

Министерство науки и высшего образования РФ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Московский государственный технический университет  
имени Н. Э. Баумана» (национальный исследовательский университет) (МГТУ  
им. Н. Э. Баумана)

На правах рукописи

Кулешова Екатерина Михайловна

**ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ  
ПОСРЕДСТВОМ ПРИМЕНЕНИЯ НАНОМОДИФИЦИРОВАННОГО  
СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА**

2.5.3 – Трение и износ в машинах

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук,  
Поляков Сергей Андреевич

Москва 2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	6
Глава 1. Анализ проблем повышения износостойкости червячных передач по литературным данным .....	13
1.1. Области применения червячных передач и их конструктивные особенности .....	13
1.2. Особенности существующих методов оценки динамики изнашивания червячных передач и их недостатки.....	14
1.2.1 Анализ методов оценки интенсивности изнашивания червячных передач по литературным данным .....	17
1.2.2 Методические основы измерения износа и оценки износостойкости червячных передач .....	23
1.2.3 Анализ существующих методов оценки предельного износа червячных передач .....	26
1.3. Анализ существующих методов повышения износостойкости червячных передач .....	29
1.3.1 Введение дополнительных технологических операций – создание специальных форм зацепления червячных передач .....	32
1.3.2 Подбор конструкционных материалов и методов финишной термообработки деталей червячной пары .....	33
1.3.3 Использование смазочных материалов со стандартными противоизносными и противозадирными присадками .....	35
1.3.4 Применение смазочных материалов с добавками солей жирных кислот	36

1.4. Анализ влияния наномодифицированных смазочных материалов на износостойкость и несущую способность тяжело нагруженных сопряжений скольжения и возможность их применения в червячных передачах.....	38
Глава 2. Анализ закономерности формирования износостойкости сопряжений скольжения «сталь-бронза» на основе лабораторных сравнительных износных испытаний стальных и бронзовых образцов.....	48
2.1. Постановка задачи лабораторных испытаний и их регрессионного анализа.....	48
2.1.1 Предварительный экспертный отбор факторов для анализа весомости их влияния на интенсивность изнашивания .....	48
2.1.2 Моделирование области контакта червячной передачи в лабораторной установке МТ-8 и оценка адекватности моделирования по критериям подобия.....	49
2.1.3 Обоснование вида смазочного материала и описание проведения лабораторных испытаний .....	59
2.2. Методика измерения износа методом профилографирования.....	59
2.3. Результаты измерений интенсивности изнашивания образцов .....	63
2.3.1 Интенсивность изнашивания пары трения Б65–Г60 методом взвешивания.....	64
2.3.2 Интенсивность изнашивания образца Б65 методом профилографирования .....	67
2.4. Результаты регрессионного анализа лабораторных испытаний по оценке интенсивности изнашивания образцов .....	72
2.5. Описание предлагаемой закономерности формирования износостойкости сопряжений скольжения «сталь-бронза» на основании результатов лабораторных испытаний стальных и бронзовых образцов .....	77
Глава 3. Экспериментальное подтверждение достоверности выявленной закономерности формирования износостойкости для сопряжения «червяк-	

червячное колесо» при использовании наномодифицированного смазочного материала.....	88
3.1. Принцип работы и конструкция стенда для ускоренных испытаний червячных редукторов .....	88
3.2. Методика и порядок проведения ускоренных испытаний .....	91
3.3. Роль колебаний в процессе изнашивания и их влияние на износостойкость червячных передач .....	94
3.5. Методика определения коэффициента динамичности на основании данных по ускоренным испытаниям .....	97
3.4. Результаты измерений износа и построения зависимости интенсивности изнашивания зубьев червячного колеса от давления в контакте с червяком .....	99
3.5. Результаты регрессионного анализа стендовых испытаний по оценке интенсивности изнашивания зубьев червячного колеса.....	103
3.6. Результаты измерений коэффициента динамичности.....	106
Глава 4. Разработка уравнения динамики изнашивания и методики оценки параметрических границ триботехнической работоспособности червячных передач .....	112
4.1. Описание предлагаемого уравнения динамики изнашивания червячной передачи, учитывающего влияние наномодифицированного смазочного материала и роста коэффициента динамичности .....	112
4.2. Результаты расчета ресурса червячной передачи по критерию изнашивания .....	118
4.3. Описание разработанной методики оценки параметрических границ триботехнической работоспособности червячных передач, учитывающей влияние температуры смазочного материала, скорости относительного скольжения червячной пары и роста нагруженности сопряжения, а также результаты экспериментальной оценки этих границ .....	123

4.4. Экономическая эффективность применения наномодифицированной добавки «Стрибойл» в червячной передаче .....	127
Основные результаты и выводы .....	130
Список литературы .....	132
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	145

## ВВЕДЕНИЕ

**Объект исследования:** износостойкость червячных передач.

**Предмет исследования:** динамика изнашивания червячной передачи в связи с применением наномодифицированного смазочного материала.

**Актуальность темы диссертации:**

Червячные передачи широко используются в машиностроении благодаря своей компактности, высокой кинематической точности, бесшумности и плавности работы, а также возможности получения самотормозящей передачи, позволяющей выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса. Червячные передачи используются в тяжело нагруженных ответственных механизмах, например, таких как лифты и эскалаторы. Основной причиной выхода из строя большинства изделий машиностроения, как отмечено в специализированной литературе (Гаркунов Д.Н.), является изнашивание. По этой же причине возникает большая часть отказов и у червячных передач. Изнашивание зубьев червячного колеса происходит в связи с тем, что вектор скорости скольжения и касательная к линии контакта на отдельных участках контактирования колеса с червяком составляют угол в несколько градусов, что неблагоприятно для формирования смазочной пленки, и способствует развитию процесса изнашивания. В научной литературе имеется ряд исследований, связанных с изнашиванием червячных передач, которыми занимались: Петрусевич А.И., Гришко В.А., Часовников Л.Д., Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Попов П.К., Андриенко Л.А., Хон Б.Р., Штайнгровер К. и др.

Выделение изнашивания как основной причины выхода из строя червячных передач было сделано на основе специальных исследований на статистически представительной выборке рядом авторов (Попов П.К., Андриенко Л.А. и др.). Данный факт также подтверждается и зарубежными исследованиями (Хон Б.Р., Штайнгровер К. и др.), в которых основное внимание уделяется вибродиагностике. При этом основной причиной ухудшения вибродиагностических параметров

является изнашивание зубьев червячного колеса. Традиционные методы повышения износостойкости червячных передач, такие как повышение твердости деталей, изменение технологии изготовления и др., являются весьма дорогостоящими, и не дают значимого эффекта. Использование штатных противоизносных присадок при отсутствии гидродинамических эффектов, как это имеет место в червячном зацеплении, приводит к формированию хемосорбционной пленки, не позволяющей разделить сопрягаемые детали, т.к. ее толщина меньше суммарной высоты шероховатостей (не более 10 нм). Поэтому в тяжело нагруженных сопряжениях скольжения для увеличения толщины остаточной пленки стали применяться методы металлоплакирования с использованием соединений мягких металлов, в том числе, солей жирных кислот (Прокопенко А. К., Кужаров А. С., Суслов П.Г., и др.), в том числе, для повышения КПД червячных передач (Киселев Б. Р. и др.), а исследование свойств и структуры этой пленки показали ее высокую износостойкость (Кужаров А.С., Куксенова Л.И.). В том же направлении с использованием солей жирных кислот были разработаны наномодифицированные смазочные материалы, в состав которых входят наноразмерные частицы (с размерами 50 –100 нм) с периферией из солей жирных кислот. Это способствует формированию пленок значительной толщины (от 100 нм и более) и существенно усиливает приработочные эффекты (Погодаев Л.И., Поляков С. А.). Однако на сегодняшний день данные исследования не получили нужного развития в области повышения износостойкости червячных передач. В связи с этим актуальным является вопрос повышения износостойкости червячных передач посредством применения наномодифицированных смазочных материалов. Кроме того, исследования по износостойкости червячных передач не содержат параметров, учитывающих динамику изнашивания, т.е. обратную связь между текущим значением износа и мгновенной скоростью изнашивания, что выражается в изменении интенсивности изнашивания от наработки (Тененбаум М.М., Артемов И.И., Тартаковский И.Б., Шепер М.Н. и др.). В реальных условиях динамика изнашивания существенно влияет на работу сопряжений скольжения, в том числе на возникновение внезапных и постепенных отказов в связи с ростом скорости

изнашивания и коэффициента динамичности по мере наработки. Поэтому она влияет на триботехническую работоспособность. В связи с этим, является актуальным исследование динамики изнашивания червячных передач.

**Цель работы:** повышение износостойкости червячных передач путем применения наномодифицированной добавки к смазочному материалу, что позволит расширить параметрические границы применения червячных передач, а также увеличит срок службы червячной передачи.

**Задачи исследования:**

1. Провести обзор работ в области применения червячных передач и выявить проблемы их эксплуатации. Провести анализ существующих методов повышения износостойкости червячных передач.

2. Провести предварительные лабораторные сравнительные износные испытания стальных и бронзовых образцов и выявить наиболее значимые факторы, влияющие на износостойкость пары сталь-бронза в условиях граничной смазки. Выявить закономерности формирования износостойкости сопряжений скольжения при использовании наномодифицированного смазочного материала и разработать математическое описание этих закономерностей.

3. Провести стендовые испытания червячной передачи для экспериментальной оценки адекватности и достоверности предложенного описания закономерности формирования износостойкости для сопряжения «червяк–червячное колесо» при использовании наномодифицированного смазочного материала.

4. Разработать уравнение динамики изнашивания червячной передачи, позволяющее учитывать влияние наномодифицированного смазочного материала и роста коэффициента динамичности на долговечность червячной передачи.

5. Разработать методику оценки параметрических границ триботехнической работоспособности червячных передач, позволяющую учитывать влияние температуры смазочного материала, скорости относительного скольжения червячной пары и роста нагруженности сопряжения на эти границы, а также



выявить эти границы для вариантов смазывания штатным и наномодифицированным смазочным материалом.

**Научная новизна:**

1. Выявлена закономерность формирования износостойкости сопряжений скольжения при использовании наномодифицированного смазочного материала, и представлено математическое описание этой закономерности на примере сопряжения «червяк – червячное колесо», учитывающее влияние наномодифицированного смазочного материала. (п. 3. – «Закономерности различных видов изнашивания и поверхностного разрушения при трении.»).

2. Получена зависимость изменения интенсивности изнашивания от нагрузки при использовании наномодифицированного смазочного материала, выраженная в виде нелинейной степенной зависимости с уменьшением интенсивности изнашивания по мере роста нагрузки на основе экспериментальных данных испытаний сопряжений скольжения, в том числе, червячной передачи, которая интерпретирована на основе выявленной закономерности формирования износостойкости. (п. 3. – «Закономерности различных видов изнашивания и поверхностного разрушения при трении.», п. 10. – «Физическое и математическое моделирование процессов трения и изнашивания. Расчет и оптимизация узлов трения и сложных трибосистем.»).

3. Разработано новое уравнение динамики изнашивания червячной передачи, позволяющее учитывать влияние роста коэффициента динамичности и состава смазочного материала на долговечность червячной передачи на основе результатов стендовых испытаний. В частности, уравнение показывает, что применение наномодифицированного смазочного материала позволяет увеличить ресурс червячной передачи в 7,5 раз. (п. 10. – «Физическое и математическое моделирование процессов трения и изнашивания. Расчет и оптимизация узлов трения и сложных трибосистем.», п. 12. – «Диагностика трибосистем.»).

4. Установлены параметрические границы триботехнической работоспособности червячных передач, учитывающие влияния температуры смазочного материала, скорости относительного скольжения червячной пары и

роста нагруженности сопряжения на основе результатов стендовых испытаний червячной передачи для вариантов смазывания штатным и наномодифицированным смазочным материалом с увеличением критических значений не менее, чем на 20%. (п. 10. – «Физическое и математическое моделирование процессов трения и изнашивания. Расчет и оптимизация узлов трения и сложных трибосистем»).

#### **Научные результаты, выносимые на защиту:**

1. Результаты экспериментальных исследований, позволившие получить новую нелинейную закономерность изменения зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки, влияющую на долговечность червячных передач;
2. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, позволившие выявить закономерность формирования износостойкости червячных передач с учетом процесса пленкообразования на поверхностном слое контактирующих деталей;
3. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, позволившие разработать уравнение динамики изнашивания червячных передач с учетом роста коэффициента динамичности и изменения состава смазочного материала, позволяющее в результате совместного анализа показателей амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) и интенсивности изнашивания прогнозировать параметрические границы триботехнической работоспособности червячных передач.

**Обоснованность и достоверность** научных положений, выводов и результатов обусловлены их сопоставимостью с экспериментальными данными, полученными автором; использованием стандартизированных и апробированных методов проведения экспериментов и обработки экспериментальных данных.

#### **Практическая значимость работы:**

1. Технические предложения к проектированию червячных передач с экономически обоснованным и эффективным использованием наномодифицированных смазочных материалов, позволяющим снизить трение и износ в червячной паре и увеличить срок ее службы.

2. Рекомендации по методам проведения триботехнических испытаний червячных передач на износостойкость и долговечность для уменьшения количества и длительности проводимых экспериментов без потери точности, а также рекомендации по экспериментальной оценке параметрических границ триботехнической работоспособности червячных передач.

**Реализация результатов работы:** результаты диссертационной работы приняты к использованию в учебном процессе кафедры РК-3, дисциплине «Трение и изнашивание механизмов. Смазочные материалы», а также использованы при разработке методики оценки эффективности новых смазочных материалов в механических передачах (ООО «Купер»).

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационной работы прошли положительную апробацию на девяти всероссийских и международных научных конференциях: на IV Международной научно-технической конференции «ЖивКом – 2018» (Москва, 2018), XII Международной научно-технической конференции «Трибология – машиностроению» (Москва, 2018), IV Междисциплинарном научном форуме с международным участием "Новые материалы и перспективные технологии", (Москва, 2018), Международной конференции РАН «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», (Москва, 2018), VI Международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении», (Москва, 2019), VI Междисциплинарном научном форуме с международным участием "Новые материалы и перспективные технологии" (Москва, 2020), II Межвузовской заочной конференции аспирантов, соискателей и молодых ученых «Наука, технологии и бизнес» (Москва, 2020), XIII Международной научно-технической конференции «Трибология – машиностроению» (Москва, 2020), VII Международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении» (Москва, 2021), на VI Международной научно-технической конференции «ЖивКом – 2022» (Москва, 2022), заседании научно-технического совета отдела «Трение, износ, смазка. Трибология» ИМАШ РАН (Москва, 2023).

**Публикации.** Основные результаты диссертации изложены соискателем в 14 научных трудах, в число которых входят 8 научных статей из журналов, рекомендованных ВАК РФ, 2 – в международных журналах, индексируемых в базах данных Scopus и Web of Science, 4 – в сборниках конференций., общим объёмом 2,3 п.л.

**Структура и объём работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка литературы из 104 наименований. Работа изложена на 145 страницах машинного текста, содержит 55 рисунков и 13 таблиц и одно приложение.

# ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ЛИТЕРАТУРНЫМ ДАННЫМ

## 1.1. Области применения червячных передач и их конструктивные особенности

Для передачи средних и малых мощностей (от долей киловатта до 30 кВт) часто применяют червячные передачи [37]. Применение червячных передач при больших мощностях неэкономично из-за низкого КПД и требует дополнительных мер для охлаждения передачи во избежание сильного нагрева. Червячная передача широко используются при значительных (от 8 до 63...80) передаточных числах [37, 91]. К достоинствам относятся, компактность, в следствие чего относительно небольшая масса конструкции, высокая кинематическая точность, а также бесшумность и плавность работы при сравнительно больших частотах вращения ведущего вала, возможность получения самотормозящей передачи, т. е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса [37, 91]. В работе будет рассматриваться применение червячной передачи как элемента привода для внутрицехового транспорта. В этом случае рассматривается средний равновероятный режим работы и равномерность нагружения с изменением вращающего момента не более, чем в два раза относительно номинального.

