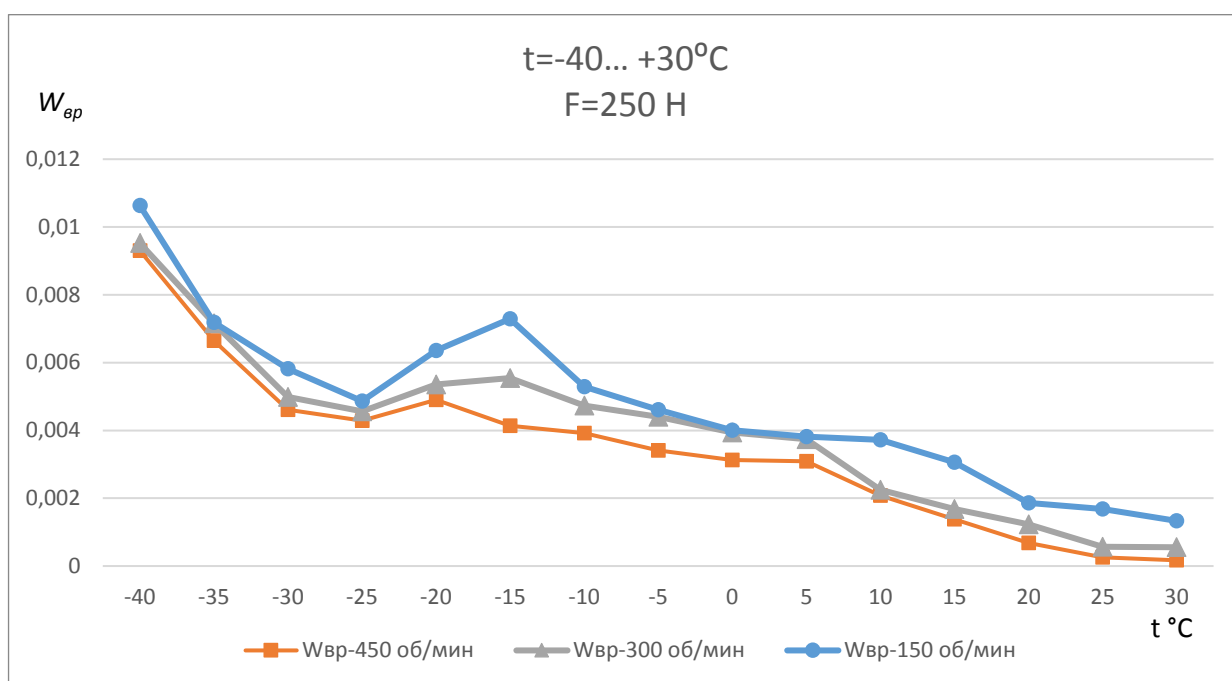


Рисунок 4.12 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению конвейерного ролика, при нагрузке $F_r = 250$ Н и частотах вращения $f = 150, 300, 450$ об/мин. для смазки «Chevron Delo Greases EP».

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 4.13.

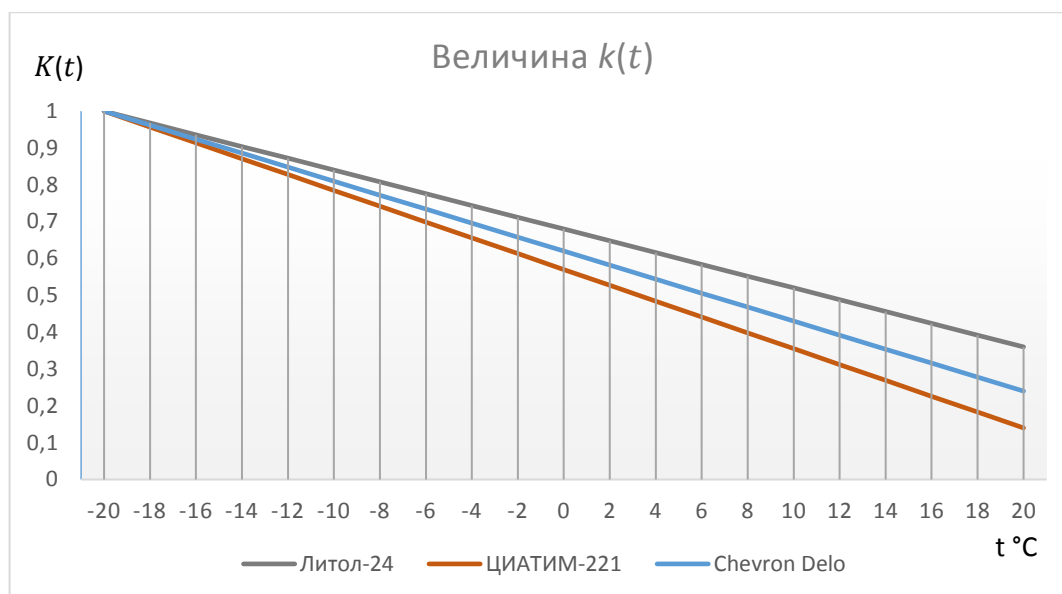


Рисунок 4.13 - Зависимость величины $k(t)$ для смазок «Литол-24», «ЦИАТИМ-221», «Chevron Delo Greases EP» от температуры

Оценка сходимости теоретической зависимости температурного коэффициента к экспериментальным данным на примере смазки «Литол-24» при минимальной нагрузке и минимальной частоте вращения ролика приведены на Рисунке 4.14.

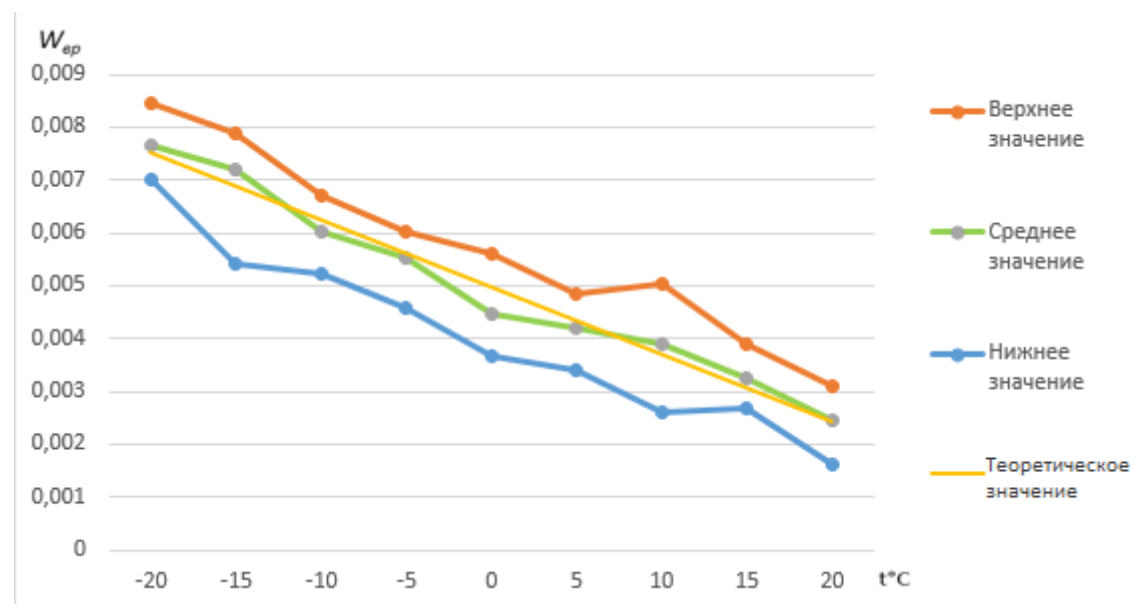


Рисунок 4.14 - Оценка сходимости теоретической зависимости температурного коэффициента к экспериментальным данным на примере смазки «Литол-24»

Сходимость теоретических и экспериментальных зависимостей по критерию Стьюдента достигается при уровне значимости 0,20.

4.2.2. Анализ зависимостей сопротивления вращению конвейерных роликов от нагрузки и скорости вращения

На основании полученных данных в ходе экспериментального исследования сопротивления вращению роликов производится определение регрессионных зависимостей сопротивления вращению конвейерного ролика от нагрузки и скорости вращения, при использовании в подшипниковых узлах смазки «Литол-24». В Таблице 4.14 приведены экспериментальные данные для определения коэффициентов регрессии $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$. Значения функции y принимались при $t = -20^\circ\text{C}$, когда $k(t) = 1$. Коэффициенты a_i определяются формулам объединенных в систему (3.24).

После определения коэффициентов регрессии необходимо провести линейное преобразование переменным x_1 и x_2 , которые входят в уравнение регрессии (3.23) к нормированным безразмерным комплексам π_1 и π_2 , определенным в предыдущей главе. В своей основе план эксперимента построен для нормированных переменных, так как всегда возможно осуществить переход от действительных значений уровней отдельных факторов к безразмерным, нормированным. Такой переход обусловлен тем, что планы приобретают универсальный вид, вследствие чего значительно упрощаются расчеты. Линейное преобразование принимает следующий вид:

$$x_1 = \frac{\pi_1 - \frac{\pi_1^{\max} + \pi_1^{\min}}{2}}{\frac{\pi_1^{\max} - \pi_1^{\min}}{2}} \quad (4.1)$$

$$x_2 = \frac{\pi_2 - \frac{\pi_2^{\max} + \pi_2^{\min}}{2}}{\frac{\pi_2^{\max} - \pi_2^{\min}}{2}} \quad (4.2)$$

где $\pi_1^{\max}$, $\pi_1^{\min}$, $\pi_2^{\max}$, $\pi_2^{\min}$ определяются из величин определяющих параметров, которые представлены в формулах безразмерных комплексов (2.19) и (2.20).