Червячные передачи имеют и существенные недостатки. В червячных передачах велики потери мощности на трение в зацеплении (за счет скольжения витков червячного винта по зубьям колеса), в следствие чего выделяется значительное количество теплоты в зоне зацепления червяка с колесом. Уменьшение потерь в зацеплении, уменьшение износа зубьев червячного колеса и

повышение надежности против заедания («намазывания» бронзы на червяк) достигается лишь при применении червяков с твердой поверхностью, шлифованных и полированных, и при применении дорогостоящих материалов с высокими антифрикционными свойствами для червячного колеса.

Как известно, основной причиной выхода из строя червячных передач является изнашивание зубьев червячного колеса и в меньшей степени червяка, а также подшипников [91, 97, 35]. Это связано с тем, что вектор скорости скольжения и касательная к линии контакта на отдельных участках контактирования колеса с червяком составляют угол в несколько градусов, что неблагоприятно для условий смазывания и ведет к повышенному износу [37, 91].

Поэтому рассмотрение червячной передачи на предмет износостойкости является актуальной задачей.

## **1.2. Особенности существующих методов оценки динамики изнашивания червячных передач и их недостатки**

Критерии работоспособности червячных передач, отмеченные в традиционных источниках информации [97, 35, 101], сводятся к перечислению причин отказов. Основной причиной выхода из строя червячных передач является заедание. На первом этапе заедание проявляется в мягкой форме, в виде натира, характеризующегося постепенным ростом площади схватывания локальных участков контактирующих поверхностей зубьев (может проявляться в виде «намазывания» бронзы на червяк). Но наиболее опасным является переход от мягкой формы заедания к тяжелой, проявляющейся в виде задира рабочих поверхностей червячной передачи, сопровождающейся резким ростом коэффициента трения в зацеплении и полным износом зубьев колеса, в случае отсутствия снижения нагрузки. Но на сегодняшний день не существует единого метода расчета червячной передачи по критерию заедания, в виду отсутствия достаточно надежного критерия заедания. Поэтому актуальным является детальное

рассмотрение причин возникновения заедания и выявление связанных с ним основных параметров предельного состояния (областей нагрузок, скоростей и температур масла и т.д.).

Основной расчет для оценки ресурса, который предлагается делать в канонической литературе [35] – это расчет на контактную усталость. Тем не менее, как показывают и практика, и расчеты [19, 61] ограничение ресурса по критерию предельного износа является существенно более сильным, чем по критерию контактной усталости.

Оценку ресурса червячных передач по критерию предельного износа можно проводить с помощью методики, предложенной в работах Павлова В.Г., Ряховского О.А., Андриенко Л.А., Вязникова В.А [19, 61, 60]. Зная интенсивность изнашивания  $J$  и значение максимально допустимой величины износа, можно определить остаточный ресурс  $T$  червячной передачи

$$T = \frac{\Pi}{2bGn_2J}, \quad (1.1)$$

где  $\Pi$  — величина допустимого износа зубьев колеса,  $b$  — полуширина площадки контакта,  $n_2$  — частота вращения колеса,  $G$  — геометрический параметр червячной передачи. Величина  $(b G n_2)$  имеет смысл скорости относительного скольжения.

При подобных вычислениях принимаются следующие допущения: в среднем сечении зуб червячного колеса после изнашивания остается эвольвентным, а радиус кривизны уменьшается на величину износа. При этом величина допустимого износа зависит от предельного значения того или иного параметра технического состояния, которое, в свою очередь, зависит от назначения привода с червячной передачей.

Геометрический параметр червячной передачи  $G$  определяется по формуле

$$G = \frac{qU}{Z_2 \sin \alpha_t \cos \beta \cos \gamma_w},$$

где  $q$  — коэффициент диаметра червяка,  $U$  — передаточное отношение,  $Z_2$  — число зубьев колеса,  $\alpha_t$  — угол профиля в торцевой плоскости,  $\gamma_w$  — угол подъема винтовой линии червяка на начальном цилиндре,  $\beta$  — угол между касательной к

линии контакта и вектором скорости скольжения в полюсе зацепления, который можно определить как

$$\beta = \arcsin(\sin \alpha_t \sin \gamma_w)$$

Недостатком предлагаемого метода является отсутствие учета изменения динамики изнашивания червячной передачи при использовании разных составов смазочного материала. Тот факт, что применение модифицированных добавок может существенно изменить динамику изнашивания тяжелоногруженных сопряжений скольжения известен уже давно. К примеру, данное явление было обнаружено Шепером М.Н. [102]. Он проводил оценку износа и измерение люфта в соединениях шасси самолетов, в которые вводилась обычная смазка и смазка с добавлением металлоплакирующей добавки. Было обнаружено, что с увеличением люфта растут динамические нагрузки, которые приводят к увеличению скорости износа. В случае применения обычной смазки износ по наработке изменялся по экспоненте, а в случае применения металлоплакирующей добавки скорость износа снижалась и износ по наработке изменялся линейно. На рис. 1.1 показана принципиальная схема определения ресурса сопряжений скольжения.

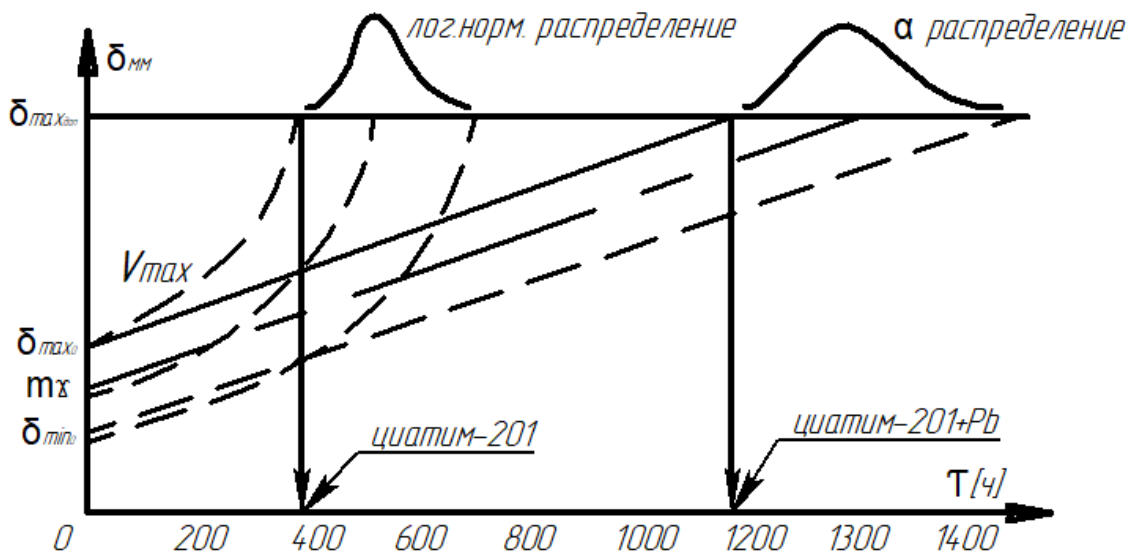


Рис. 1.1. Результаты испытаний пары вал-втулка, которые проводились при использовании минеральной смазки и при использовании модифицированной добавки [102]

Испытания показали, что применение модифицированной добавки дает возможность увеличить ресурс пары трения примерно в несколько раз. Данная методика оценки динамики изнашивания сопряжений скольжения может быть



применена и для оценки динамики изнашивания червячных передач. А для того чтобы оценить ресурс червячной передачи первоначально необходимо определить интенсивность изнашивания и величину предельного износа.

### 1.2.1 Анализ методов оценки интенсивности изнашивания червячных передач по литературным данным

Первые попытки оценить интенсивность изнашивания червячной передачи были сделаны в работе [64], где учитывались условия формирования эласто-гидродинамической пленки в контакте червяка и колеса. Однако оценить ресурс передачи на основе модели, полученной в работе, было возможным лишь по условию заедания, которое наступало в случае превышения допустимого нагрузочно-скоростного фактора, определяемого по контактно-гидродинамическим условиям. Более детально обоснованные модели были приведены в работе [44], где предлагается строить элементные законы изнашивания для различных деталей механических передач на основе представлений о механике разрушения материалов. Один из таких законов, предложенный в работе [60] имеет вид

$$I = k \left[ \left( \frac{P}{HB\varepsilon} \right) \sqrt{(1+f^2)} \right]^m \left( \frac{R_{max}}{rb^{\frac{1}{v}}} \right)^c, \quad (1.2)$$

где  $P$  — нагрузка (МПа),  $HB$  — твердость по Бринеллю,  $\varepsilon$  — относительное удлинение материала при разрыве (характеристика пластичности),  $f$  — коэффициент трения, учитывающий связь нормальной и тангенциальной деформации,  $b^{\frac{1}{v}}$  — безразмерный показатель опорной кривой, характеризующей распределение материала в пространстве между шероховатыми поверхностями.

Данная формула достаточно сложна для реальной оценки интенсивности изнашивания, поскольку содержит ряд величин, определение которых как теоретическим, так и экспериментальным путем весьма затруднительно. Это, в

частности, относится к величине коэффициента трения, поскольку расчетные методы неточны и не предназначены для подобных оценок в условиях смешанной смазки, а экспериментально выделить составляющую, отвечающую за данное значение коэффициента трения практически невозможно. Мало обосновано использование показателя  $\varepsilon$ , который в условиях поверхностной деформации трением неадекватно описывает процесс накопления повреждений, поскольку объемный процесс деформации гетерогенного сплава — например, оловянистой бронзы — протекает иначе, чем на поверхности — без выделения на поверхность мягкой структурной составляющей.

Кроме того, в основе расчета, разработанного в работах, указанных выше, лежит представление о монотонно возрастающей зависимости интенсивности изнашивания от давления в контакте сопряженных деталей. Данная зависимость является достаточно распространенной формой для оценки износостойкости, хотя существуют ограничения по ее применению.

Использование данной зависимости возможна в конкретных условиях и при наличии сведений о конкретных свойствах материалов, а также их поведении. Если условия внешнего трения соблюдаются, то фрикционные связи могут выступать как упругая или упруго-пластическая деформация. В этом случае может происходить изнашивание контактирующих поверхностей.

Интенсивность изнашивания по определению

$$J = \frac{h}{L},$$

где  $h$  — толщина изношенного слоя, а  $L$  — путь трения.

Толщина изношенного слоя должна складываться из толщин слоев, деформированных в процессе тангенциального перемещения, при этом число циклов до разрушения соответствующего слоя  $n$  должно определяться соотношением критической  $\varepsilon_{кр}$  и фактической  $\varepsilon_{ф}$  деформаций этого слоя

$$n = \frac{\varepsilon_{кр}}{\varepsilon_{ф}}.$$

В то же время толщина деформированного слоя должна определяться величиной внедрения или сближения поверхностей, имеющей вид для единичной шероховатости

$$a_i = \frac{N_i}{2\pi r HB},$$

где  $N$  — нагрузка,  $HB$  — твердость по Бринеллю,  $r$  — радиус закругления шероховатости.

В этом случае интенсивность изнашивания будет являться функцией нагрузки на контакт  $N$ , поскольку

$$h = \frac{a_i}{n} = \frac{N}{2\pi r HB n}$$

В общем виде для оговоренных условий формула для зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки будет иметь вид

$$J = kP^m,$$

где  $k$  — размерный коэффициент, характеризующий механические и геометрические свойства изнашиваемой детали, пронормированный на длину пути трения

$$k = \frac{A_{ном}}{2\pi r HB n},$$

$P$  — отношение нормальной нагрузки к номинальной площади контакта (среднее номинальное давление),  $m$  — показатель степени, учитываемый в случае нелинейности зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки.

В подобном виде данная закономерность была использована в работе [19] и многих других исследованиях. Не смотря на упомянутую выше ограниченность ее применения, практика показывает, что при адекватном использовании она дает удовлетворительную точность оценки [19].

В частности, в работе [19] предлагается определять интенсивность изнашивания по формуле

$$J = K_u \left( \frac{P}{HB_2} \right)^m, \quad (1.3)$$

где  $P$  – контактное давление (по Герцу);  $HB_2$  – твердость по Бринеллю материала зубчатого венца червячного колеса;  $K_u$ ,  $m$  – экспериментально устанавливаемые коэффициенты [19].

На основании статистической обработки результатов испытаний значения коэффициентов, входящих в формулу (1.3), приняты в работе [19] следующими:

$K_u = 0,3 \cdot 10^{-9} \dots 2,0 \cdot 10^{-9}$ , в среднем  $K_u = 1,0 \cdot 10^{-9}$ ,  $m = 2,66 \dots 1,44$ , в среднем  $m = 1,76$ .

Основным условием использования данной зависимости может быть экспериментальное определение перечисленных величин, хотя в процессе периодических испытаний не представляется возможным менять большинство из факторов, влияющих на процесс изнашивания.

Учитывая, что при граничном или смешанном режимах смазки основными факторами изнашивания червячных передач являются процессы поверхностного механического разрушения материалов, в [19] принят элементный закон изнашивания материала червячного колеса в виде (1.3). Влияние таких параметров, как вязкость масла, микрогеометрические свойства рабочих поверхностей и другие параметры, которые в работе [19] не исследовались, в определенной степени учтены коэффициентами  $K_u$  и  $m$ .

На рис. 1.2 показаны кривые интенсивности изнашивания в зависимости от контактного давления в червячном зацеплении, полученные в работе [19].

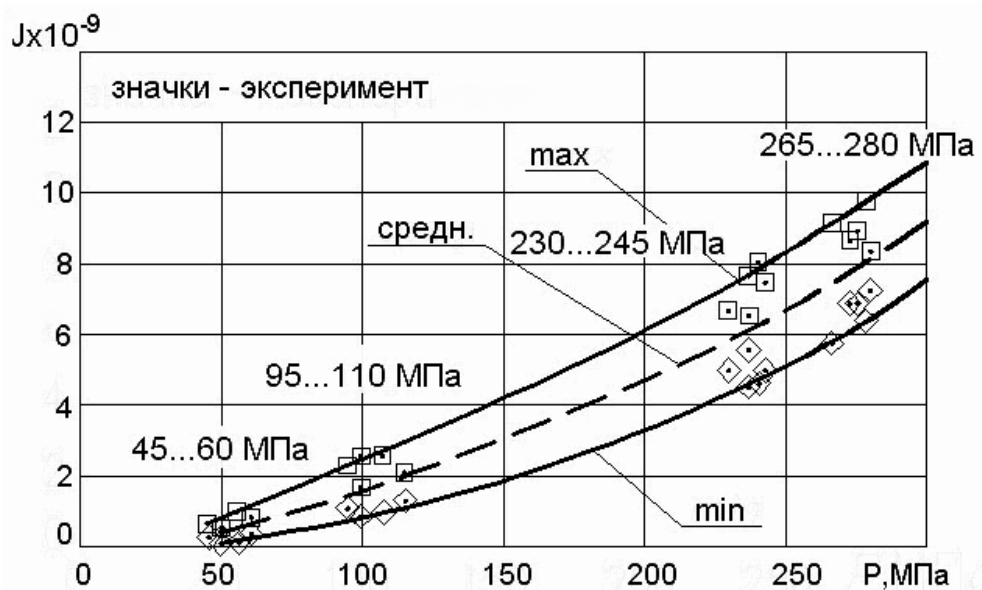


Рис. 1.2. Зависимость интенсивности изнашивания от контактного давления [19]

Нетрудно увидеть, что в приведенных формулах влияние смазочного материала на процесс изнашивания не учитывается. В то же время, можно отметить, что в формуле (1.2) содержится коэффициент трения, который должен учитывать связь нормальной и тангенциальной деформации, однако его оценка крайне затруднена, так как он должен определяться непосредственно в контакте витка червяка с зубом колеса, что экспериментально выполнить имеющимися лабораторными средствами невозможно. Кроме того, неизвестно — каким конкретно образом эта величина может быть связана с видом смазочного материала и механизмом его смазочного действия.

Поэтому для оценки влияния смазочного материала на процесс изнашивания наиболее приемлемым представляется метод сравнительных износных испытаний, когда интенсивность изнашивания определяется при одинаковых условиях, но с изменением одного параметра — состава смазочного материала. В работе [30] в качестве материала червяка рассматривается специальный чугу́н. Для случая замены смазочного материала предлагается методика испытаний в работе [44]. Базой для сравнения могут служить данные работы [19].

То, что смазочный материал оказывает существенное влияние на процессы контактного взаимодействия, отмечалось различными авторами [73, 58, 80]. Причем подобные исследования, в силу своей актуальности, постоянно пополняются новыми сведениями, например, отраженными в работе [66, 87, 71].

Как следует из ряда работ, перечисленных выше, действие модифицированных смазочных материалов на процесс изнашивания может привести к существенному изменению степенной зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки, включая тенденцию к снижению интенсивности изнашивания с ростом нагрузки до определенных значений нагрузки, лимитируемых процессом пленкообразования.

На рис. 1.3 показаны примеры различных зависимостей интенсивности изнашивания от давления в контакте, полученные при испытании бронзы БрА5 и

бронзы БрАЖНМц 10-4-4-2 в паре со сталью 45 для различных смазочных материалов при возвратно-поступательном движении [68].

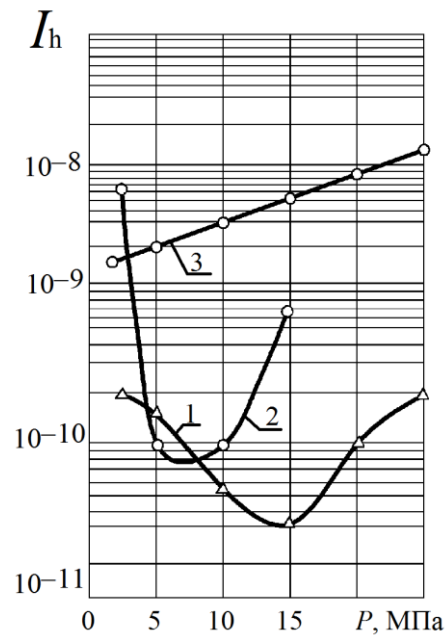


Рис. 1.3. Зависимость интенсивности изнашивания от давления для пары бронза БрА5 — сталь 45 при смазывании глицерином (1) и веретенным маслом (2) и для пары: бронза БрАЖНМц 10-4-4-2 — сталь 45 при смазывании керосином с присадкой (3) [68]

Модифицированные смазочные материалы, действие которых обеспечивает большее повышение нагрузочной способности и износостойкости, чем стандартные смазочные материалы [43, 85], могут быть рассмотрены и использованы для червячных передач, поскольку они обладают более эффективным действием. Примеры влияния смазочных материалов на работоспособность червячных передач даны в [73, 49, 79, 97]. Отметим, что для случая использования модифицированных смазочных материалов возникают новые закономерности трения и изнашивания, поскольку меняются свойства приповерхностных слоев конструкционных материалов, что отмечалось в исследованиях авторов [73, 43, 58, 66, 80, 87, 72].

## 1.2.2 Методические основы измерения износа и оценки износостойкости червячных передач

Как было упомянуто, для оценки влияния смазочного материала на процесс изнашивания наиболее приемлемым представляется метод сравнительных износных испытаний, когда интенсивность изнашивания определяется при одинаковых условиях, но с изменением одного параметра — состава смазочного материала. Базой для сравнения могут служить данные работы [32]. Методика измерения износа содержится в работе [32], в которой величина износа измерялась штангензубомером точностью не ниже 0,010 мм в точках, показанных на рис. 1.4. Поскольку величина износа витков червяка существенно меньше величины износа зубьев червячного колеса, в расчетах принимается, что изнашиваются только зубья колеса.

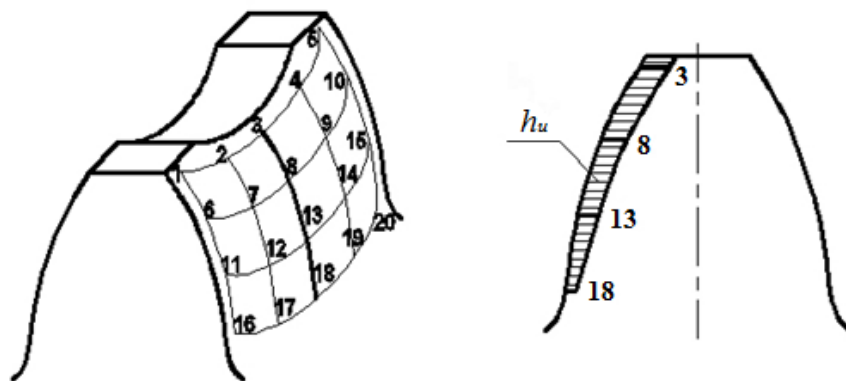


Рис. 1.4. Расположение плоскостей и точек замеров на зубе червячного колеса для определения износа: а) сетка для замеров величин износа,

б) форма боковой поверхности зуба червячного колеса после изнашивания

[32]

Распределения износа по боковой поверхности зуба червячного колеса показывают, что наибольшая величина износа в среднем сечении зуба. Поэтому целесообразно замеры проводить только в этом сечении. При обработке исходных опытных данных принимается допущение: частные значения износа, найденные по трём, расположенным под углом  $120^\circ$  зубьям для нескольких сечений по высоте зуба, усредняются. По мере приработки справедливость осреднения возрастает [32].

После проведения измерений строится гистограмма с частотой повторения величин износа зуба, выраженных в относительных единицах (отношение износа к модулю зубьев).

Тогда, зная величину износа червячного колеса, можно определить интенсивность изнашивания, выразив ее из формулы (1.1)

$$J = \frac{h_u}{2bGn_2t},$$

После определения интенсивности изнашивания на разных ступенях нагружения можно построить зависимость интенсивности изнашивания зубьев червячного колеса от давления в контакте с червяком. При определении контактного давления в зацеплении червячной передачи в качестве исходной обычно принимается формула Герца для начального линейного контакта двух цилиндров по их образующим [32]

$$P = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q_n \cdot E_{np}}{\rho_{np}}},$$

где  $q_n$  – нормальная погонная нагрузка,  $\rho_{np}$  – приведенный радиус кривизны,  $E_{np}$  – приведенный модуль упругости материалов червяка и червячного колеса.

Очевидно, что приведенная формула для расчета контактных давлений в червячной передаче не учитывает реальную геометрию червячного колеса и червяка, таким образом, оценить реальную площадку контакта червячной пары не представляется возможным. Из рис. 1.2 можно увидеть, что полученные по формуле Герца контактные давления превышают предел текучести бронзы, из которой изготовлено червячное колесо, что ставит под сомнение точность приведенных расчетов. Для того, чтобы получить более точное значение контактного давления, необходимо оценить отношение окружной силы на колесе к контурной площади касания червячной пары. Оценить контурную площадь касания можно по методике, предложенной в работе [73]. Методика, использованная в данной работе для оценки контурной площади касания, заключается в следующем. Зуб червячного колеса фотографируется на цифровую камеру с использованием стандартной измерительной линейки. Полученное



цифровое изображение обрабатывается в программном пакете «КОМПАС», используемом для автоматизированного проектирования деталей машин. В результате обработки изображения получается две величины: общая площадь боковой поверхности зуба и непосредственно контурная площадь касания, границу которой можно определить по наличию следов изнашивания. На рис. 1.5. показано пятно контакта на поверхности зуба червячного колеса после приработки 200 ч.

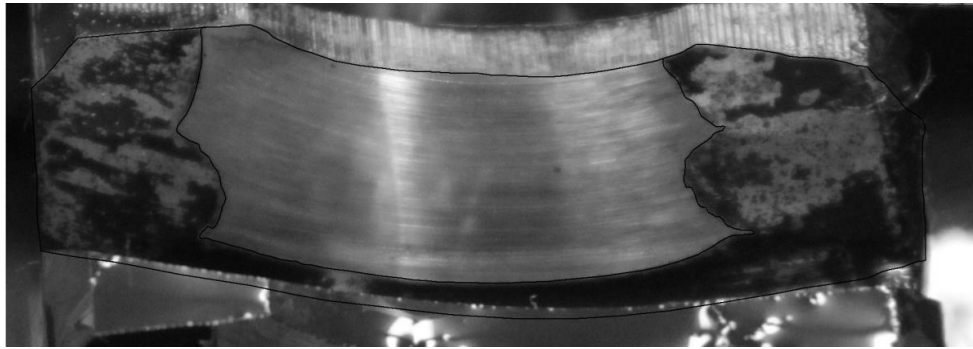


Рис. 1.5. Пятно контакта на поверхности зуба червячного колеса [73]

По рискам измерительной линейки на цифровом изображении определяется масштаб изображения. На рис.1.6 показано макроизображение, обработанное в САД-пакете - обведены контуры площадей, проставлены размеры по рискам измерительной линейки [73].

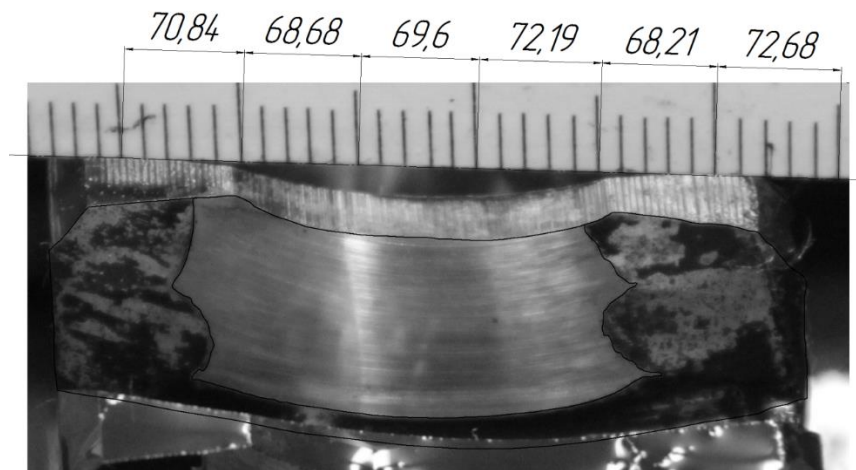


Рис. 1.6. Определение масштаба изображения [73]

Таким образом, можно построить зависимость интенсивности изнашивания от давления в контакте червячной пары, рассчитанного по формуле Герца, а также рассчитанного на основе реальной контурной площади касания, определяемой по следам изнашивания.

### 1.2.3 Анализ существующих методов оценки предельного износа червячных передач

Выбор параметра технического состояния, с которым должен быть увязан предельный износ, определяется из условий работоспособности передачи. Червячное зацепление относится к таким тяжело нагруженным сопряжениям скольжения, которые работают в наиболее тяжелых условиях. Контактные напряжения здесь могут достигать сотен МПа, при этом увеличение динамичности может происходить в силу изнашивания ввиду роста зазора в зацеплении [19], а также ухудшения условий трения и смазывания и, как следствие, роста силы трения в зацеплении [83]. Как показывают исследования [83], основной причиной внутренней динамичности червячных передач являются контактные процессы в зацеплении, которые могут вызвать колебания. При этом конечным итогом процесса деформации при усилении колебаний становится заедание, которое и определяет предельное состояние червячной передачи в соответствии с [19]. Известно, что высокая деформация приводит к заеданию [7, 6, 17]. Таким образом, как показывают исследования [32, 90], параметром, рост которого ограничивает величину предельного износа, можно считать коэффициент динамичности  $K_d$ .

По методике [32] предельный износ ограничивается ростом коэффициента динамичности  $K_d$ , который зависит при прочих равных условиях от зазора в зацеплении, что связано с процессом изнашивания практически линейно [32].

В существующих методиках расчетов ресурса червячных передач, учет динамических нагрузок является приближенным, а в реальных условиях эксплуатации (в частности, в условиях граничной смазки) коэффициенты динамичности нагрузки могут существенно превышать рекомендуемые значения. Поэтому актуальной является задача учета влияния динамических нагрузок на надежность червячных передач и прогнозирования остаточного ресурса в результате изнашивания.

Коэффициент динамичности, в соответствии с [35], можно определить по формуле

$$K_d = 1 + \Delta T / T_n = 1 + (C_f / T_n) \sum A_i$$

где  $T_n$  — номинальный момент,  $\Delta T$  — превышение номинального момента,  $C_f$  — коэффициент крутильной жесткости червячной передачи,  $A_i$  — амплитуды крутильных колебаний червячной передачи. Традиционное понимание данной величины состоит в том, что приращение вращающего момента  $\Delta T$  возникает в результате изменения внешней нагрузки. Однако подобная перегрузка, должна, как правило, рассматриваться как случайное кратковременное отклонение, а номинальный момент должен выбираться как максимально допустимый длительно действующий.

Тем не менее, вариации момента могут возникать в силу изменений внутренней динамики привода. Для червячных передач эти изменения могут возникать по причинам нарушения условий смазывания, например, при работе в режиме «пуск-остановка». Возникающая в таких условиях система смешанной смазки будет приводить к изнашиванию и постепенному ухудшению условий контактирования.

Исследованиями в области динамических процессов и вибраций в зубчатых и червячных передачах, а также их вибродиагностики занимались такие ученые, как А.И. Петрусевич, В.Н.Кудрявцев, М.Д.Генкин, Э.Л.Айрапетов, О.И.Косарев, И.С.Кузьмин, В.Н.Ражиков, Э.Б.Вулгаков, А.Г.Соколова, Л.О.Штриплинг, П.К.Попов, Б.П.Тимофеев, В.В.Аккерман, М. Бентон, и др. [3, 2, 4, 10, 11, 13, 14, 33, 46, 89, 103].

Для оценки динамических нагрузок в червячных передачах можно использовать методы вибродиагностики, позволяющие анализировать вибросигнал углового движения выходного вала с помощью датчиков угла поворота (ДУП), например, как предложено в работе [32].

Но в данном случае, в связи со сложностью определения точных параметров жесткости и демпфирования, необходимо разрабатывать динамическую модель,

которая не может быть использована в качестве диагностической, а только в качестве исследовательской. Поэтому, учитывая неточность метода вибродиагностики, разработка нового способа определения динамических нагрузок в результате изнашивания также является актуальной задачей.

На рис. 1.7 показано полученное в работе [32] изменение коэффициента динамичности в зависимости от величины относительного износа: нижняя кривая – минимальные значения, средняя – математическое ожидание, верхняя – максимальные значения из 90% доверительного интервала. Значения относительного износа соответствуют частному от деления текущего значения износа к значению модуля конкретной передачи. В качестве характеристики степени изношенности здесь использована величина относительного износа ( $h_u/m$ ), где  $h_u$  – текущее значение износа,  $m$  – модуль червячной передачи.