Таблица 4.14 - Результаты эксперимента по определению зависимости сопротивления вращению конвейерного ролика от нагрузки и скорости вращения, при использовании смазки «Литол-24»

Номер опыта	Значения переменных					1 серия	2 серия	3 серия	$\overline{y_u}$	$x_1 \overline{y_u}$	$x_2 \overline{y_u}$	$x_1^2 \overline{y_u}$	$x_2^2 \overline{y_u}$	$x_1 x_2 \overline{y_u}$
	x_1	x_2	x_1^2	x_2^2	$x_1 x_2$	y_{u1}	y_{u2}	y_{u3}						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	-1	-1	1	1	1	0,007	0,0075	0,0085	0,0077	-0,0077	-0,0077	0,0077	0,0077	0,0077
2	+1	-1	1	1	-1	0,0045	0,0055	0,0049	0,005	0,00497	-0,005	0,005	0,005	-0,005
3	-1	+1	1	1	-1	0,0064	0,0064	0,0059	0,0062	-0,0062	0,00623	0,0062	0,0062	-0,006
4	+1	+1	1	1	1	0,0052	0,0045	0,0048	0,0048	0,00483	0,00483	0,0048	0,0048	0,0048
5	0	0	0	0	0	0,0062	0,0056	0,0072	0,0063	0	0	0	0	0
6	0	-1	0	1	0	0,0062	0,0066	0,0066	0,0065	0	-0,0065	0	0,0065	0
7	0	+1	0	1	0	0,0062	0,0056	0,0066	0,0061	0	0,00613	0	0,0061	0
8	-1	0	1	0	0	0,0076	0,0081	0,009	0,0082	-0,0082	0	0,0082	0	0
9	+1	0	1	0	0	0,0041	0,0051	0,0041	0,0044	0,00443	0	0,0044	0	0
Сумма усредненных параметров $\overline{y_u}$									0,0061	-0,0009	-0,0002	0,004	0,004	0,0001
Коэффициенты регрессии									$a_0=0,065$	$a_1=-0,00135$	$a_2=-0,00029$	$a_{11}=-0,0003$	$a_{22}=-0,0003$	$a_{12}=0,00023$

В связи с тем, что такие параметры, как нагрузка на конвейерный ролик F_r и частота вращения конвейерного ролика f , были выбраны в качестве базовых факторов, их величины необходимо варьировать от минимальных до максимальных значений. В экспериментальном исследовании диапазон изменения нагрузки F_r равен 130 – 250 Н (с учетом нагрузки от веса конвейерного ролика равного 50 Н), для частоты вращения ролика f диапазон составляет 2,5 – 7,5 с⁻¹. Значения определяющих параметров, не относящимися к базовым факторам, представлены в Таблице 4.15.

Таблица 4.15 - Значение определяющих параметров

Определяющие параметры	Величина
1	2
Внешний диаметр подшипника D , м.	0,052
Ускорение свободного падения g , м/с ²	10
Эффективная вязкость смазки «Литол-24» $\mu_{ЭФ}$, $\frac{\text{кг}}{\text{м}\cdot\text{с}}$	650

Диапазоны изменения безразмерных комплексов:

$$\pi_1^{max} = F_r^{max} \cdot \left(D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{ЭФ}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 250 \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{0,052^3}} \cdot \frac{1}{650} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 250 \cdot 0,041 = 10,25;$$

$$\pi_1^{min} = F_r^{min} \cdot \left(D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{ЭФ}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 130 \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{0,052^3}} \cdot \frac{1}{650} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 130 \cdot 0,041 = 5,33;$$

$$\pi_2^{max} = f^{max} \cdot \left(D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 7,5 \cdot \left(\sqrt{0,052} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 7,5 \cdot 0,072 = 0,54;$$

$$\pi_2^{min} = f^{min} \cdot \left(D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 2,5 \cdot \left(\sqrt{0,052} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 2,5 \cdot 0,072 = 0,18.$$

После вычисления максимальных и минимальных значений базовых факторов π_1^{max} , π_1^{min} , π_2^{max} , π_2^{min} необходимо переходить к определению кодированных переменных эксперимента (4.1) и (4.2).

$$x_1 = \frac{\pi_1 - \frac{\pi_1^{max} + \pi_1^{min}}{2}}{\frac{\pi_1^{max} - \pi_1^{min}}{2}} = \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - \frac{10,25+5,33}{2}}}{\frac{10,25-5,33}{2}} = \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 7,79}}{2,46},$$

$$x_2 = \frac{\pi_2 - \frac{\pi_2^{max} + \pi_2^{min}}{2}}{\frac{\pi_2^{max} - \pi_2^{min}}{2}} = \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - \frac{0,54+0,18}{2}}}{\frac{0,54-0,18}{2}} = \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18}$$

Сопротивление вращению ролика определяется из уравнения регрессии 3.23, нахождение которого сводится к вычислению относительно коэффициентов a_{0-n} .

Уравнение регрессии имеет вид:

$$y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_{11} x_1^2 + a_{22} x_2^2 + a_{12} x_1 x_2 = 0,0065 - 0,00135 \cdot x_1 - 0,00029 \cdot x_2 - 0,0003 \cdot x_1^2 - 0,0003 \cdot x_2^2 + 0,00023 x_1 x_2 = 0,0065 - 0,00135 \cdot \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 7,79}}{2,46} - 0,00029 \cdot \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} - 0,0003 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 7,79}}{2,46} \right)^2 - 0,0003 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} \right)^2 + 0,00023 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 7,79}}{2,46} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} \right) = 0,0074 + 0,00055 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2,46} \right) + 0,00091 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right) - 0,0003 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2,46} \right)^2 - 0,0003 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right)^2 + 0,00023 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2,46} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right), \quad (4.3)$$

Ниже приведены графики зависимости коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки и частоты вращения. График зависимости коэффициента сопротивления от нагрузки представлен на Рисунке 4.15:

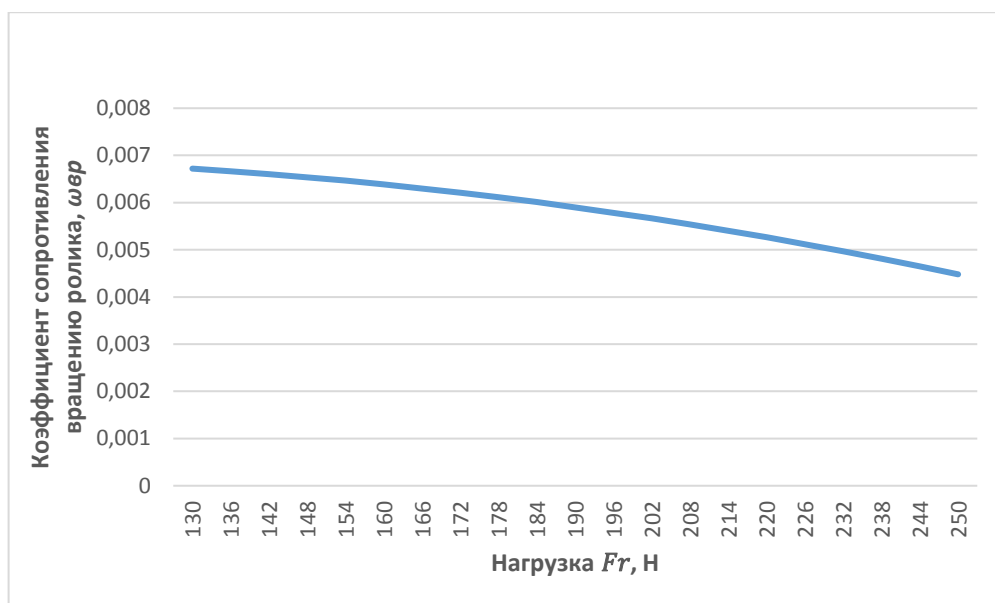


Рисунок 4.15 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки при максимальной частоте вращения для смазки «Литол-24»

График зависимость коэффициента сопротивления от частоты вращения представлен на Рисунке 4.16:

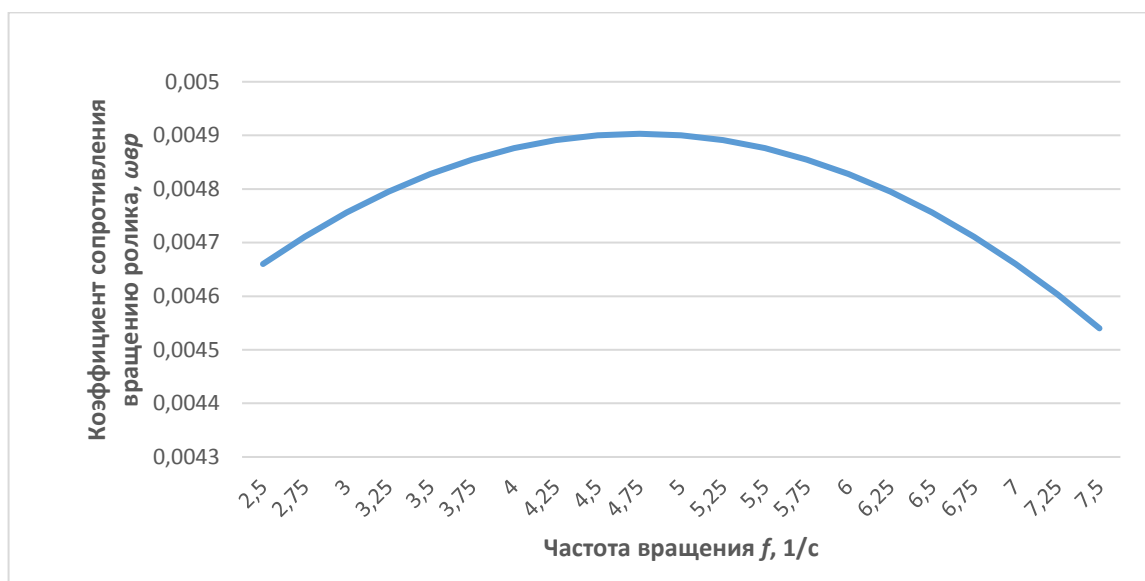


Рисунок 4.16 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению ролика от частоты вращения при максимальной нагрузке для смазки «Литол-24»

По аналогии с определением зависимостей сопротивления вращению конвейерного ролика от нагрузки и скорости вращения, при использовании в подшипниковых узлах смазки «Литол-24» устанавливаются зависимости для

пластичной смазки «ЦИАТИМ-221». В Таблице 4.17 приведены экспериментальные данные для определения коэффициентов регрессии $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$. Значение функции y принимались при $t = -20^\circ\text{C}$, когда $K(t) = 1$. Коэффициенты a_i определяются по формулам объединенных в систему (3.24).