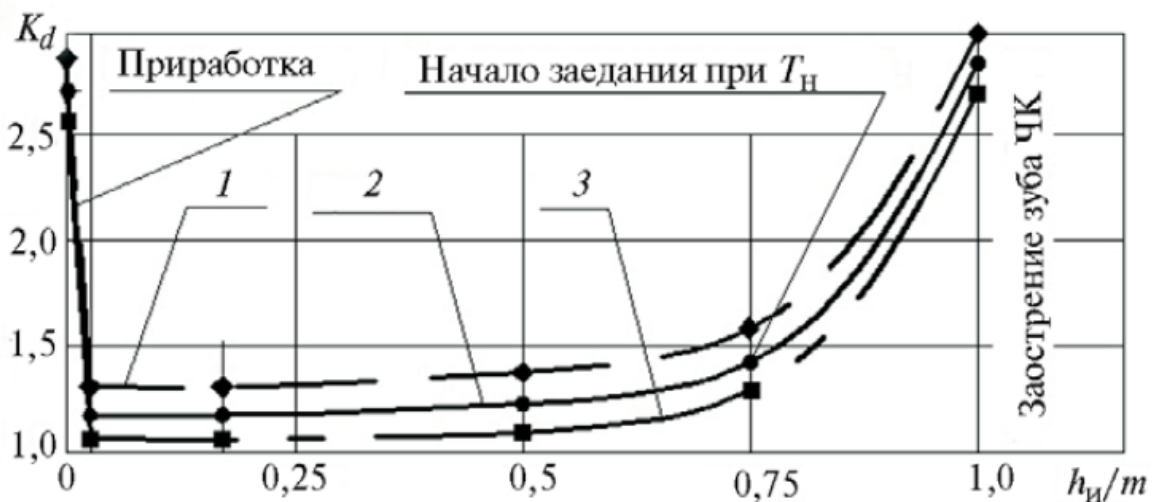


Рис. 1.7. Зависимость коэффициента динамичности нагрузки от величины относительного износа [32]

Как видно из графика, в начале работы червячной передачи значения коэффициента динамичности велики, но после приработки становятся равными 1,1...1,3, что соответствует рекомендуемым в литературе. С ростом величины износа червячного зацепления значения коэффициента динамичности опять увеличиваются и превышают рекомендуемые значения в 2,5 раза и более, что приводит к «холодному заеданию» и снижению нагрузочной способности червячной передачи [32].

Однако при этом в работе [32] рассматривается лишь один вариант подобной зависимости, в то время как изменение состава смазочного материала ведет не только к изменению зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки, но и зависимости коэффициента динамичности от нагрузки [86].

Основным методом борьбы с ростом динамичности сопряжений скольжения предлагается смазывание [8, 1, 5, 95]. Так для направляющих используют специальные антискачковые присадки, содержащие соли жирных кислот переходных металлов [58, 95].

Отметим, что наличие смазочного материала не устраняет проблему колебаний при трении скольжения, но влияет на параметры колебаний. Так, в подшипниках скольжения, работающих преимущественно в условиях гидродинамической смазки, также присутствуют автоколебания [40], однако по мере снижения сил трения увеличивается период этих колебаний, то есть подбором смазочного материала и режима работы сопряжения можно устранить высокочастотные колебания и существенно снизить их амплитуду, что повышает работоспособность подобных сопряжений. Очевидно, что подобная практика может быть распространена и на червячное зацепление

### **1.3. Анализ существующих методов повышения износостойкости червячных передач**

Одним из основных критериев работоспособности сопряжений скольжения является минимально допустимая толщина смазочной пленки [22, 38, 39] разделяющей трущиеся поверхности. В червячном зацеплении существенную роль играет трение скольжения, механическое воздействие на поверхность конструкционного материала червячной передачи происходит в условиях, когда смазочная пленка не может разделить контактирующие детали. Этот факт подтверждают экспериментальные данные по определению зависимости КПД

червячной передачи от нагрузки и числа оборотов червячного вала, полученные в работе [32].

Отметим, что КПД червячной передачи должен определяться аналогично КПД винтового механизма. Поэтому если пренебречь составляющими, связанными с барботажем и трением в подшипниках

$$\eta = \frac{P_{nz} - P_{zmp}}{P_{nz}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_{\omega}}{\operatorname{tg} (\gamma_{\omega} + \varphi)},$$

где  $\varphi$  – угол трения,  $\gamma_{\omega}$  – угол подъема винтовой линии.

Как следует из формулы и известной связи силы трения и коэффициента трения с нормальной нагрузкой и давлением в контакте, представленной на диаграмме Герси-Штрибека в его левой части (при значении параметра Зоммерфельда меньше критического, рис. 1.8 [25]), по мере увеличения тормозного момента КПД должен падать.

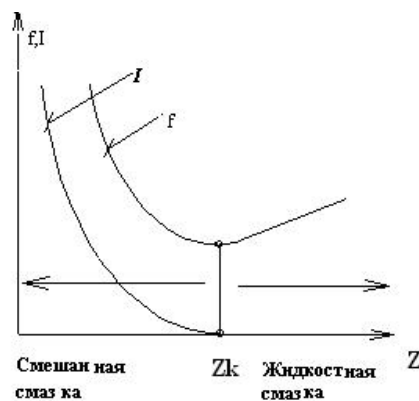
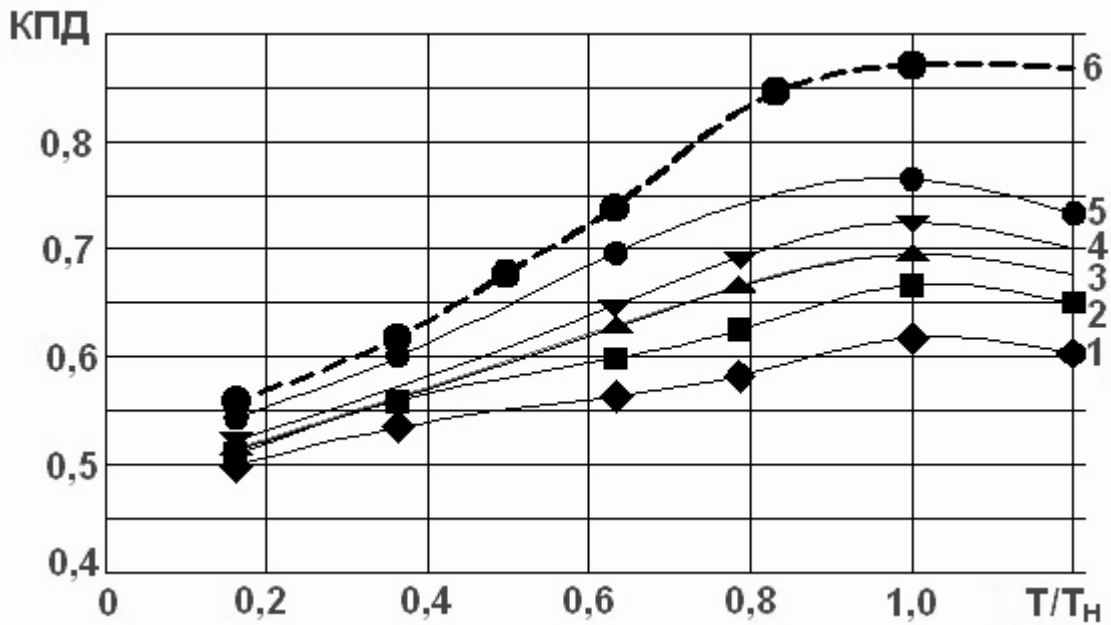
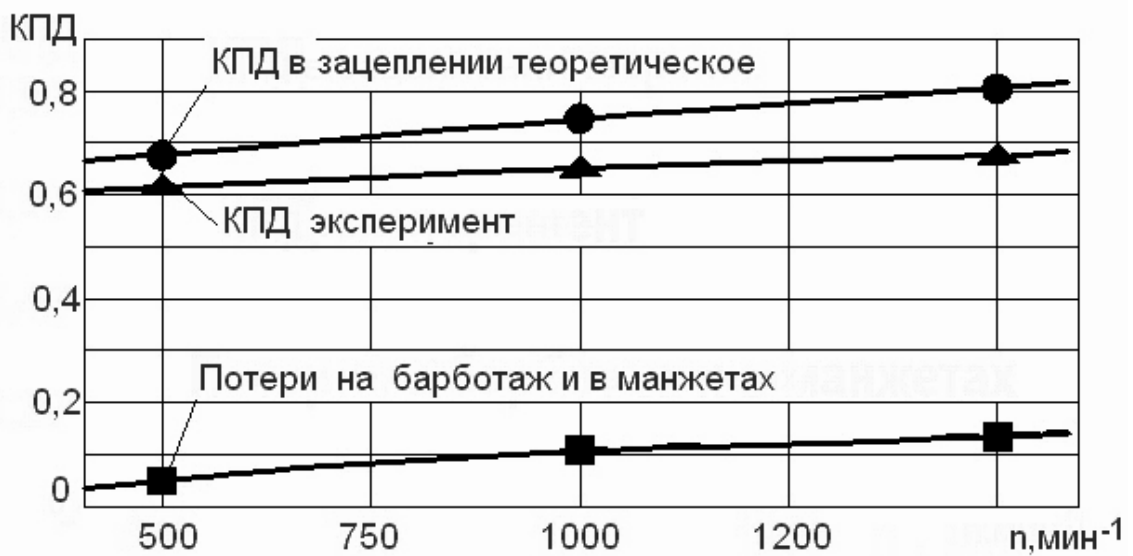


Рис. 1.8. Диаграмма Герси – Штрибека: схема зависимости коэффициента трения  $f$  и интенсивности изнашивания  $I$  от параметра Зоммерфельда (минимуму  $f$  соответствует критическое значение  $Z_k$ ) [25]

Именно это наблюдается в случае превышения тормозным моментом номинального значения. На рис. 1.9 (а) показаны экспериментальные кривые КПД, снятые для червячных передач разных типоразмеров, в зависимости от нагрузки [32]. (кривые 1-МЧ40-30  $n_1=845\text{мин}^{-1}$ , 2- МЧ40-30  $n_1=1350\text{мин}^{-1}$ , 3-5Ч80А-40  $n_1=1440\text{мин}^{-1}$ , 4-5Ч100-31,5  $n_1=1440\text{мин}^{-1}$ , 5- МЧ40-30  $n_1=2300\text{мин}^{-1}$ , 6- 5МЧ125-31,5  $n_1=1350\text{мин}^{-1}$  с зацеплением ZT). На рис. 3,б – зависимость КПД от частоты вращения для 5Ч80А-31,2 при нагрузке  $T_H=200\text{Нм}$ .



а)



б)

Рис.1.9. Зависимость КПД от нагрузки и числа оборотов червячного вала [32]

Из графиков следует, что максимальный КПД при номинальной нагрузке ( $T/T_n=1$ ), КПД червячных передач с зацеплением  $ZT$  выше, чем у эвольвентных червячных передач. Барботажные потери и потери в манжетах (они не учитываются в существующих расчетах) снижают КПД по сравнению с теоретическим на 5-7% [41]. В эксперименте КПД измерялся механическим способом через соотношение вращающих моментов на тихоходном и быстроходном валах с балансирной

установкой электродвигателя. Кроме того, он оценивался косвенно (по отношению мощностей на порошковом тормозе и электродвигателе мотор-редуктора).

Как следует из приведенного графика на рис. 1.7 (б), потери на трение уменьшаются с ростом скорости относительного скольжения, что указывает на соответствие данной закономерности левой ветви зависимости  $f$  от  $Zk$  на диаграмме Герси-Штрибека. Таким образом, поведение червячной передачи подчиняется общим закономерностям, справедливым для сопряжений скольжения, при этом условия смазывания находятся преимущественно в области смешанной смазки.

### **1.3.1 Введение дополнительных технологических операций – создание специальных форм зацепления червячных передач**

Для того, чтобы повысить износостойкость, КПД и несущую способность червячных передач, в литературе [92] предлагается тщательная отработка технологии производства передач, включающая применение современных зуборезных, червячно-шлифованных и шлифовально-затыловочных станков, проектирования и изготовления специального инструмента и т.д. Для возможности создания специальных форм зацепления необходима разработка современных программ компьютерного моделирования зацепления и контакта, и создание прогрессивных методов обработки поверхностей [92]. Все перечисленные мероприятия являются весьма дорогостоящими трудозатратными.

Отметим также, что создание специальных форм зацепления [92] и варьирование стандартных смазочных материалов пока что не показали существенного влияния на потери на трение и КПД червячных редукторов (рис. 1.10) [41, 92].



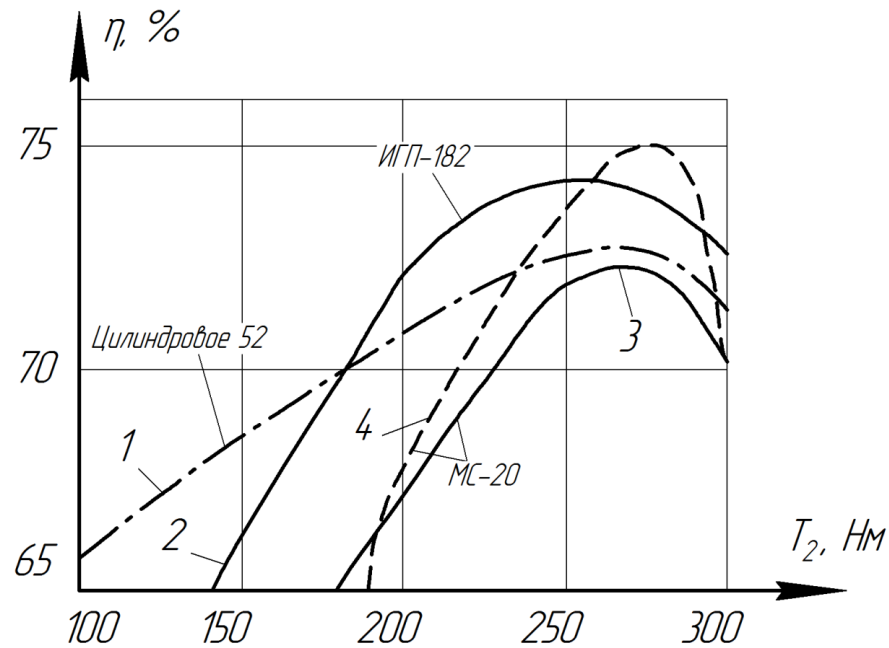


Рис. 1.10. Зависимость КПД ( $\eta$ , %) от нагружающего момента ( $T_2$ , Нм) при смазочных материалах: цилиндрическое 52; ИГП-182; МС-20 [92]

1, 2, 3 – передача с глобоидной наружной поверхностью червячного колеса.

4 - передача с цилиндрической наружной поверхностью червячного колеса.

Как видно из рис. 1.10, зависимость КПД от величины нагружающего (тормозного) момента для различных вариантов смазочных материалов при использовании специальных форм зацепления [92] дает значения КПД и номинальных моментов, мало отличающиеся от стандартных значений. Это ставит под сомнение необходимость введения дополнительных технологических операций, обеспечивающих специальные формы зацепления [92].

### 1.3.2 Подбор конструкционных материалов и методов финишной термообработки деталей червячной пары

Еще одним способом повышения является подбор материалов червячной пары. Ограниченность методов подбора конструкционных материалов приводит к сложности оценки контактных напряжений, т.к. она должна опираться на значение допускаемых контактных напряжений [97], а подбор конструкционных материалов осуществляют, как правило, на основе известных показателей механических

свойств, таких, например, как предел текучести, предел выносливости, твердость и т.д. [97]. Для оценки пригодности материала эти показатели сравнивают с известным критерием работоспособности, например, допустимым напряжением. Однако материалы, используемые для сопряжений, в которых присутствует трение скольжения, вряд ли возможно охарактеризовать каким-либо одним механическим свойством, показатель которого (например, твердость) мог бы быть представлен как критерий работоспособности. Это связано с тем, что требования к механическим свойствам подобных материалов противоречивы, так как для них важен определенный вид сочетания твердости с высокой пластичностью, что обусловлено возможностью реализации тех или иных условий смазывания и пленкообразования [74].

Материалы червячной пары должны обладать износостойкостью, пониженной склонностью к заеданию, хорошей прирабатываемостью и повышенной теплопроводностью [91].

Венцы червячных колес при высоких скоростях скольжения выполняют из дорогостоящих оловянно-фосфористых бронз БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1, оловянно-цинковой бронзы БрО5Ц5С5. Чем выше скорости скольжения и чем дольше продолжительность работы передачи, тем выше необходимость в применении бронзы с высоким содержанием олова. Для тихоходных передач применяют алюминиево-железистые бронзы БрА10Ж4Н4Л, БрА9Ж3Л и латуни. При малых скоростях скольжения и при больших диаметрах колес допустимо применять чугуны марок СЧ15, СЧ20.

Для изготовления червяков применяют углеродистые или легированные стали. Выбор марки стали зависит от назначаемой термической обработки червяка и его габаритных размеров. Нелинейчатые и эвольвентные червяки обычно изготавливают с твердыми цементированными и закаленными по поверхности шлифованными и полированными витками. Применяют стали 18ХГТ, 20Х, 2ХНЗА, 15ХФ с твердостью после закалки 56...63HRC, стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45...55HRC, также применяют червяки из азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю и др. Высокая твердость и

гладкость рабочих поверхностей витков обеспечивает наибольшую стойкость зубьев червячных колес в отношении износа [100]. Что касается архимедовых и конволютных червяков, то их рабочие поверхности витков обычно не шлифуют, т.к. для их шлифовки необходимо применение специально профилированных по кривой шлифовальных кругов, что может быть рентабельным только при массовом производстве [100]. Поэтому такие червяки часто изготавливаются из относительно мягких сталей, подвергнутых термическому улучшению, которые имеют весьма низкую износостойкость.

### **1.3.3 Использование смазочных материалов со стандартными противозносными и противозадирными присадками**

Как известно, одним из способов увеличения износостойкости сопряжений скольжения, в том числе и червячных передач, является увеличение толщины смазочной пленки (более чем суммарная высота шероховатостей сопрягаемых деталей). При невозможности обеспечить необходимую толщину смазочного слоя с помощью вязкостных свойств, которые не оказывают существенного влияния на процесс изнашивания при граничном режиме смазывания, как следует из диаграммы Герси-Штрибека [25], переходят к выбору группы масел с использованием противозносных и противозадирных присадок, данные по которым даются в работе [95]. Однако рекомендации [95] далеко не всегда позволяют обеспечить высокую нагрузочную способность соответствующих сопряжений. При этом механизм смазочного действия подобных присадок основан на процессе образования хемосорбированных пленок на трущихся поверхностях, образующихся в результате взаимодействия конструкционных материалов с активными компонентами присадок, например, фосфором, входящим в состав такой присадки как ДФ-11 [95]. При отсутствии гидродинамических эффектов, как это имеет место в червячном зацеплении, при использовании стандартных противозносных присадок, формирующаяся хемосорбционная пленка, не

позволяет разделить сопрягаемые детали, т.к. ее толщина меньше суммарной высоты шероховатостей (не более 10 нм).

#### **1.3.4 Применение смазочных материалов с добавками солей жирных кислот**

В то же время известно, например, что обеспечение критерия минимальной толщины смазочной пленки возможно с помощью наномодифицированных смазочных материалов [74]. При этом процесс пленкообразования может сопровождаться формированием у сопряжения скольжения нового свойства – склонности к адаптации [82], что является актуальным направлением для современного машиностроения. Известно также, что различные способы формирования защитных пленок на поверхностях трения в результате действия смазочного материала давно используются в повышении задиростойкости, износостойкости и в целом триботехнической работоспособности сопряжений скольжения [58, 95]. При этом разработка смазочных материалов, действие которых ведет к формированию пленок значительной толщины (от 100 нм и более) и существенно усиливает приработочные эффекты, то есть адаптационные свойства, велась сравнительно давно [23, 48]. Важно отметить, что процессы пленкообразования в этом случае протекает на коллоидном, наноструктурном уровне, что получило развитие в последние годы [31, 34, 54, 62, 93]. Получили также распространение довольно много различных добавок и присадок, имеющих нетрадиционные компоненты [15, 16, 21, 36, 59, 63, 75, 84, 72, 96, 99]. Наномодифицированные смазочные материалы, действие которых на контактные поверхности приводит к процессу пленкообразования, позволяют существенно повысить несущую способность червячных передач в условиях граничной и смешанной смазки [27, 55, 75, 87, 72].

Также хорошо известно положительное влияние глицерина на пары трения «сталь-медные сплавы», выражающееся в эффекте избирательного переноса, обнаруженного российскими трибологами И.В. Крагельским и Д.Н. Гаркуновым

еще в 1956 г. В научной литературе имеются исследования, связанные с применением глицерина в червячных редукторах. Например, в работе [31] был обнаружен эффект избирательного переноса в глобоидном редукторе при смазывании передачи глицерином, также в работе [31] проведена оценка влияния эффекта смазывания глицерином на повышение эксплуатационных характеристик редуктора. Показано, что при смазывании передачи глицерином повышается КПД и нагрузочная способность передачи.

Также эффект избирательного переноса может быть достигнут за счет применения металлоплакирующих добавок с добавлением солей жирных кислот. Например, в работе [43] проводились испытания червячных передач при использовании металлоплакирующих смазочных композиций, в состав которых входят металлоплакирующие компоненты, составляющие основу бронзы, такие, как медь, олово, никель и др. Для увеличения растворимости стеаратов металлов в минеральных маслах, их получение проводилось в присутствии определенного количества ненасыщенных высших жирных кислот. В работе [43] показано, что применение металлоплакирующих смазочных материалов с добавлением солей жирных кислот приводит к снижению коэффициента трения и соответственно к снижению энерго-эксплуатационных затрат.

Таким образом, в приведенных работах показано положительное влияние смазочных материалов с добавлением солей жирных кислот на коэффициент трения и соответственно на КПД червячных передач. Но, к сожалению, исследований влияния представленных смазочных композиций на износостойкость червячных передач проведено не было, поэтому этот вопрос остается актуальным.

#### **1.4. Анализ влияния наномодифицированных смазочных материалов на износостойкость и несущую способность тяжело нагруженных сопряжений скольжения и возможность их применения в червячных передачах**

В тяжело нагруженных сопряжениях скольжения хорошо проявляют себя наномодифицированные смазочные материалы с добавлением солей жирных кислот. Например, это показано в работах [69, 81], где были реализованы эксперименты по синтезированию и лабораторным исследованиям некоторых смазочных композиций, включающих наномодифицированные коллоидные растворы, способствующие процессу адаптивного пленкообразования [48, 54, 62].

В связи с этим для повышения эффективности процесса пленкообразования проводился процесс диспергирования наночастиц полититаната калия и наночастиц серпентина в технологической жидкости, содержащей ингредиенты, необходимые для процесса коллоидообразования [104], например, раствор олеиновой кислоты в спирте при разной ее концентрации, и позволяющий контролировать процесс с помощью метода акустической спектроскопии, что дает возможность проводить процесс, практически, в любой технологической жидкости.

Пример проведения диспергирования с мобильным контролем дисперсности наночастиц полититаната калия методом акустической спектроскопии показан на примере образцов, которые представляли собой мелкодисперсный порошок полититаната калия белого цвета в растворителе. Состав суспензии - 10 г полититаната + 95 мл изопропилового спирта + 5 мл олеиновой к-ты. Суспензия обрабатывалась ультразвуком с мощностью источника ультразвука 5 квт в течение 10 минут. Полученный коллоидный раствор исследовался на предмет распределения частиц полититаната калия по размерам. По результатам исследования построено распределение частиц. Измерение выполнено методом акустической (ультразвуковой) спектроскопии с использованием прибора PA Fast Sizer – 100. Пример распределения дан на рис. 1.11, по горизонтальной оси X –

размер частиц (в микронах, логарифмическая шкала), по оси Y – объемная доля частиц данного размера (в процентах).

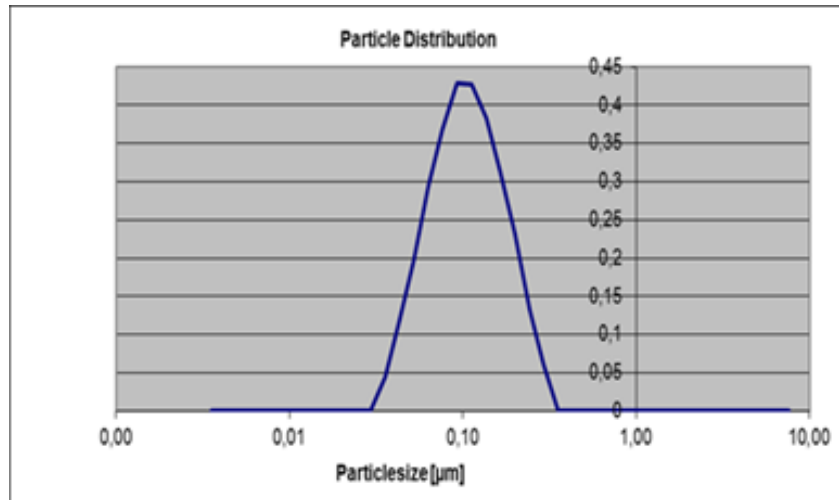


Рис. 1.11. Распределение частиц полтитаната калия по размерам [74]

Кроме того, в работах [69, 81] рассматривались другие возможности для улучшения процесса пленкообразования. Как отмечается в литературе [47], наличие высокой дисперсности твердой составляющей суспензии не является гарантией устойчивости и эффективности функционирования смазочной композиции. В частности, высокодисперсные металлические порошки при отсутствии других компонент коллоидообразования не обеспечивают эффективного процесса пленкообразования и начинают проявлять себя только при достаточно высоких концентрациях [47]. В то же время, даже при отсутствии твердой составляющей в смазочной композиции процесс пленкообразования может давать заметный эффект при стимулировании трибополимеризации за счет образования радикалов из координационных соединений с последующим формированием сшитых сетчатых высокомолекулярных структур, удерживающих жидкую составляющую смазочного материала у поверхности трения [88, 65].

В связи с этим в работах [69, 81] исследовались возможности введения в получаемую суспензию наномодифицированных веществ, а также катализаторов, стимулирующих процесс пленкообразования [88, 65].

Вид распределения частиц серпентина по размерам, полученный после длительного воздействия ультразвуком (20 мин.) в среде спирта +0,1% уксусной кислоты показан на рис. 1.12.

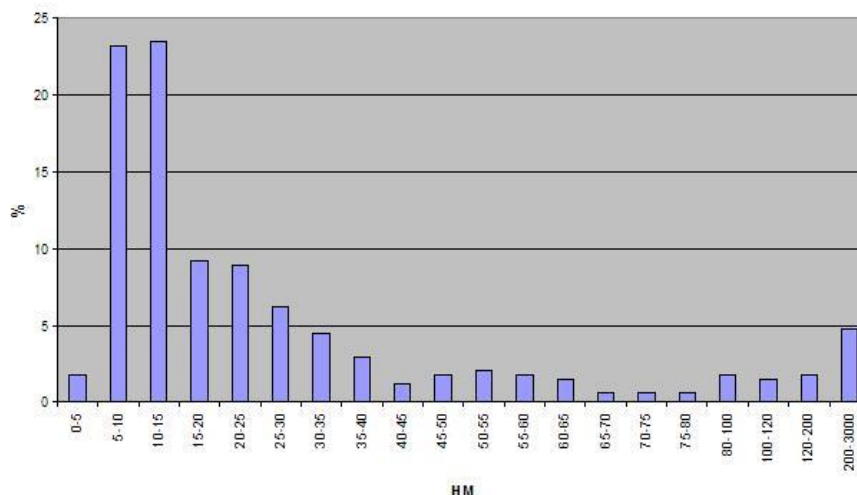


Рис. 1.12. Вид распределения частиц серпентина по размерам после длительного воздействия ультразвуком

(20 мин.) в среде спирта +0,1% уксусной кислоты [76, 84]

Отметим, что в качестве пленкообразующего вещества могут быть использованы различные углеводородные жидкости. В частности, это может быть индустриальное масло, которое достаточно легко деструктурирует в процессе трения, как это было показано в [76]. Получаемые в результате деструкции радикалы и комплексы под каталитическим воздействием наночастиц (серпентина, ПТК и др.) и солей жирных кислот могут образовывать достаточно эффективные противоизносные пленки, прочно хемосорбированные с металлической поверхностью трущейся детали). То же относится и к моторным маслам, которые помимо углеводородов содержат также противоизносные присадки, содействующие пленкообразованию.

В работах [69, 81] исследовалось масло М8 с добавкой нанодисперсного коллоидного раствора частиц полититаната калия (ПТК) в олеиновой кислоте с добавкой солей жирных кислот (СЖК), которое в таблице обозначено как (М8+ПТК+СЖК). Эта композиция сравнивалась с чистым маслом М8, а также индустриальным маслом (И20А) и таким же маслом с добавкой нанодисперсной суспензии серпентина в растворе солей жирных кислот, в табл. 1 – (И20+СС+СЖК).



Таблица 1. Основные показатели прирабатываемости и нагрузочной способности тяжело нагруженных сопряжений скольжения для рассматриваемых смазочных композиций [69, 81]

Состав смазочного материала	Максимальная нагрузка не приработанного сопряжения $P_{мн}$ , МПа	Максимальная нагрузка приработанного сопряжения $P_{мп}$ , МПа	Показатели прирабатываемости П и (в скобках) скорости роста нагрузочной способности, $P_{мп}/b$ , МПа·с <sup>-1</sup>	Нагрузка, соответствующая минимуму коэффициента трения $P_{оп}$ , МПа
И20+СС+СЖК	10	30	0,66 (0,15)	18
М8+ПТК+СЖК	10	30	0,66 (0,125)	20
М8	12	20	0,4 (0,062)	12
И20А	6	9	0,33 (0,05)	6

Процесс получения пленки происходил в ходе использования описанных выше смазочных композиций для смазывания пар трения типа “диск – три пальца” (диск – сталь, пальцы – латунь) в ходе триботехнических испытаний. Для испытаний сопряжений с кинематическим типом 2.1 по ГОСТ 23. 224-86 (то есть типа опорных подшипников скольжения) используется машина, известная в литературе под названием АЕ–5, у которой имеется возможность варьирования ряда факторов, в том числе, коэффициентов перекрытия и, как следствие, масштабных коэффициентов. Это позволяет регулировать температурные градиенты, возникающие в образцах в процессе работы, и влиять на процессы ускорения изнашивания дополнительно к перечисленным выше факторам. Данная машина полезна для исследования свойств антифрикционных материалов и сочетаний конструкционных и смазочных материалов, характерных для смазываемых опор скольжения. В ГОСТ 23.224–86 данная машина обозначена как установка для сравнительных испытаний по схеме «диск - три пальца». Использование масштабного коэффициента для данной модельной схемы испытаний в комплексе с условиями граничной смазки позволяет ускоренно

определять интенсивность изнашивания материалов для подшипников скольжения.

Испытания состояли в проведении приработки в режиме “на грани заедания” по ГОСТ 23.215–84, что позволяло оценить максимальную несущую способность испытываемого тяжело нагруженного сопряжения скольжения, а также скорость роста этой нагрузочной способности в процессе приработки. Пример получения зависимости коэффициента трения от нагрузки по результатам испытаний индустриального масла с нанодисперсной минеральной добавкой и солями жирных кислот приводится на рис. 1.13 [69, 81].