Производится линейное преобразование переменным x_1 и x_2 к нормированным безразмерным комплексам π_1 и π_2 , с помощью формул (4.1) и (4.2). Как и в случае с определением для предыдущей смазки диапазон экспериментальных параметров F_r и f остаются неизменными и варьируются в тех же значениях. Значения определяющих параметров не относящимися к базовым факторам представлены в Таблице 4.16.

Таблица 4.16 - Значение определяющих параметров

Определяющие параметры	Величина
1	2
Внешний диаметр подшипника D , м.	0,052
Ускорение свободного падения g , м/с ²	10
Эффективная вязкость смазки, «ЦИАТИМ-221», $\mu_{\text{ЭФ}}$, $\frac{\text{КГ}}{\text{М}\cdot\text{С}}$	800

$$\pi_1^{\max} = F_r^{\max} \cdot \left(D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\text{ЭФ}}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 250 \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{0,052^3}} \cdot \frac{1}{800} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 250 \cdot 0,033 = 8,33;$$

$$\pi_1^{\min} = F_r^{\min} \cdot \left(D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\text{ЭФ}}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 130 \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{0,052^3}} \cdot \frac{1}{800} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 130 \cdot 0,033 = 4,33;$$

$$\pi_2^{\max} = f^{\max} \cdot \left(D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 7,5 \cdot \left(\sqrt{0,052} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 7,5 \cdot 0,072 = 0,54;$$

$$\pi_2^{\min} = f^{\min} \cdot \left(D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 2,5 \cdot \left(\sqrt{0,052} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 2,5 \cdot 0,072 = 0,18.$$

Таблица 4.17 - Результаты эксперимента по определению зависимости сопротивления вращению конвейерного ролика от нагрузки и скорости вращения, при использовании смазки «ЦИАТИМ-221»

Номер опыта	Значения переменных					1 серия	2 серия	3 серия	$\overline{y_u}$	$x_1 \overline{y_u}$	$x_2 \overline{y_u}$	$x_1^2 \overline{y_u}$	$x_2^2 \overline{y_u}$	$x_1 x_2 \overline{y_u}$
	x_1	x_2	x_1^2	x_2^2	$x_1 x_2$	y_{u1}	y_{u2}	y_{u3}						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	-1	-1	1	1	1	0,0081	0,0097	0,0091	0,0089	-0,0089	-0,0089	0,0089	0,0089	0,0089
2	+1	-1	1	1	-1	0,0065	0,0081	0,0075	0,0074	0,0074	-0,0074	0,0074	0,0074	-0,0074
3	-1	+1	1	1	-1	0,0055	0,0061	0,0061	0,0058	-0,0058	0,0058	0,0058	0,0058	-0,0058
4	+1	+1	1	1	1	0,0045	0,0051	0,0052	0,0049	0,0049	0,0049	0,0049	0,0049	0,0049
5	0	0	0	0	0	0,0047	0,0054	0,0057	0,0052	0	0	0	0	0
6	0	-1	0	1	0	0,006	0,0077	0,0071	0,007	0	-0,007	0	0,007	0
7	0	+1	0	1	0	0,0061	0,0051	0,0048	0,0054	0	0,0054	0	0,0054	0
8	-1	0	1	0	0	0,0076	0,0066	0,0063	0,0069	-0,0069	0	0,0069	0	0
9	+1	0	1	0	0	0,0064	0,0054	0,005	0,0056	0,0056	0	0,0056	0	0
Сумма усредненных параметров $\overline{y_u}$									0,0063	-0,00042	-0,00079	0,004	0,004	0,00007
Коэффициенты регрессии									$a_0=0,0075$	$a_1=-0,0006$	$a_2=-0,0012$	$a_{11}=-0,0009$	$a_{22}=-0,0009$	$a_{12}=0,0002$

После вычисления максимальных и минимальных значений базовых факторов π_1^{max} , π_1^{min} , π_2^{max} , π_2^{min} необходимо переходить к определению выражений (4.1) и (4.2) для смазки «ЦИАТИМ-221».

$$x_1 = \frac{\pi_1 - \frac{\pi_1^{max} + \pi_1^{min}}{2}}{\frac{\pi_1^{max} - \pi_1^{min}}{2}} = \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - \frac{8,33+4,33}{2}}}{\frac{8,33-4,33}{2}} = \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 6,33}}{2},$$

$$x_2 = \frac{\pi_2 - \frac{\pi_2^{max} + \pi_2^{min}}{2}}{\frac{\pi_2^{max} - \pi_2^{min}}{2}} = \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - \frac{0,54+0,18}{2}}}{\frac{0,54-0,18}{2}} = \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18}$$

Найденные x_1 и x_2 , как уже отмечалось выше являются выражением безразмерных комплексов, с помощью которых возможно определить влияние на сопротивление вращению конвейерного ролика в зависимости от величины каждого параметра. Сопротивление вращению ролика определяется из уравнения регрессии (3.23), нахождение которого сводится к решению относительно коэффициентов a_{0-n} .

Уравнение регрессии имеет вид:

$$\begin{aligned} y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_{11} x_1^2 + a_{22} x_2^2 + a_{12} x_1 x_2 = 0,0075 - 0,0006 \cdot x_1 - 0,0012 \cdot x_2 - \\ 0,0009 \cdot x_1^2 - 0,0009 \cdot x_2^2 + 0,0002 x_1 x_2 = 0,0075 - 0,0006 \cdot \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 6,33}}{2} - 0,0012 \cdot \\ \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} - 0,0009 \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 6,33}}{2} \right)^2 - 0,0009 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} \right)^2 + \\ 0,0002 \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 6,33}}{2} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} \right) = -0,0012 + 0,0051 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2} \right) + 0,0024 \cdot \\ \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right) - 0,0009 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{2} \right)^2 - 0,0009 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right)^2 + 0,0002 \cdot \\ \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 6,33}}{2} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} \right) \end{aligned} \quad (4.4)$$

Ниже приведены графики зависимости коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки и частоты вращения. График зависимость коэффициента сопротивления от нагрузки представлен на Рисунке 4.17:

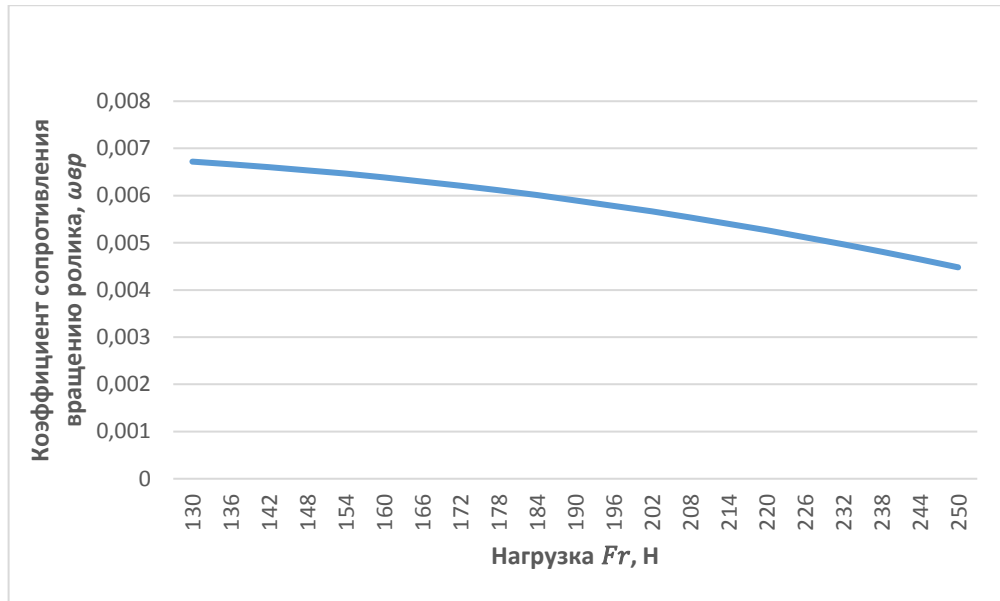


Рисунок 4.17 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки при максимальной частоте вращения для смазки «ЦИАТИМ-221»

График зависимость коэффициента сопротивления от частоты вращения представлен на Рисунке 4.18:

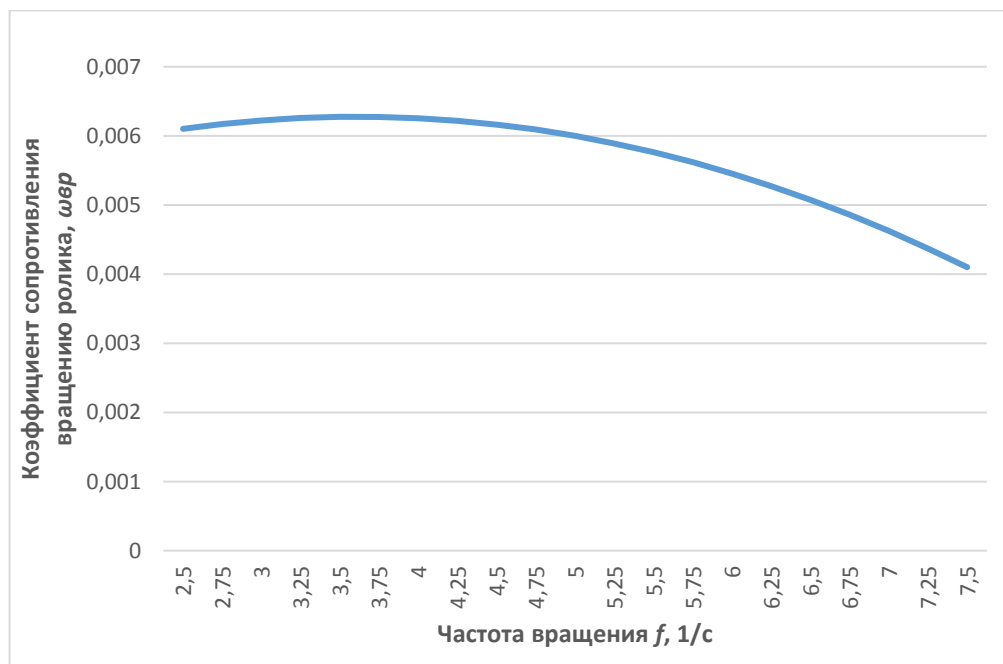


Рисунок 4.18 - Зависимость коэффициента сопротивления от частоты вращения при максимальной нагрузке для смазки «ЦИАТИМ-221»

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»

устанавливаются зависимости для пластичной смазки «Chevron Delo Greases EP». В Таблице 4.19 приведены экспериментальные данные для определения коэффициентов регрессии $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$. Значение функции y принимались при $t = -20^\circ\text{C}$, когда $K(t) = 1$. Коэффициенты a_i определяются по формулам объединенных в систему (3.24).