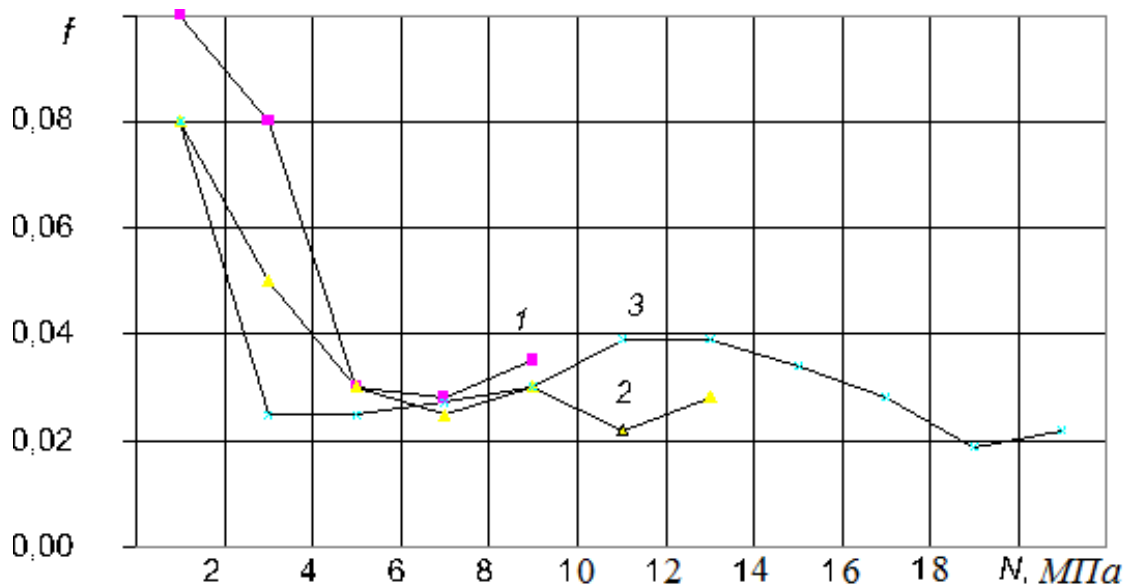


Рис. 1.13. Зависимость коэффициента трения от нагрузки при использовании смазочных материалов различных: №1 – И20А; №2 – И20+СС; №3 – И20А + СС + СЖК [81]

Качественное улучшение процесса пленкообразования позволило наблюдать новые синергетические эффекты при проведении триботехнических испытаний. Это, в первую очередь проявилось при измерении износа методом профилографирования, этот метод относится к наиболее достоверным методам измерения износа при лабораторных испытаниях, подробное изложение которого дается в ГОСТ 23.224–86. Обеспечивает погрешность измерения износа не более 0,001 мкм. В соответствии с результатами измерения износа оценивается и фактическая, полученная в результате измерений, интенсивность изнашивания. Эту величину определяют как отношение износа, выраженного в линейных единицах, например, микрометрах к длине пути трения, выраженного в тех же

единицах. Суть метода сводится к получению профилограмм одного и того же участка поверхности до и после изнашивания, совмещению этих профилограмм и определении разниц высот профилей в соответствующих точках.

В результате профилографирования было обнаружено не уменьшение размера изнашиваемой детали, как это всегда наблюдается при испытаниях на износ, а наоборот – наращивание материала, то есть пленкообразование. Этот эффект иллюстрируют профилограммы, полученные до и после процесса пленкообразования и совмещенные с помощью компьютерной обработки. Они показаны на рис. 1.14.

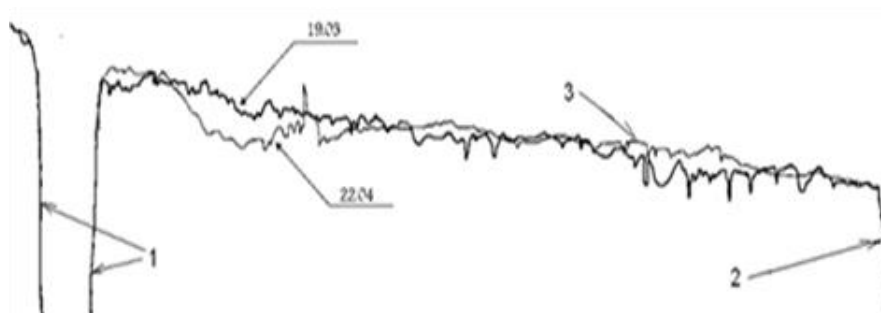


Рис. 1.14. Профилограммы, полученные до испытаний (19.03) и после испытаний на трение с процессом пленкообразования (22.03), совмещенные с помощью компьютерной обработки и снятые по коллинеарным меткам по ГОСТ 23.224-86. 1,2 – метки на трассе профилографирования, нанесенные микротвердомером, 3 – пленка на поверхности трения.

Цифры у профилограмм (19.03) и (22.04) указывают даты, в которые они были сняты (в промежутке между этими датами происходило испытание образца) [84, 76]

Цифры у профилограмм указывают даты, в которые они были сняты (в промежутке между этими датами происходило испытание образца). По краям профилограмм расположены метки, размеры которых существенно превышают высоту шероховатости, в результате чего поверхности меток представлены, практически, вертикальными линиями.

На рис. 1.15 и рис. 1.16 показан анализ полученной пленки с помощью сканирующего туннельного микроскопа. Он позволил выявить два дополнительных эффекта. Первый – высокая степень выглаживания поверхности трения, что показано на рис. 1.15. В левой части рисунка представлен скан

поверхности трения, в котором высота рельефа показана цветом (основной вариант программы), а в правой части то же самое изображение представлено в объемном виде. При этом по всем трем осям (X, Y, Z) дана масштабная сетка, которая позволяет оценить как размер отсканированной площадки ( $1,24 \times 1,24 \text{ мкм}^2$ ), так и изменения высоты рельефа, составляющие сотые доли мкм. Эффект выглаживания также подтверждается профилографированием [рис. 1.14].

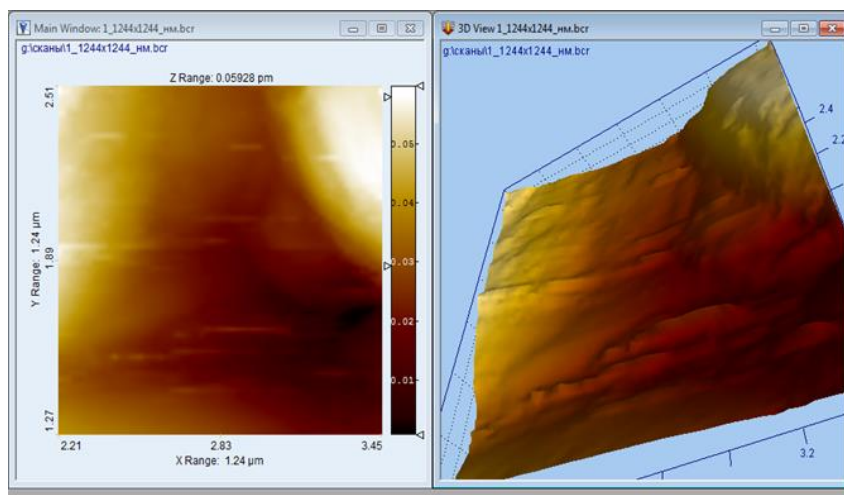


Рис. 1.15. Фотографическое изображение монитора компьютера сканирующего туннельного микроскопа со сканами поверхности трения. Высота рельефа в левой части показана цветом (основной вариант программы СТМ), в правой части – то же самое изображение представлено в объемном виде, по всем трем осям (X, Y, Z) дана масштабная сетка [84, 76]

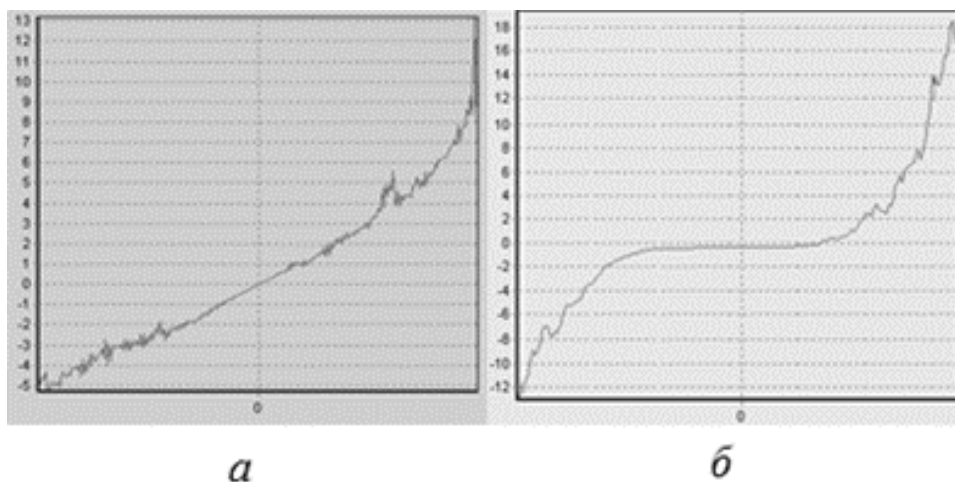


Рис. 1.16. Фотографическое изображение монитора компьютера сканирующего туннельного микроскопа с вольт-амперными характеристиками прохождения тока через область контакта микрозонда с поверхностью образца: а – до трения (линейная характеристика), б – после трения при смазывании нанодисперсным составом [84, 76]

Второй эффект – наличие на поверхности трения вещества, механизм электрической проводимости которого отличен от механизма проводимости основного материала поверхности трения (стали) [72, 84]. Это наглядно видно из сопоставления двух вольт-амперных характеристик поверхности – до трения (линейный, рис. 1.16 (а)), и после трения (нелинейный, с возможностью оценить критическое значение напряжения, при котором возникает проводимость, рис. 1.16 (б)). Изменение вида вольт-амперной характеристики прохождения тока через область контакта микрозонда с поверхностью образца указывает на возникновение в ряде областей трения при смазывании композицией с нанодисперсным составом пленки, механизм проводимости которой отличен от металлического, так как требует для проводимости определенного порога напряжения. Таким образом, экспериментально подтвержден синергетический эффект, получаемый в результате использования предложенного состава. Он проявляется в формировании пленки, возникающей в процессе трения, из составляющих смазочной композиции и позволяющей компенсировать износ пары трения и существенно повысить ее несущую способность, что было подтверждено триботехническими испытаниями.

Результаты триботехнических испытаний и оценки триботехнических показателей представлены в табл. 1 и на рис. 1.17.

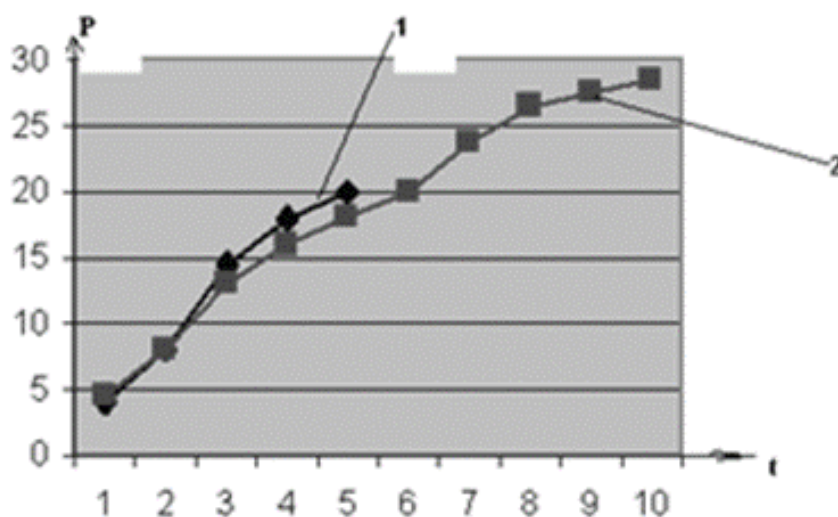


Рис. 1.17. График роста несущей способности  $P$  (МПа) тяжело нагруженных сопряжений скольжения в зависимости от времени приработки (масштаб оси времени  $1 = 50$  с): ряд 1 – чистое моторное масло М8; ряд 2 – моторное масло М8 с суспензией ПТК и солями жирных кислот, в таблице (М8+ПТК+СЖК) [84, 76]

В табл. 1 даны значения максимальной нагрузки для приработанного и неприработанного сопряжений  $P_{\text{мн}}$  и  $P_{\text{мп}}$ . Кроме того, рассчитан показатель прирабатываемости  $\Pi$

$$\Pi = \frac{P_{\text{мп}} - P_{\text{мн}}}{P_{\text{мн}}},$$

а также показатель скорости роста несущей способности  $\frac{P_{\text{мп}}}{b}$ , где  $b$  – временная характеристика кривой роста нагрузочной способности [с]. В последнем столбце приводятся значения нагрузки, соответствующей критическому числу Зоммерфельда, минимально допустимой толщине смазочной пленки и минимуму коэффициента трения, обозначенной  $P_{\text{оп}}$ . Кинетика роста несущей способности сопряжений  $P$  [МПа] в зависимости от времени приработки (масштаб оси времени: 1 = 50 с) показана на рис. 10 и получена по описанной выше методике. На рис. 1.17 отражены испытания со смазочными материалами: ряд 1 – чистое моторное масло М8; ряд 2 – моторное масло М8 с добавкой суспензии наночастиц полититаната калия в олеиновой кислоте (М8+ПТК+СЖК).

Как видно из таблицы, рассмотренные показатели существенно возрастают после введения в смазочный материал модифицирующих добавок.

Важным показателем долговечности является нагрузка  $P_{\text{оп}}$  соответствующая критическому числу Зоммерфельда. Дело в том, что при использовании наномодифицированных смазочных материалов величина  $P_{\text{оп}}$ , как это показано выше, существенно возрастает. Это приводит к смещению области критического перехода от гидродинамической к смешанной смазке в сторону большей грузоподъемности.

Как видно из графиков на рис. 6 для состава № 3 имеет место “второй” минимум. Отметим, что данный минимум не соответствует минимуму на диаграмме Герси-Штрибека, физический смысл которого состоит в переходе от гидродинамической к граничной смазке. Рассматриваемый минимум является “вторым” по отношению к диаграмме Герси, то есть он целиком находится в области граничной смазки.

Таким образом, появление “второго минимума” подтверждается с различными сочетаниями материалов, но его необходимым условием является наличие плёнкообразующих присадок в смазочном материале, как это видно из рис. 6, где “второй минимум” отсутствует на графике 1, отражающем зависимость для чистого индустриального масла [27, 55]

Таким образом, применение наномодифицированных смазочных материалов сегодня – эффективное направление повышения износостойкости тяжело нагруженных сопряжений скольжения, позволяющее существенно повысить ресурс многих машиностроительных конструкций, в том числе и червячных передач [81, 74, 84].

#### **Выводы по результатам анализа литературных данных**

- 1) Изнашивание является одной из главных причин выхода из строя червячных передач;
- 2) Одним из основных факторов повышения износостойкости червячной пары может являться качество смазочного материала;
- 3) При использовании наномодифицированных смазочных материалов зависимость интенсивности изнашивания от нагрузки имеет нелинейный характер;
- 4) Для уточнения параметров зависимости интенсивности изнашивания от различных факторов требуется провести лабораторный эксперимент.

## **ГЛАВА 2. АНАЛИЗ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ СОПРЯЖЕНИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ «СТАЛЬ-БРОНЗА» НА ОСНОВЕ ЛАБОРАТОРНЫХ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИЗНОСНЫХ ИСПЫТАНИЙ СТАЛЬНЫХ И БРОНЗОВЫХ ОБРАЗЦОВ**

### **2.1. Постановка задачи лабораторных испытаний и их регрессионного анализа**

Перед проведением лабораторных испытаний и их регрессионного анализа необходимо выполнить следующие действия:

- 1) Провести предварительный экспертный отбор факторов для анализа весомости их влияния на интенсивность изнашивания;
- 2) Провести моделирование области контакта червячной передачи в лабораторной установке МТ-8 и провести оценку адекватности моделирования по критериям подобия;
- 3) Привести обоснование для выбора вида смазочного материала.

#### **2.1.1 Предварительный экспертный отбор факторов для анализа весомости их влияния на интенсивность изнашивания**

Как было отмечено в первой главе, в существующих методах оценки интенсивности изнашивания [19, 44, 60, 64] ключевым фактором, влияющим на интенсивность изнашивания, является величина нагрузки, остальные факторы, в том числе, и качество смазочного материала учитываются условно через коэффициенты. Но как показывают исследования [73, 43, 58, 66, 68, 80, 87, 72]



введение наномодифицированных добавок приводит к существенному изменению интенсивности изнашивания, в том числе, к снижению интенсивности изнашивания по мере роста нагрузки до определенного значения нагрузки, лимитируемой процессом пленкообразования. В связи с этим, предлагается исследовать совместное влияние на интенсивность изнашивания таких факторов, как величина нагрузки и наличие наномодифицированной добавки в смазочном материале. Далее провести оценку весомости влияния отобранных факторов на интенсивность изнашивания с помощью полного факторного эксперимента.

### **2.1.2 Моделирование области контакта червячной передачи в лабораторной установке МТ-8 и оценка адекватности моделирования по критериям подобия**

Как известно, натурные испытания червячных передач являются весьма дорогостоящими и длительными. Поэтому целесообразно провести предварительные лабораторные сравнительные износные испытания стальных и бронзовых образцов с использованием разных смазочных материалов для выявления их влияния на износостойкость пары сталь-бронза. Добиться обеспечения физического подобия между процессами трения и изнашивания в червячной паре и на образцах возможно с помощью моделирования эксплуатационных условий контактирования пары «червяк-червячное колесо».

Суть моделирования заключается в выявлении и классификации процессов, протекающих при трении и изнашивании червячной пары, и характеризующих их параметров. Определение масштабных коэффициентов для каждого параметра возможно осуществить с помощью методов теории подобия, размерностей и матричной алгебры [56].

При тепловом моделировании и воспроизведении натуральных значений давления и скорости скольжения комплексный критерий подобия, который также

может быть использован в виде степени ускорения по безразмерной интенсивности изнашивания, определяется по формуле [56].

$$k_y = \left[ \frac{A_{am1} A_{am2} S_{H1} S_{H2}}{A_{an1} A_{an2} S_{M1} S_{M2}} \right]^{1/6}, \quad (2.1)$$

где  $A_a$  – площадь номинальной поверхности трения;  $S = A_\sigma/V$ ;  $A_\sigma$  – площадь свободной поверхности трения элемента трибосопряжения;  $V$  – эффективный объем элемента трибосопряжения. Индексы  $H$  и  $M$  относятся к натурному трибосопряжению и испытываемым образцам (моделям).

Для того, чтобы в первом приближении определить площадь номинальной поверхности трения  $A_a$  для червячной передачи можно умножить ширину площадки контакта, рассчитанную по формуле Герца на суммарную длину контактных линий, которая может быть рассчитана по формуле

$$l_\Sigma = \frac{1,3d_{w1}}{\cos \gamma_w},$$

где  $d_{w1}$  – начальный диаметр червяка,  $\gamma_w$  – угол подъема винтовой линии червяка на начальном цилиндре.

Полуширина площадки контакта  $b$  определяется из соотношения [32]

$$b = 1,522 \cdot \sqrt{\frac{q_n \cdot \rho_{np}}{E_{np}}}, \quad (2.2)$$

где  $q_n$  – нормальная погонная нагрузка,  $\rho_{np}$  – приведенный радиус кривизны,  $E_{np}$  – приведенный модуль упругости.

Как было упомянуто в п. 1.2.2 первой главы, приведенная формула (2.2) не учитывает реальную геометрию червячного колеса и червяка, а также не учитывает процесс приработки, что вносит неточность в расчет площадки контакта. Данное явление можно подтвердить с помощью расчета контактных напряжений исследуемой червячной передачи методом конечных элементов (МКЭ) в программном комплексе ANSYS для различной степени изнашивания червячного колеса [49].

Для расчета МКЭ необходимо:

- 1) Построить твердотельную трехмерную модель передачи;

- 2) Сгенерировать сетку конечных элементов;
- 3) Задать граничные условия с помощью функций Frictionless Support и Displacement;
- 4) Приложить вращающий момент к червячному колесу;
- 5) Рассчитать эквивалентные напряжения, возникающие в контакте ЧП с помощью функции Equivalent Stress.

Проведем расчет для следующих вариантов изнашивания червячного колеса: без износа, с износом в средней плоскости 0,05 мм, с износом в средней плоскости 0,1 мм. Значение приложенного вращающего момента составляет 260 Н·м. Результаты расчета напряжений в контакте червячной пары показаны на рис. (2.1-2.3) [50].

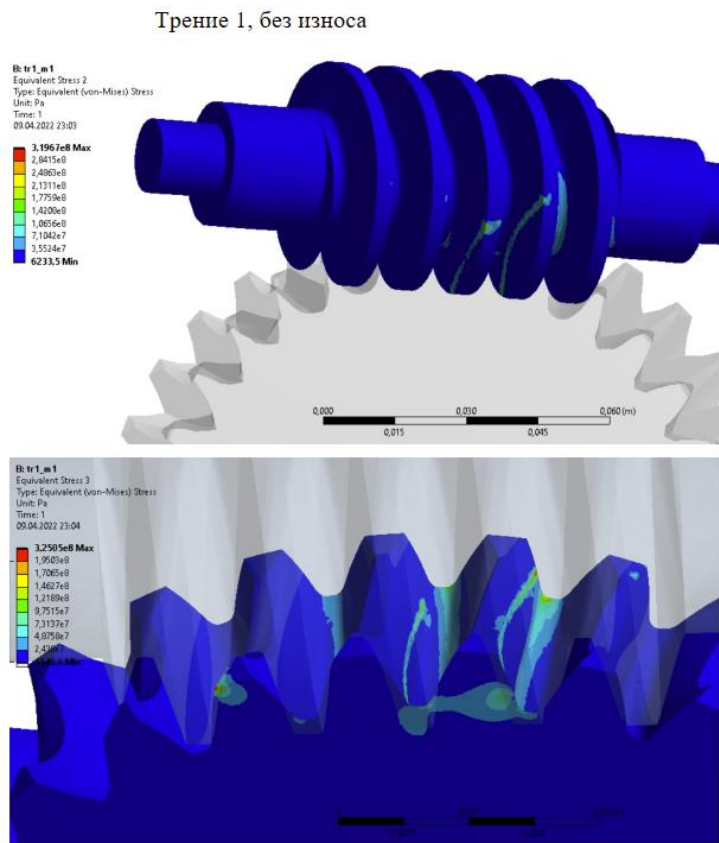


Рис. 2.1. Напряжения в зацеплении червячной передачи без износа колеса

Трение 1, без износа

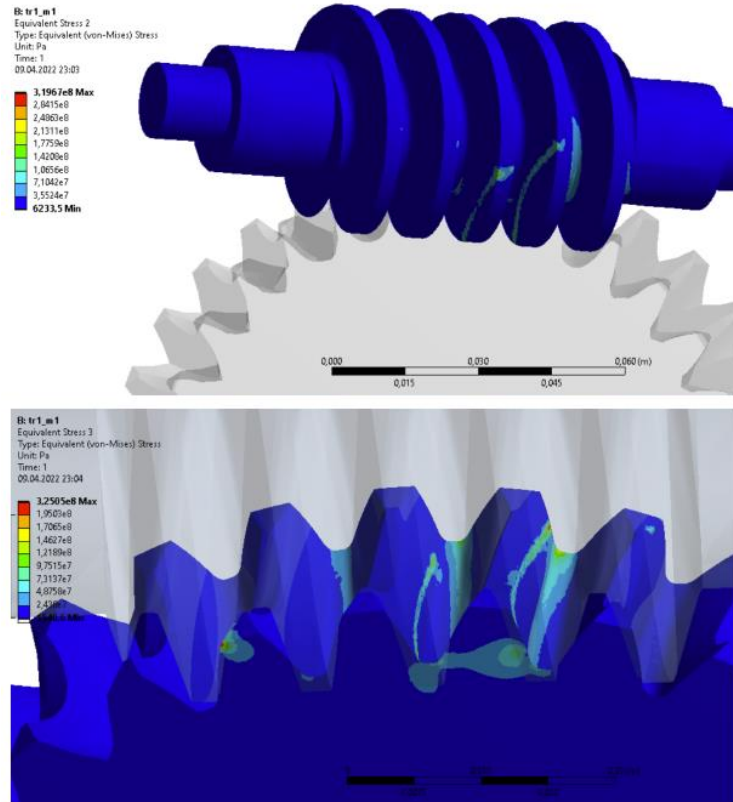


Рис. 2.2. Напряжения в зацеплении червячной передачи с износом колеса 0,05 мм

Трение 1, с износом 0,1

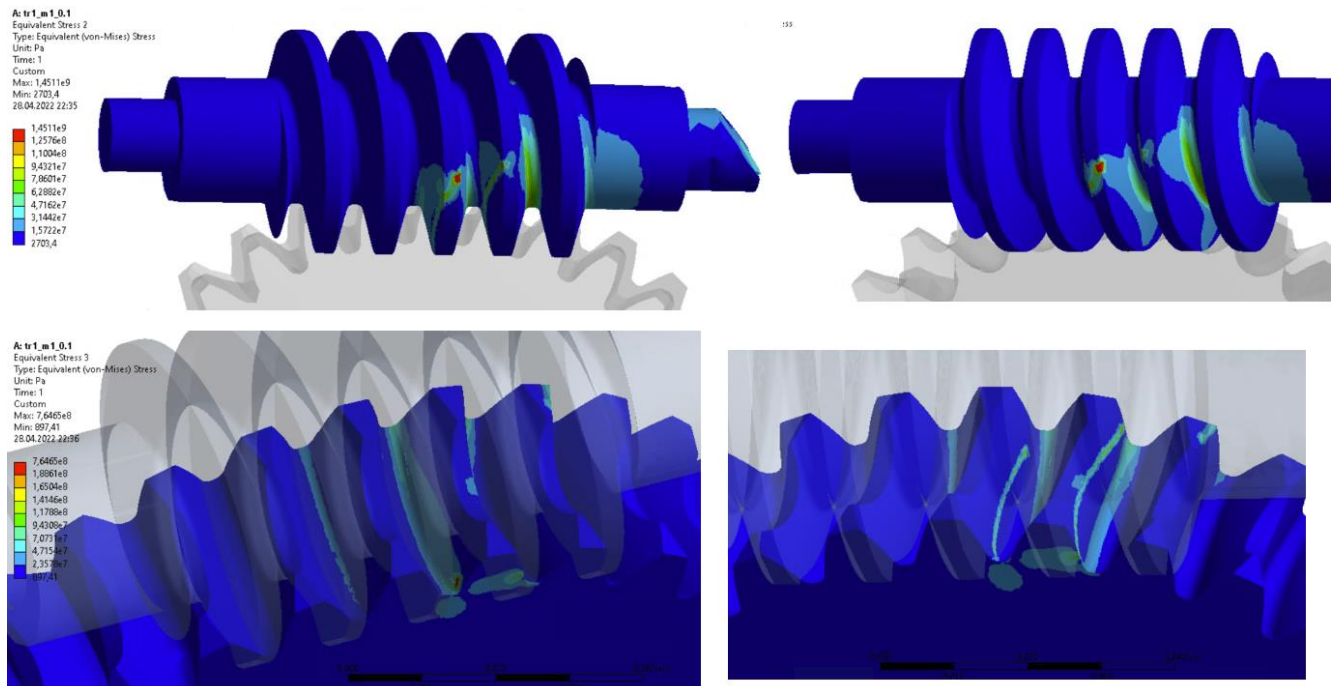


Рис. 2.3. Напряжения в зацеплении червячной передачи с износом колеса 0,1 мм

Анализ полученных результатов показывает, что по мере роста износа колеса до 0,05 мм напряжения снижаются и не превышают допускаемых значений, что

может быть объяснено увеличением пятна контакта по мере приработки сопряжения. При дальнейшем увеличении износа напряжения растут и превышают допустимые значения. Это объясняется, в первую очередь, изменением геометрии зубьев, износ которых ведет к характерному изменению их формы – заострению [50].

В связи с вышеперечисленным, оценивать площадь номинальной поверхности трения  $A_a$  необходимо для натурной червячной пары после процесса приработки по методике, описанной в первой главе в пункте 1.2.2.

Для того, чтобы выбрать машину трения необходимо провести анализ условий контактирования пары «червяк – червячное колесо», включающий в себя:

а) Определение вида смазочного действия:

Как было показано на рис. 1.9 (б) потери на трение уменьшаются с ростом скорости относительного скольжения, что указывает на соответствие данной закономерности левой ветви зависимости  $f$  от  $Zk$  на диаграмме Герси-Штрибека. Таким образом, условия смазывания находятся преимущественно в области смешанной и граничной смазки.

б) Определение характера взаимного перемещения червячной пары:

Колебания вращающего момента на быстроходном валу приводят к возвратно-поступательному движению червячной пары, как показано на фазовом портрете колебаний системы (рис. 2.4) [71].

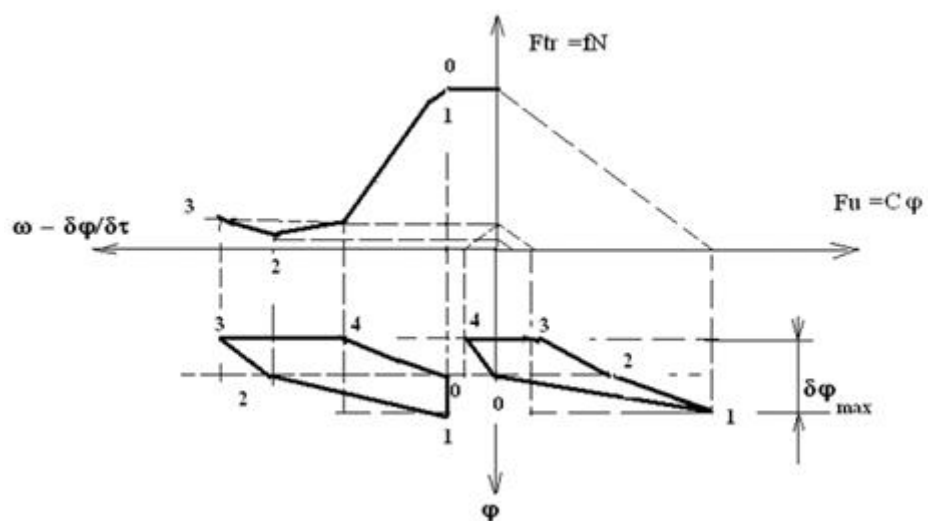


Рис. 2.4. Фазовый портрет колебаний системы [70]

Фазовый портрет системы разбит на 4 участка: 0 – 1 — минимальное проскальзывание, максимальная сила трения; 1 – 2 — превышение силой упругости силы трения, реверс — обратное относительное движение - рост скорости проскальзывания, падение силы трения; 2 – 3 — дальнейший рост скорости проскальзывания под действием упругой силы и инерции; 3 – 4 — начало торможения проскальзывания; 4 – 0 — дальнейшее торможение с падением скорости проскальзывания до минимума, нарастание упругого сопротивления силе трения до реверса [71].