Производится линейное преобразование переменным x_1 и x_2 к нормированным безразмерным комплексам π_1 и π_2 , с помощью формул (4.1) и (4.2). Как и в случае с определением для предыдущих смазок диапазон экспериментальных параметров F_r и f остаются неизменными и варьируются в тех же значениях. Величины определяющих параметров не относящимися к базовым факторам представлены в Таблице 4.18.

Таблица 4.18 - Значение определяющих параметров

Определяющие параметры	Величина
1	2
Внешний диаметр подшипника D , м.	0,052
Ускорение свободного падения g , м/с ²	10
Эффективная вязкость смазки, «Chevron Delo Greases EP», $\mu_{ЭФ}$, $\frac{\text{кг}}{\text{м}\cdot\text{с}}$	1625

$$\pi_1^{max} = F_r^{max} \cdot \left(D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{ЭФ}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 250 \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{0,052^3}} \cdot \frac{1}{1625} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 250 \cdot 0,016 = 4,10;$$

$$\pi_1^{min} = F_r^{min} \cdot \left(D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{ЭФ}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 130 \cdot \left(\sqrt{\frac{1}{0,052^3}} \cdot \frac{1}{1625} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 130 \cdot 0,016 = 2,13;$$

$$\pi_2^{max} = f^{max} \cdot \left(D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 7,5 \cdot \left(\sqrt{0,052} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 7,5 \cdot 0,072 = 0,54;$$

$$\pi_2^{min} = f^{min} \cdot \left(D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} \right) = 2,5 \cdot \left(\sqrt{0,052} \cdot \sqrt{\frac{1}{10}} \right) = 2,5 \cdot 0,072 = 0,18.$$

Таблица 4.19 - Результаты эксперимента по определению зависимости сопротивления вращению конвейерного ролика от нагрузки и скорости вращения, при использовании смазки «Chevron Delo Greases EP»

Номер опыта	Значения переменных					1 серия	2 серия	3 серия	$\overline{y_u}$	$x_1 \overline{y_u}$	$x_2 \overline{y_u}$	$x_1^2 \overline{y_u}$	$x_2^2 \overline{y_u}$	$x_1 x_2 \overline{y_u}$
	x_1	x_2	x_1^2	x_2^2	$x_1 x_2$	y_{u1}	y_{u2}	y_{u3}						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	-1	-1	1	1	1	0,0117	0,0122	0,0102	0,0114	-0,0114	-0,01136	0,0114	0,0114	0,0114
2	+1	-1	1	1	-1	0,0059	0,0069	0,0064	0,0064	0,00639	-0,00639	0,0064	0,0064	-0,006
3	-1	+1	1	1	-1	0,0071	0,0091	0,0081	0,0081	-0,0081	0,008107	0,0081	0,0081	-0,008
4	+1	+1	1	1	1	0,0041	0,0052	0,0054	0,0049	0,0049	0,004902	0,0049	0,0049	0,0049
5	0	0	0	0	0	0,0093	0,0083	0,0069	0,0082	0	0	0	0	0
6	0	-1	0	1	0	0,007	0,0076	0,007	0,0072	0	-0,0072	0	0,0072	0
7	0	+1	0	1	0	0,0051	0,0045	0,0058	0,0051	0	0,00513	0	0,0051	0
8	-1	0	1	0	0	0,0116	0,0116	0,0111	0,0114	-0,0114	0	0,0114	0	0
9	+1	0	1	0	0	0,0041	0,0061	0,0056	0,0053	0,0053	0	0,0053	0	0
Сумма усредненных параметров $\overline{y_u}$									0,0076	-0,0016	-0,00076	0,0053	0,0048	0,0002
Коэффициенты регрессии									$a_0=0,0077$	$a_1=-0,0024$	$a_2=-0,0011$	$a_{11}=0,0011$	$a_{22}=-0,0012$	$a_{12}=0,0005$

После вычисления максимальных и минимальных значений базовых факторов π_1^{max} , π_1^{min} , π_2^{max} , π_2^{min} необходимо переходить к определению выражений (4.1) и (4.2) для смазки «Chevron Delo Greases EP».

$$x_1 = \frac{\pi_1 - \frac{\pi_1^{max} + \pi_1^{min}}{2}}{\frac{\pi_1^{max} - \pi_1^{min}}{2}} = \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - \frac{4,10+2,13}{2}}}{\frac{4,10-2,13}{2}} = \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 3,12}}{0,99},$$

$$x_2 = \frac{\pi_2 - \frac{\pi_2^{max} + \pi_2^{min}}{2}}{\frac{\pi_2^{max} - \pi_2^{min}}{2}} = \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - \frac{0,54+0,18}{2}}}{\frac{0,54-0,18}{2}} = \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18}$$

Найденные x_1 и x_2 , как уже отмечалось выше являются выражением безразмерных комплексов, с помощью которых возможно определить влияние на сопротивление вращению конвейерного ролика в зависимости от величины каждого параметра. Сопротивление вращению ролика определяется из уравнения регрессии (3.23), нахождение которого сводится к решению относительно коэффициентов a_{0-n} .

Уравнение регрессии имеет вид:

$$\begin{aligned} y = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_{11} x_1^2 + a_{22} x_2^2 + a_{12} x_1 x_2 = 0,0077 - 0,0024 \cdot x_1 - 0,0011 \cdot x_2 + \\ 0,0011 \cdot x_1^2 - 0,0012 \cdot x_2^2 + 0,0005 x_1 x_2 = 0,0077 - 0,0024 \cdot \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 3,12}}{0,99} - 0,0011 \cdot \\ \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} + 0,0011 \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 3,12}}{0,99} \right)^2 - 0,0012 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} \right)^2 + \\ 0,0005 \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 3,12}}{0,99} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} \right) = 0,0237 - 0,0093 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,99} \right) + 0,0037 \cdot \\ \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right) + 0,0011 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,99} \right)^2 - 0,0012 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}}}{0,18} \right)^2 + 0,0005 \cdot \\ \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\Phi}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 3,12}}{0,99} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2} - 0,36}}{0,18} \right) \end{aligned} \quad (4.5)$$

Ниже приведены графики зависимости коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки и частоты вращения. График зависимость коэффициента сопротивления от нагрузки представлен на Рисунке 4.19:

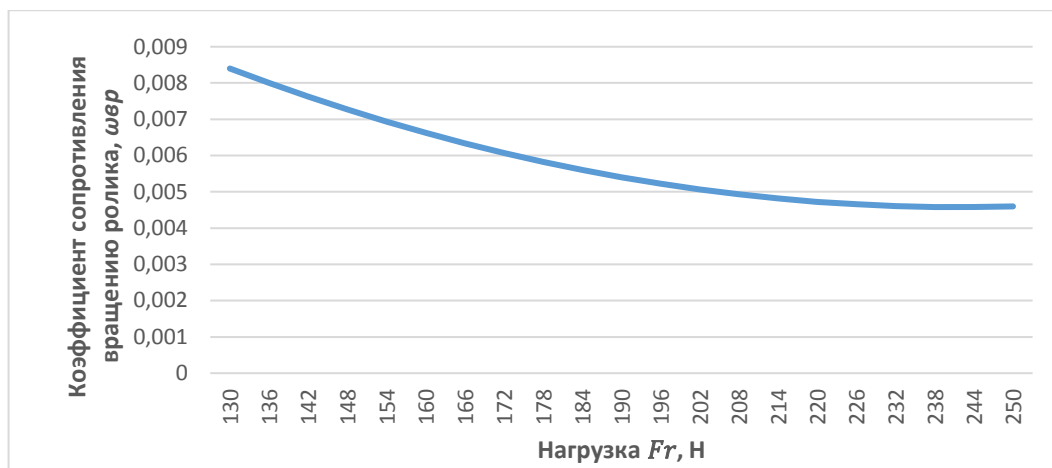


Рисунок 4.19 - Зависимость коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки при максимальной частоте вращения для смазки «Chevron Delo Greases EP»

График зависимости коэффициента сопротивления от частоты вращения представлен на Рисунке 4.20:

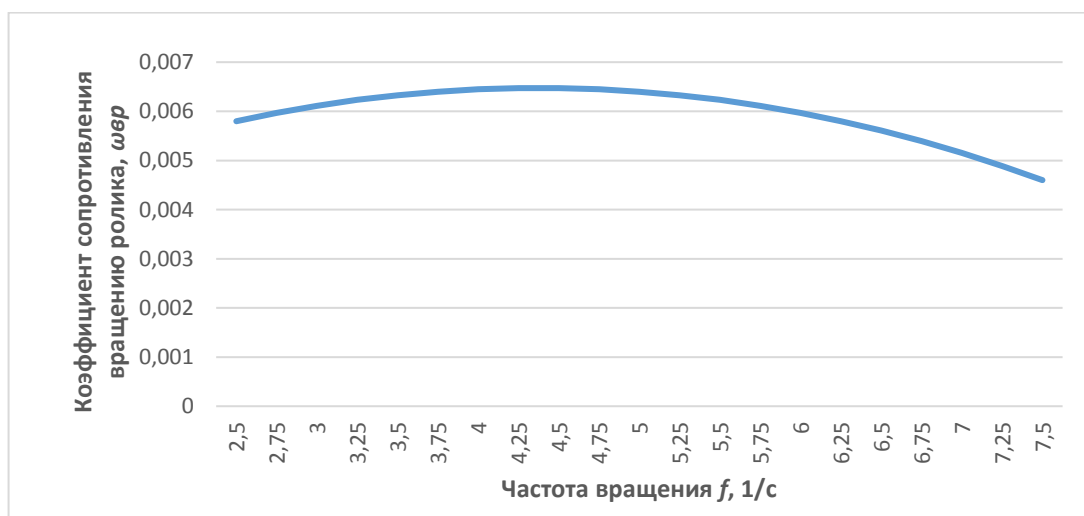


Рисунок 4.20 - Зависимость коэффициента сопротивления от частоты вращения при максимальной нагрузке для смазки «Chevron Delo Greases EP»

С целью сравнения зависимости коэффициента сопротивления вращению ролика от нагрузки и частоты вращения и оценки влияния на величину сопротивления вращению различных 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 4.21,

графики зависимостей коэффициента сопротивления вращению ролика от частоты вращения представлены на Рисунке 4.22.

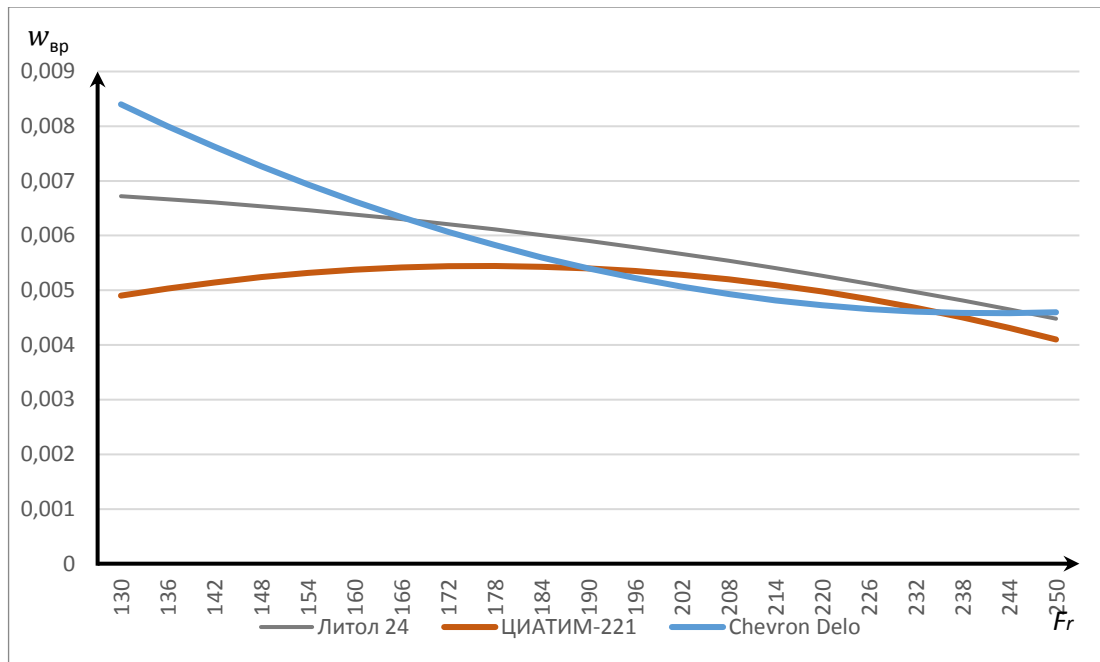


Рисунок 4.21 - Зависимость коэффициента сопротивления от нагрузки при максимальной скорости вращения для смазок «Литол-24», «ЦИАТИМ-221», «Chevron Delo Greases EP»

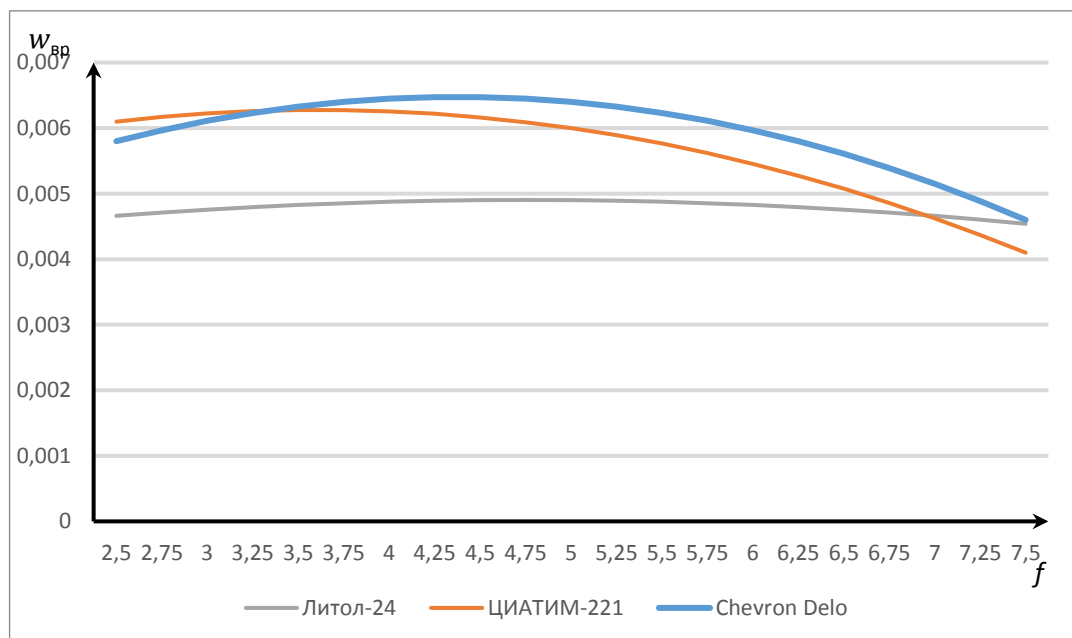


Рисунок 4.22 - Зависимость коэффициента сопротивления от частоты вращения при максимальной нагрузке для смазок «Литол-24» и «ЦИАТИМ-221», «Chevron Delo Greases EP»

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 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 минус 20 °С, момент сопротивления вращению ролика равномерно снижается, как показано на Рисунке 4.23. Изменение сопротивления в диапазоне температур от минус 35 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 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 до минус 20°C. С целью демонстрации изменения интенсивности вибрации в зависимости от температуры график вибраций был разделен на три участка от минус 35 до минус 30°C, от минус 30 до минус 25°C, от минус 25 до минус 20°C (Рисунки 4.24, 4.25, 4.26.).

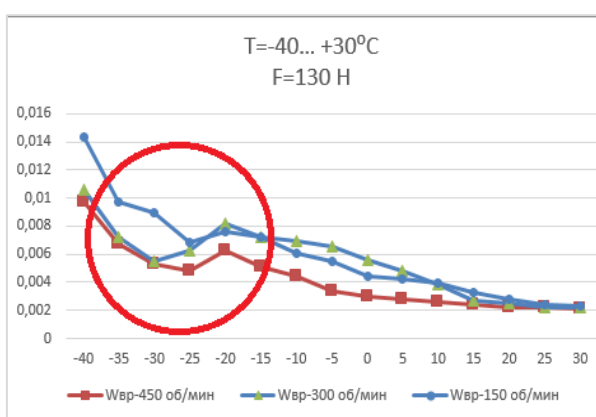


Рисунок 4.23 - Температурная область действия виброреологического эффекта

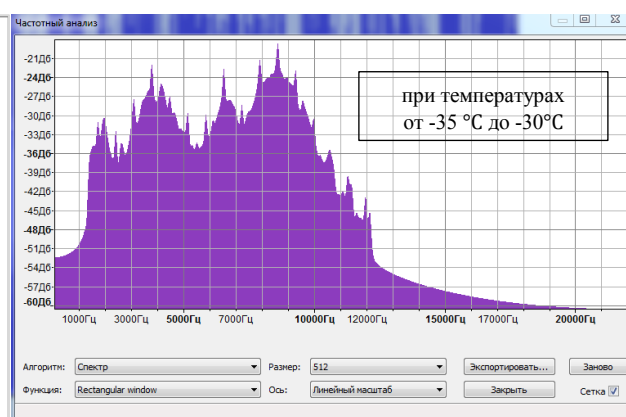


Рисунок 4.24 - Спектр вибраций при температурах от -35°C до -30°C

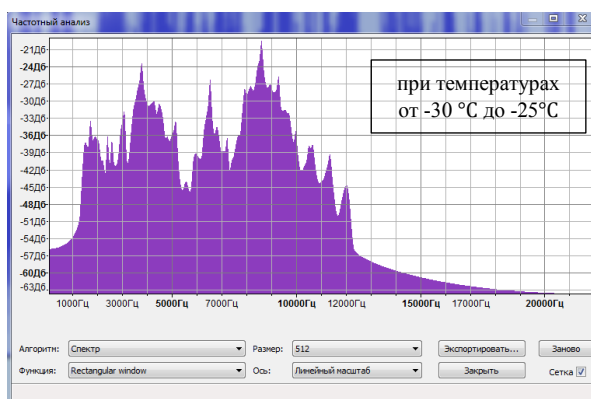


Рисунок 4.25 - Спектр вибраций при температурах от -30°C до -25°C

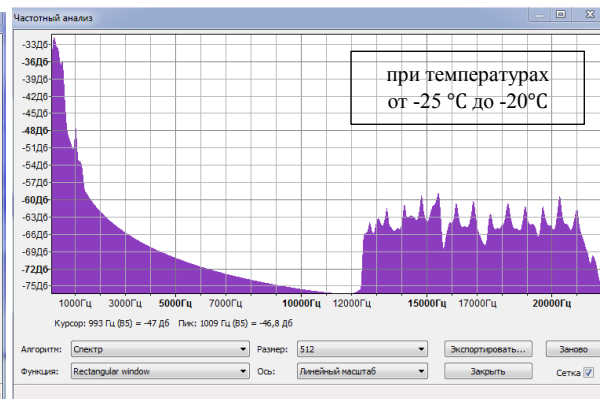


Рисунок 4.26 - Спектр вибраций при температурах от -25°C до -20°C

Полученные для двух 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 роликоопоре от движения ленты:

$$W_p = W_{вр} + W_{вд} + W_{деф.г} + W_{деф.л} \quad (4.6)$$

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

$$W_{вр} = (a + bv + C_p P) \cdot \psi(\theta) \quad (4.7)$$

где a, b – конструктивные константы для подшипника качения 6304 приведены в Таблице 4.20; 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 4.27.

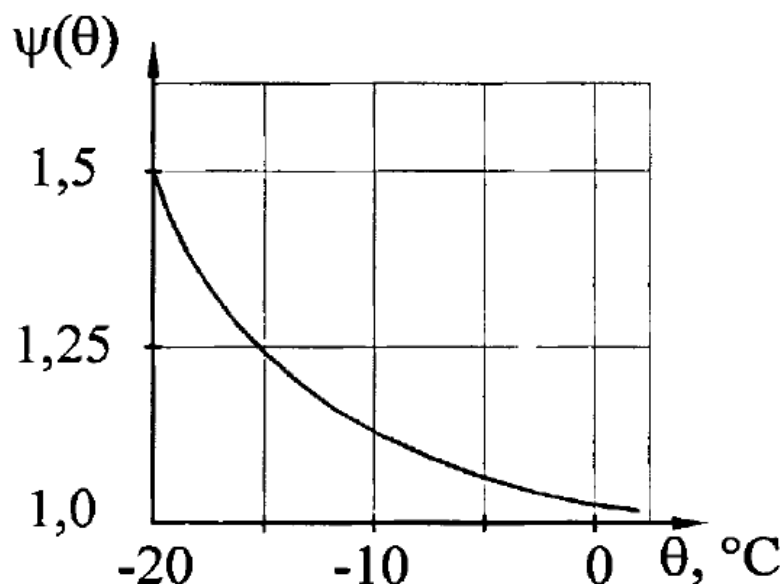


Рисунок 4.27 - Зависимость коэффициента $\psi(\theta)$ от температуры
(по Л.Г. Шахмейстеру, В.Г. Дмитриеву)

Таблица 4.20 - Конструктивные константы для подшипника качения 6304

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

Произведен расчет силы сопротивления вращению ролика по методике Л.Г. Шахмейстера, В.Г. Дмитриева (4.7) и на основании предлагаемого

уравнения для определения коэффициента сопротивления вращению, на примере смазки «Литол-24» (4.14).

$$w_{\text{вп}} = \left[0,0065 - 0,00135 \cdot \frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\text{эф}}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 7,79}{2,46} - 0,00029 \cdot \frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 0,36}{0,18} - 0,0003 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\text{эф}}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 7,79}{2,46} \right)^2 - 0,0003 \cdot \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 0,36}{0,18} \right)^2 + 0,00023 \cdot \left(\frac{F_r \cdot D^{-\frac{3}{2}} \cdot \mu_{\text{эф}}^{-1} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 7,79}{2,46} \right) \left(\frac{f \cdot D^{\frac{1}{2}} \cdot g^{-\frac{1}{2}} - 0,36}{0,18} \right) \right] \cdot [1 - 0,016(t + 20)]. \quad (4.14)$$

Сравнительный расчет проводился при нагрузке на ролик, равной 250 Н. Скорость вращения ролика и температура, изменялись в соответствии с Таблицами 4.21 и 4.22.

Таблица 4.21 - Расчет силы сопротивления вращению ролика по методике Л.Г. Шахмейстера, В.Г. Дмитриева

Температура, °С	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
1	2	3	4	5
-20	1,5	2,91	2,61	2,31
-15	1,25	2,43	2,18	1,93
-10	1,125	2,18	1,96	1,73
-5	1,0675	2,07	1,86	1,64
0	1	1,94	1,74	1,54

Таблица 4.22 - Расчет силы сопротивления вращению ролика по предлагаемому уравнению

Температура, °С	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
1	2	3	4	5
-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 (Рисунок 4.28).

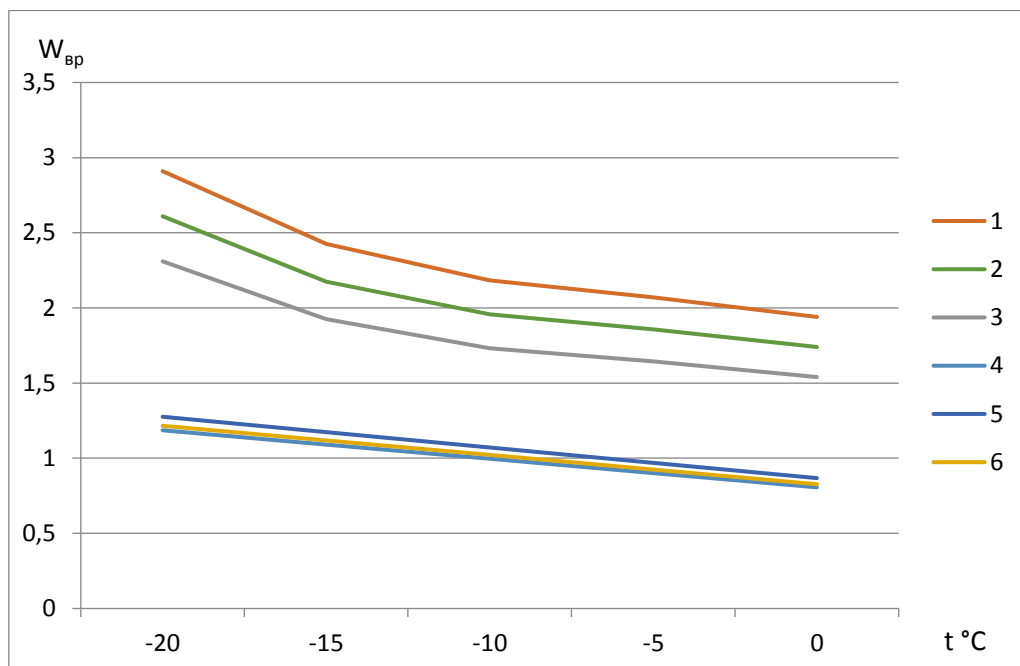


Рисунок 4.28 - Сравнительные зависимости силы сопротивления вращению ролика от температуры и скорости вращения:

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

4.3. Выводы по главе и рекомендации по рациональному применению различных типов пластичных смазок и расчёту коэффициента сопротивления вращению роликов

1. С целью проведения экспериментального исследования сопротивления вращению были разработаны оборудование и метод экспериментального определения сопротивления вращению ролика, который позволяет измерять величину момента сопротивления в подшипниковых

узлах ролика в зависимости от текущей температуры и скорости вращения в режиме реального времени. В результате чего были 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.

2. Установлено, что 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.

3. 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 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.

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.

В результате выполненных теоретических и экспериментальных исследований сопротивления вращению конвейерных роликов выработаны следующие рекомендации о применении литиевых и кальциевых пластичных смазок для использования в подшипниковых узлах роликов:

1. Установлено, что применение смазок «Литол-24» и «ЦИАТИМ-221», при температурах ниже минус 20 °С не рекомендуется. При более низких температурах, рекомендуемых производителями, имеет место виброреологический эффект, сопровождающийся вибрацией и скачкообразным изменением величины коэффициента сопротивления вращению роликов;

2. Смазка «Chevron Delo Greases EP» может применяться во всем температурном диапазоне указанным производителем, с учетом более высоких значений коэффициента сопротивления вращению роликов по сравнению со смазками «Литол-24» и «ЦИАТИМ-221», как при отрицательных, так при положительных температурах;

3. Приведенные выше рекомендации не зависят от нагрузки и частоты вращения роликов, в диапазоне характерном для условий их использования;

4. Для расчета коэффициента сопротивления вращению роликов при использовании смазок «Литол-24», «ЦИАТИМ-221», «Chevron Delo Greases EP» рекомендуется использовать эмпирические зависимости, приведенные в настоящей диссертации.

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 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.

Список литературы

1. Баркова, Н.А. Вибрационная диагностика подшипников качения: Методические указания к лабораторной работе / Баркова Н.А., Е.И. Крапивский, А.В. Шалыгин, В.В. Шорников // Санкт-Петербургский горный ин-т. СПб, 2010. 38 с.
2. Блехман, И.И. Об эффективных коэффициентах трения при взаимодействии упругого тела с вибрирующей поверхностью / И.И. Блехман, С.А. Молясян // «Известия АН СССР. Серия Механика твердого тела», 1970, №4, с.4- 10.
3. Васин, Н.В. Решение неизоотермической контактно-гидродинамической задачи для поверхностей с малой разностью радиусов кривизны / Н.В. Васин, М.Я. Савка // Трение и износ. 1990. Т.11. - №1. - С. 29-34.
4. Веников, В.А. Теория подобия и моделирования. М.: Высш. шк.,1984. 439 с.
5. Волотковский, В.С. Работа ленточных конвейеров на карьерах в зимних условиях / В.С. Волотковский, Б.В. Яковенко // «Недра». М, 1965. С. 54–68
6. Волотковский, В.С. Колебательные процессы на ставе ленточного конвейера / В.С. Волотковский, Г.Д. Карамеев // Горное производство. Вопросы конвейерного транспорта. Вып. 46. М., 1975. С. 60–66
7. Галкин, В.И. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко, И.В. Запенин, Е.Е. Шешко // М., МГГУ., 2005. 543 с.
8. Галкин, В.И. Методы расчета и оценка показателей надежности ленточных конвейеров горных предприятий: Дис. ... д-ра. техн. наук. М., 2000. 421 с.
9. Гольберт, А.Е. О направлении исследований эксплуатационных режимов конвейеров. Уголь, 2003. - с. 15-16.
10. Грабский, А.А. Развитие теории динамических процессов в системе силовой гидрообъемной установки карьерного комбайна: Дис. ... д-ра. техн. наук. М., 2016. 205 с.
11. Груза, Г.В. Колебания и изменения климата на территории России / Груза, Г.В., Ранькова Э.Я. // Известия РАН. Физика атмосферы и океана. 2003. Том 39, №2. –С.1-20
12. Гуцин, В.М. Экспериментальные исследования давлений насыпного груза на ленту глубокой желобчатости. // Шахтный и карьерный транспорт, вып. 2. -М: Недра, 1975, с. 116 -118.
13. Гуцин, В.М. О природе сопротивлений от деформирования насыпных грузов при движении конвейерной ленты. // Шахтный и карьерный транспорт, вып.5.- М.: Недра, 1980, с. 9-13.

14. Давыдов, С.Я. Энергосберегающий трубчатый ленточный конвейер / С.Я. Давыдов, И.Д. Кащеев, С.В. Малагамба // Новые огнеупоры, 2004, №4, с. 33-35.
15. Демин, Г.К. Исследование энергоемкости транспортирования крупнокусковых грузов ленточными конвейерами на горных предприятиях. Автореф. дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. Днепропетровск, Ин-т геотехнической механики АН УССР, 1979, 15 с.
16. Дмитриев, В.Г. Дифференциальные уравнения движения конвейерной ленты по роlikоопорам. - Известия вузов: Горный журнал. 1973, №10, с. 72-78.
17. Дмитриев, В.Г. Насыпные грузы на движущейся конвейерной ленте / В.Г. Дмитриев, В.П. Дунаев, Г.И. Перминов // Шахтный и карьерный транспорт, вып. 5.- М.: Недра, 1980, с. 14-17.
18. Дмитриев, В.Г. Теория установившегося движения ленты и повышение ее ресурса на конвейерах горных предприятий: Дис. ... д-ра. техн. наук. М., 1994. 429 с.
19. Дмитриев, В.Г. Особенности объемного напряженного состояния сыпучего груза на желобчатой конвейерной ленте / В.Г. Дмитриев, А.В. Дьяченко // Горный информационно-аналитический бюллетень, - М.: МГГУ, - 2005, - № 2, с.277 - 278.
20. Дмитриев, В.Г. Основы теории ленточных конвейеров / В.Г. Дмитриев, А.П. Вержанский // «Горная книга», М., 2017. 592 с.
21. +Дьяков, В.А. Ленточные конвейеры в горной промышленности / В.А. Дьяков, Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев, И.В. Запенин, Ю.С. Пухов, Е.Е. Шешко. -М.: Недра, 1982. -338 с.
22. Дьяченко, В.П. Исследование и повышение надежности роlikоопор ленточных конвейеров при транспортировании крупнокусковых грузов на горных предприятиях: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1981. 159 с.
23. Жиркин, Ю.В. Разработка математической модели контактно – гидродинамического расчета подшипников качения с целью повышения их эксплуатационных характеристик на стадии проектирования / Ю.В. Жиркин, Е.И. Мироненков, Н.Л. Султанов, Н.Ш. Тютеряков, Р.Р. Юсупов, А.А.Александров // Механическое оборудование металлургических заводов. Международный сборник научных трудов. Под ред. А.Г. Корчунова, Вып.2. –Магнитогорск: 2013. С. 115-120.
24. Зарецкий, О.М. Исследование неравномерности грузопотоков из очистных забоев угольных шахт и разработка методики расчета и выбора параметров привода выравнивающих бункеров-конвейеров: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1979. 22 с.

25. Камке, Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. -М.: ГИФМЛ, 1961.-703с.
26. Коднир, Д.С. Контактно-гидродинамическая теория смазки применительно к деталям машин / Д.С. Коднир // Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин. 1961. Вып.40. С. 5-41.
27. Коднир, Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин: учебное пособие /Д.С. Коднир. - М.: Машиностроение, 1976. – 304 с.
28. Коднир, Д.С. Решение неизотермической контактно-гидродинамической задачи при чистом качении и учете теплоотвода вдоль и поперек смазочного слоя / Д.С. Коднир, В.Н. Васин // Тезисы докл. всесоюзной конференции трения и износ в машинах. – Челябинск: 1979. -С. 154-156.
29. Коднир, Д.С. Определение расчетной температуры в линейном контакте качения со скольжением / Д.С. Коднир, В.Н. Васин // Трение и износ. 1985. №1. С. 81-86;
30. Коднир, Д.С. Эластогидродинамический расчет деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 160 с.
31. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн // -М.: 1973. -702с.
32. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов // Машиностроение. М.:1977. 526 с.
33. Крагельский, И.В. Трение изнашивание и смазка: Справочник. Т.2. М.: Машиностроение. 1978.
34. Кузнецов, Б.А., Белостоцкий Б.Х. Исследование взаимодействия ленты с роликом / Б.А. Кузнецов, Б.Х. Белостоцкий //Развитие и совершенствование шахтного и карьерного транспорта. - М.: Недра, 1973. - с.38-48.
35. Кузнецов, А.В. Топливо и смазочные материалы. - М.: КолосС, 2007. – 199 с.
36. Малахов, В.А. Влияние температурного коэффициента на расчет силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров, для современных пластичных смазок // Горный информационно-аналитический бюллетень, М.: 2014. С. 69-77
37. Малахов, В.А. Анализ показателей эксплуатационных свойств пластичных смазок роlikоопор ленточных конвейеров горных предприятий. // Горный информационно-аналитический бюллетень, М.: 2014. С. 78-90
38. Малахов, В.А. 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, М.: 2016. №9. С. 74-81.
39. Малахов, В.А. 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, М.: 2018. №1. С. 380-387.
 40. Манг, Т. Смазки. Производство, применение, свойства / Т. Манг, У. Дрезель // Справочник: пер. 2-го англ. изд. под ред. В.М.Школьников – СПб.: ЦОП «Профессия», 2010. – с. 775.
 41. Машков, Е.А. Математическое моделирование и численные методы расчета неизотермических течений вязких сред в конфузорных каналах с упругой поверхностью. Дис. ... канд. техн. наук. Орел: 2017. 191 с.
 42. Монастырский, В.Ф. Разработка методов и средств управления надежностью мощных ленточных конвейеров. Дис. ... д-ра. техн. наук. Днепропетровск, 1991. 248 с.
 43. Мягков, С.Д. Теоретическое определение сил сопротивления движению от деформирования груза и ленты мощных ленточных конвейеров. // Шахтный и карьерный транспорт, вып. 3. - М.: Недра, 1977, с. 33 -36.
 44. Паршин, А.А. Исследование надежности и установления рациональных методов технического обслуживания конвейерных линий роторных комплексов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1974. 16 с.
 45. Перель, Л.Я. Расчет, проектирование и обслуживание опор // Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.
 46. Повх, И.С. Исследование зависимости свойств комплексных литиевых смазок на основе синтетических базовых масел от вязкости дисперсионной среды и состава дисперсной фазы / И.С. Повх, Б.П. Тонконогов, Л.Н. Багдасаров, Д.С. Колыбельский, Я.В. Порфирьев // Журнал СФУ. Серия «Химия» – 2015. – Том 8. № 1. – С.53-59.
 47. Повх, И.С. Влияние рецептурно-технологических факторов на характеристики комплексных литиевых смазок с улучшенными низкотемпературными свойствами: Дис. ... канд. техн. наук. М., 2015. 126 с.
 48. Покровский Г.П. Топливо, смазочные материалы и охлаждающие жидкости // Учебник для студентов вузов. М.: Машиностроение. 1985. 200 с.
 49. Попов П.С. Влияние состава и свойств дисперсионной среды на качество сульфонатных пластичных смазок. Дис. ... канд. техн. наук. М., 2016. 168 с.

50. Ряховский О.А., Гончаров С.Ю., Сыромятников В.С. Экспериментальное определение температуры в подшипниках качения // Известия высших учебных заведений. М.: Машиностроение. 2014. С.3-9
51. Седов, Л.М. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1987. 432 с.
52. Сергеев Ю.С. Моделирование вентильно-индукторного электровибропривода / Сергеев Ю.С., Сандалов В.М., Карпов Г.Е. // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Челябинск: 2017. С.90-98
53. Сергеева Н.В. Обоснование метода расчета распределенных сил сопротивления движению ленты на линейной части трубчатого конвейера для горных предприятий. Дис. ... канд. техн. наук. М., 2009. 128 с.
54. Серый В.П. Расчет шарнирных узлов ленточных конвейеров с учетом надежности. / Серый В.П., Норенко И.И. //Сб.: Шахтный и карьерный транспорт. Вып. 5. М.: Недра, 1980. С. 60–66
55. Сеницын В.В. Подбор и применение пластичных смазок. М: Химия, 1974. – 416 с.
56. Смазочные материалы: Справочник. М.: Машиностроение. 1989. 217 с.
57. Смирнов, В.К. Сопротивление движению ленты от шевеления материала при проходе роликов / В.К. Смирнов, И.А. Шпакунов // — В кн.: Горнорудные машины и автоматика. М.: Недра, 1966, вып. П. с.228-235.
58. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков В.К. // - М.: Машиностроение, 1968. - 487 с. 117
59. Спиваковский, А.О. Вопросы уточнения методики тягового расчета ленточного конвейера / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев // Горная электромеханика и механизация горных работ. - М.: Недра, 1969. -с. 234-247.
60. Спиваковский, А.О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев // - М.: Наука, 1977,- 154 с.
61. Спиваковский, А.О. Теория ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев // М.: Наука. 1982. -191с.
62. Спиваковский, А.О. Транспортные машины и комплексы открытых горных разработок / А.О. Спиваковский, М.Г. Потапов // М.: Недра. 1983. -383 с.

63. Титов, А.А. Исследование и создание роликов с долгодействующей смазкой для ленточных конвейеров горнодобывающей промышленности: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1975. 209 с.
64. Транспорт на горных предприятиях. - Под ред. Б.А. Кузнецова. - М.: Недра, 1976. – 552с.
65. Фукс, И.Г. Влияние условий охлаждения на структуру и свойства литиевых смазок: сборник тезисов III Всесоюзной научно-технической конференции, Бердянск / И.Г. Фукс, Э.А. Смиотанко, В.В. Вайншток, Ю.Н. Шехтер, Б.Н. Карпинин – Киев: Наукова Думка, 1979. – 255 с.
66. Шешко, Е.Е. Горно-транспортные машины и оборудования для открытых работ: Учеб. пособие. М: Изд. МГГУ, 2003. 260 с.
67. Шахмейстер, Л.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев // М.: Машиностроение, 1978. 392 с.
68. Шахмейстер Л.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев // М.: Машиностроение, 1987. 336 с.
69. Шпакунов, И.А. Исследование основных составляющих коэффициента сопротивления движению на длинных горизонтальных ленточных конвейерах. // Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. - Днепропетровск, ИГТМ, 1968,-160 с.
70. Эйгенсон, Л. С. Моделирование. М.: 1952. 230 с.
71. Ячиков, И.М., Востриков А.В. Моделирование тепловыделения в подшипнике качения при использовании эмпирических формул и эластогидродинамической теории. // Математическое и программное обеспечение систем в промышленной и социальной сферах. 2015. №1. С. 27-32.
72. Archard, J.F. Elastohydrodynamic lubrication – improvements in analytic solutions / J.F. Archard, K.P. Baglin // Proc. Inst. Mech. Eng. -1986. –P. 281–291.
73. Archard, J.F. Non-dimensional parameters in isothermal theories of elastohydrodynamic lubrication / J.F. Archard // Journal of mechanical engineering science. – 1965.- Vol.10. –P. 37-42.
74. Cheng, H.S. A numerical solution for the pressure, temperature, and film thickness between two infinitely long, lubricated rolling and sliding cylinders under heavy loads / H.S. Cheng, B. Sternlicht // J. Basic Eng. ASME Trans.87. -1965. – P. 695–707.
75. Dowson, D. A. Numerical procedure for the solution of the EHD problem on rolling and sliding contacts lubricated by a Newtonian fluid / D. Dowson // Proc.Inst.Mech.Engrs. – 1965. – P. 77-82.
76. Dowson, D. A. Generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication / D. Dowson // International journal of mechanical engineering sciences. – 1962. - Vol. 4. - P. 159-170.

77. Dowson, D. Elastohydrodynamic Lubrication: textbook / D. Dowson, G.R. Higginson: - London: Pergamon Press. – 1963. -432 p.
78. Dowson, D. Whittaker A.V. The isothermal lubrication of cylinders / D. Dowson // ASME transaction. -1965. - Vol. 8. - P. 224-234.
79. Dyson, A. Flow properties of mineral oils on elastohydrodynamic lubrication / A. Dyson // Philos. Trans. of the Royal Society of Mathematical and Physical Sciences. – 1965. - Ser. A. - Vol. 258. - № 1092. - P. 529-564
80. Ghosh, M. K. Thermal elastohydrodynamic lubrication of line contacts / M.K. Ghosh, B. J. Hamrock // Trans. ASME. – 1985. - Vol. 28. – P. 159-171.
81. Hamrock, B. J. Fundamentals of fluid film lubrication / B.J. Hamrock: - NY: Mc-Graw Hill, 1994. – 305 p.
82. Hamrock, B.J. Ball bearing lubrication: textbook / B.J. Hamrock, D. Dowson: - NY: Wiley & Sons, 1981. – 620 p.
83. Hamrock, B.J. Ball bearing lubrication: the elastohydrodynamics of elliptical contacts: textbook / B.J. Hamrock, D. Dowson: - NY: Wiley & Sons, 1981. – 472 p.
84. Hamrock, B.J. Pressure spikes in elastohydrodynamically lubricated conjunctions / B.J. Hamrock, P. Ping, L. Rong-Tsong // ASME J. Tribol. – 1988. – Vol. 110(2). – P. 279–284.
85. Hunter, W.B. Effect of temperature variations across the lubricant films in the theory of hydrodynamic lubrication / W.B. Hunter, O.C. Zienkiewicz // Journal of the mechanic ing. – 1960. – Vol. 2. – P. 134-150.
86. Quaas H. Der Laufwiderstand von Tragrollen mit Fastachse Bergbautechnik, 1970, N. 8, S. 404 – 410.
87. Официальный сайт SKF. SKF Bearing Calculator. [Электронный ресурс] — Режим доступа. — URL:<http://www.skf.com/ru/knowledge-centre/engineering-tools/skfbearingcalculator.html>.
88. NLGI Grease production survey report for the calendar years 2012, 2011, 2010 and 2009 [Электронный ресурс] – 2013. – Режим доступа: www.nlgi.org
89. ГОСТ 23258 – 78. Смазки пластичные. Наименование и обозначение (с Изменениями № 1, 2). — Введ. 1979-07-01.— М.: Изд-во стандартов, 2002.
90. ГОСТ 9433 – 80. Смазка ЦИАТИМ-221. Технические условия (с Изменениями № 1, 2, 3). — Введ. 1982-01-01.— М.: ИПК Изд-во стандартов, 2002.
91. ГОСТ 21150-87. Смазка Литол-24. Технические условия. — Введ. 1989-01-01.— М.: Стандартиформ, 2006.

Приложение 1



АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Тропакова Артёма Валерьевича на тему: **«Обоснование метода расчёта силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий в зависимости от условий эксплуатации»** выполненной на кафедре горное оборудование, транспорт и машиностроение ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС», представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук

20 сентября 2019 г.

Настоящий акт составлен о том, что результаты диссертационных исследований, выполненных аспирантом кафедры горное оборудование, транспорт и машиностроение федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования Министерства образования и науки Российской Федерации «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» Тропаковым Артёмом Валерьевичем на тему «Обоснование метода расчёта силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий в зависимости от условий эксплуатации», заслушаны и обсуждены на производственно-техническом совещании конструкторского отдела подъёмно-транспортных машин АО «ТЯЖМАШ». Разработанный автором метод расчёта силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров будет применяться отделом Главного конструктора по ГПМ при разработках конструкций конвейерных роликов, которые предназначены для эксплуатации в условиях низких температур и включает в себя:

Метод расчета эмпирических зависимостей величины сопротивления вращению конвейерных роликов от конструктивных параметров роликов и подшипников, типа применяемых пластичных смазок, нагрузок на ролик и скорости его вращения, в которых влияние температуры эксплуатации учитывается отдельно в виде температурного коэффициента.

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 смазок «Литол-24» и «ЦИАТИМ-221» не рекомендуется;

при определении силы сопротивления вращению ролика влияние температуры эксплуатации можно учитывать отдельно в виде температурного коэффициента;

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

Установление при низких температурах в подшипниковых узлах конвейерных роликов, так называемого виброреологического эффекта, при котором происходит резкое снижения сопротивления вращению, перемежающееся с резким его ростом;

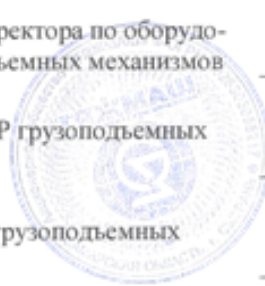
Рекомендации по использованию определённых видов пластичных смазок, которые могут применяться в качестве смазочных материалов подшипниковых узлов роликов ленточных конвейеров, при эксплуатации в условия низких температур.

Приведенные Тропачковым Артёмом Валерьевичем основные положения и результаты диссертационного исследования позволяют уменьшить силу сопротивления вращению конвейерного ролика, в зависимости от температуры эксплуатации, в 1,9 – 2,7 раза за счет уточнения коэффициента сопротивления вращению роликов, а также будут использованы в плановых научно-технических разработках конструкторского отдела подъёмно-транспортных машин АО «ТЯЖМАШ».

Заместитель генерального директора по оборудованию для ОИАЭ и грузоподъемных механизмов

Главный специалист по САПР грузоподъемных машин

Зам. Главного конструктора грузоподъемных машин



[Handwritten signature]
личная подпись

О.В. Цуканов

расшифровка подписи

[Handwritten signature]
личная подпись

П.Н. Егоров

расшифровка подписи

[Handwritten signature]
личная подпись

А.А. Свищёв

расшифровка подписи

Приложение 2



АКТ

Акт о внедрении результатов диссертационной работы Тропакова Артёма Валерьевича на тему: **«Обоснование метода расчета силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий в зависимости от условий эксплуатации»** выполненной на кафедре горное оборудование, транспорт и машиностроение ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук

По итогам рассмотрения диссертационной работы, выполненной аспирантом кафедры горное оборудование, транспорт и машиностроение федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования Министерства образования и науки Российской Федерации «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» Тропаковым Артёмом Валерьевичем на тему **«Обоснование метода расчёта силы сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров горных предприятий в зависимости от условий эксплуатации»**, принято нижеследующее заключение:

Для использования в научно-технических разработках конструкторского бюро ООО «ИЦ Интехком» предложены следующие основные положения и результаты изложенные в диссертационном исследовании:

1. Метод расчета зависимостей величины сопротивления вращению конвейерных роликов от условий эксплуатации, с учетом влияния от температуры, при которой эксплуатируется ленточный конвейер;

2. **Выявление** в подшипниковых узлах роликов виброреологического эффекта, характеризующийся резким спадом сопротивления вращению, с последующим стремительным его ростом;

3. **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 смазок «Литол-24» и «ЦИАТИМ-221» не рекомендуется;

- при определении силы сопротивления вращению ролика влияние температуры эксплуатации можно учитывать отдельно в виде температурного коэффициента;

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

4. **Выводы** по применению пластичных смазок, подходящих для применения в подшипниках конвейерных роликов, эксплуатирующийся при отрицательных температурах.

Положения позволяют повысить энергоэффективность ленточных конвейеров за счет снижения сопротивления вращению роликов за счет рационального использования современных пластичных смазок в зависимости от условий эксплуатации и будут использованы в плановых научно-технических разработках конструкторского бюро ООО «ИЦ Интехком».

Главный инженер

Дядченко Д.В.

Генеральный директор

Васильев В.В.

25.09.2019г.

ООО "ИЦ ИНТЕХКОМ"

143026, Москва, территория Сколково
ул. Нобеля, дом 7,
этаж 21-й, 57

т. 7 (495) 231-13-38
www.intechcom.ru
mail@intechcom.ru