Подобные условия контактирования могут быть смоделированы с помощью реверсивного перемещения поверхностей трения. Поэтому предварительно для лабораторных испытаний стальных и бронзовых образцов, имитирующих червячную пару, выбираем машину трения МТ-8 возвратно-поступательного движения, которая гарантирует условия реверса и граничной смазки в «мертвых» точках. Машина трения МТ-8 предназначена для сравнительных испытаний различных конструкционных и смазочных материалов, а также различных упрочняющих технологий с целью определения триботехнических характеристик исследуемых объектов.

Кинематическая схема машины трения показана на рис. 2.5. В испытании участвуют пара трения сталь-бронза. Верхний образец с меньшей поверхностью трения – бронза. Он неподвижен и к нему прикладывают нагрузку. Нижний образец – сталь – подвижный образец, расположен в масляной ванне. Он совершает возвратно-поступательное движение. Ход подвижного образца  $H = 40$  мм.

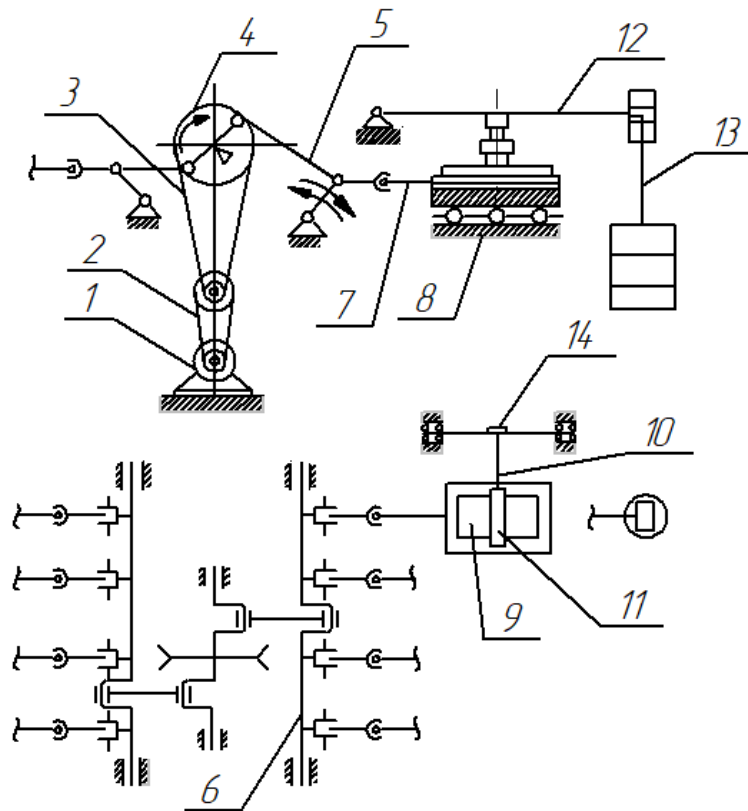


Рис. 2.5. Кинематическая схема восьмипозиционной машины трения возвратно-поступательного движения МТ-8: 1 — двигатель, 2 — клиноременные передачи, 3 — кривошипно-шатунный механизм, 4 — эксцентрик, 5 — шатун, 6 — кройцкопф, 7 — водило, 8 — восемь рабочих позиций, 9 — подвижный образец, 10 — рычаг крепления неподвижного образца, 11 — неподвижный образец, 12 — нагрузочный рычаг, 13 — сменные грузы

На рис. 2.6 показаны схемы контактного взаимодействия: а) червячной пары в условиях эксплуатации [90]; б) образцов в лабораторных условиях.

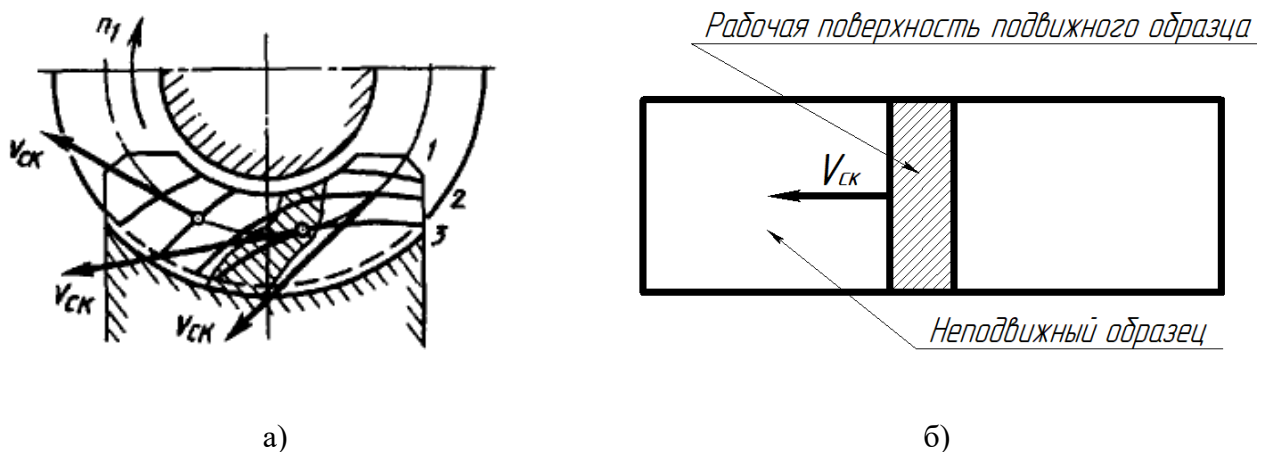


Рис. 2.6. Схемы контактного взаимодействия пар трения в условиях эксплуатации и в лабораторных условиях

Таким образом, как можно увидеть из рис. 2.6. процессы контактного взаимодействия червячной пары в эксплуатации и образцов в лабораторных условиях схожи. Сходство заключается в том, что есть площадка контакта, которая перемещается по поверхности контртела в определенном направлении, в связи с трением этих поверхностей, это движение происходит как в лабораторных условиях, так и в эксплуатационных. Разница заключается в том, что в лабораторных условиях эта площадка прямоугольная и перемещается линейно, а в эксплуатационных условиях площадка имеет более сложную форму и перемещается по траектории близкой к окружности. Таким образом, основным отличием является геометрия. Поэтому, с учетом геометрических отличий червячной пары и пары лабораторных образцов, перейдем к расчету комплексного критерия подобия для выбранной лабораторной установки.

Площадь номинальной поверхности трения червяка, оцененная по методике, описанной в первой главе в пункте 1.2.2.

$$A_{ан1} = 132 \text{ (мм}^2\text{)}$$

Площадь свободной поверхности червяка  $A_{сн1}$  определяется как разность суммы площадей всех поверхностей червяка и площади номинальной поверхности трения. Для упрощения расчетов принимаем, что червяк имеет форму цилиндра с диаметром, равным диаметру делительной окружности червяка  $d_1$  и высотой, равной длине нарезанной части червяка  $l_1$ . Тогда

$$A_{сн1} = A_{\Sigma н1} - A_{ан1} = 2\pi \frac{d_1}{2} \left( \frac{d_1}{2} + l_1 \right) - A_{ан1} = 8207 \text{ (мм}^2\text{)}$$

Эффективный объем элемента трибосопряжения  $V$  это часть объема элемента трибосопряжения, высота которого равна эффективной глубине проникновения тепла. Для червячной передачи считаем, что тепло распределяется по всей глубине червячного колеса и червяка. Тогда эффективный объем червяка

$$V_{сн1} = \pi \left( \frac{d_1}{2} \right)^2 l_1 = 53857 \text{ (мм}^3\text{)},$$

тогда коэффициент формы червяка



$$S_{н1} = \frac{A_{\sigmaн1}}{V_{\sigmaн1}} = 0,15$$

Площадь номинальной поверхности трения червячного колеса равна площади номинальной поверхности трения червяка

$$A_{ан2} = A_{ан1} = 132(\text{мм}^2)$$

Площадь свободной поверхности червячного колеса  $A_{\sigmaн2}$  определяется как разность суммы площадей всех поверхностей червячного колеса и площади номинальной поверхности трения. Как и в случае с червяком, для упрощения расчетов принимаем, что червячное колесо имеет форму цилиндра с диаметром, равным диаметру делительной окружности червячного колеса  $d_2$  и высотой, равной ширине зубчатого венца  $b_2$ . Тогда

$$A_{\sigmaн2} = A_{\Sigmaн2} - A_{ан2} = 2\pi \frac{d_2}{2} \left( \frac{d_2}{2} + b_2 \right) - A_{ан2} = 37758(\text{мм}^2)$$

Эффективный объем червячного колеса

$$V_{\sigmaн2} = \pi \left( \frac{d_2}{2} \right)^2 b_2 = 385843(\text{мм}^3),$$

тогда коэффициент формы червячного колеса

$$S_{н2} = \frac{A_{\sigmaн2}}{V_{\sigmaн2}} = 0,09$$

Площадь номинальной поверхности трения неподвижного стального образца

$$A_{ам1} = 100(\text{мм}^2)$$

Площадь свободной поверхности неподвижного стального образца  $A_{\sigmaм1}$  определяется как разность суммы площадей всех поверхностей стального образца и площади номинальной поверхности трения. Образец имеет форму прямоугольного параллелепипеда со сторонами  $a_1, b_1, c_1$ , тогда

$$A_{\sigmaм1} = A_{\Sigmaм1} - A_{ам1} = 2(a_1b_1 + b_1c_1 + a_1c_1) - A_{ам1} = 4590(\text{мм}^2)$$

Для лабораторного эксперимента считаем, что тепло распределяется по всей глубине образцов. Тогда эффективный объем неподвижного стального образца

$$V_{\sigmaм1} = a_1b_1c_1 = 13000(\text{мм}^3),$$

тогда коэффициент формы неподвижного стального образца

$$S_{.m1} = \frac{A_{\sigma m1}}{V_{\sigma m1}} = 0,35$$

Площадь номинальной поверхности трения подвижного бронзового образца равна площади номинальной поверхности трения червяка

$$A_{am2} = A_{am1} = 100 (\text{мм}^2)$$

Площадь свободной поверхности подвижного бронзового образца  $A_{\sigma m2}$  определяется как разность суммы площадей всех поверхностей подвижного бронзового образца и площади номинальной поверхности трения. Образец имеет форму прямоугольного параллелепипеда со сторонами  $a_2, b_2, c_2$ , тогда

$$A_{\sigma m2} = A_{\Sigma m2} - A_{am2} = 2(a_2b_2 + b_2c_2 + a_2c_2) - A_{am2} = 1260 (\text{мм}^2)$$

Эффективный объем подвижного бронзового образца

$$V_{\sigma m2} = a_2b_2c_2 = 2000 (\text{мм}^3),$$

тогда коэффициент формы подвижного бронзового образца

$$S_{.m2} = \frac{A_{\sigma m2}}{V_{\sigma m2}} = 63$$

Таким образом, определим комплексный критерий подобия (степень ускорения по безразмерной интенсивности изнашивания) по формуле (2.2) [56]

$$k_y = \left[ \frac{A_{am1} A_{am2} S_{.n1} S_{.n2}}{A_{an1} A_{an2} S_{.m1} S_{.m2}} \right]^{1/6} = 0,77$$

Близость полученного коэффициента к единице показывает, что условия контактирования в эксплуатации и лабораторной установке имеют подобие, а также условия смазывания, проанализированные выше, также показывают сходство условий трения (граничное трение). Перечисленные факторы позволяют использовать лабораторную установку МТ-8 для модельных испытаний сопряжения сталь-бронза в условиях близких к эксплуатационным в паре червяк-червячное колесо. Это подтверждается сопоставлением интенсивности изнашивания в лабораторных условиях и эксплуатации, показанных в третьей главе.

### **2.1.3 Обоснование вида смазочного материала и описание проведения лабораторных испытаний**

Для достоверного выявления эффективности действия наномодифицированной добавки целесообразно выбрать индустриальное масло И- 20А, так как оно не содержит присадок.

В работе были проведены сравнительные испытания стальных и бронзовых образцов, имитирующих червячную пару, по методике, соответствующей ГОСТ 23.224-86. Перед началом испытаний пары трения подвергаются приработке, при которой достигается равномерное распределение следов износа по всей рабочей поверхности образцов. Далее образцы промываются жидкостями: бензин, ацетон по ГОСТ 2603-79, высушиваются в печи, взвешиваются с помощью аналитических весов и профилографируются. Испытания проводятся при использовании индустриального масла И-20 А и того же масла с добавкой нанодисперсной суспензии серпентина в растворе солей жирных кислот (добавкой «Стрибойл»). Максимальное значение концентрации вводимой добавки в индустриальное масло И-20 А составило 0,5%.

После проведения лабораторных испытаний стальных и бронзовых образцов и их регрессионного анализа, позволяющего оценить весомость факторов нагрузки и наличия наномодифицированной добавки, необходимо выявить закономерность формирования износостойкости сопряжений скольжения, в том числе и червячных передач.

### **2.2. Методика измерения износа методом профилографирования**

Одним из основных методов является метод измерения износа профилографированием. Данный метод известен сравнительно давно. В его традиционной форме он обладает существенным недостатком, неточностью

воспроизводства исходной трассы профилографирования, что ведет к существенным погрешностям при измерении износа.

Для устранения этого недостатка был разработан метод воспроизводства исходной трассы профилографирования с помощью базовых меток. Данный метод был включен в ГОСТ 23.224–86 «Обеспечение износостойкости изделий. Методы оценки износостойкости восстановленных деталей». Поэтому профилографирование, проводимое в соответствии с ГОСТ 23.224–86, позволяет не только определить с точностью в доли микрона изменение высоты профиля относительно базовой поверхности, но и оценить характер изменений самого профиля. В частности, можно оценить такие параметры, как, например, радиусы закруглений микронеровностей, не внося в измерения погрешностей, связанных с неточностью воспроизводства трассы, на которой был получен данный профиль. Погрешность воспроизведения трассы профилографирования при использовании данного метода ограничивается размерами вершин отпечатков пирамид твердомера, которые являются базовыми метками для такого воспроизведения. Как показывает расчет, величина погрешности измерения составляет сотые доли микрона. Это позволяет отслеживать практически единичные акты износа даже при его весьма малой интенсивности.

Суть метода профилографирования сводится к получению профилограмм одного и того же участка поверхности до и после изнашивания, совмещению этих профилограмм и определении разниц высот профилей в соответствующих точках.

Измерения износа методом взвешивания и профилографирования осуществлялись согласно ГОСТ 23.224-86.

Схема ориентации образца на профилографе показана на рис.2.7.

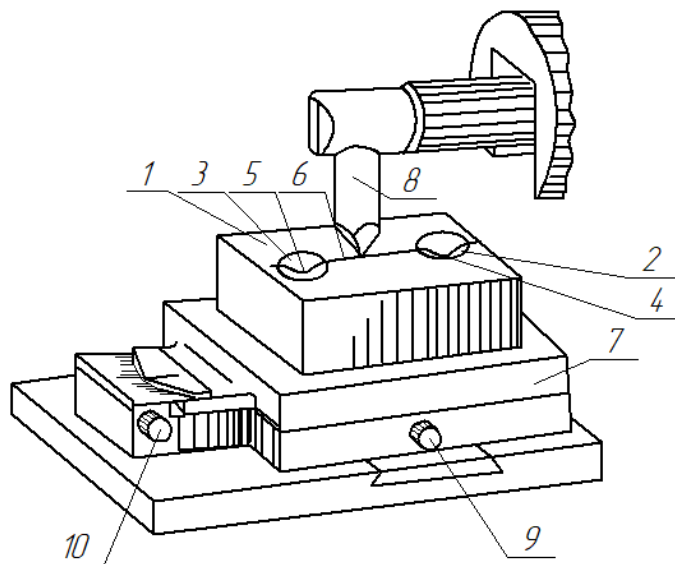


Рис. 2.7. Схема ориентации образца на профилографе

На исследуемом образце 1 наносят отпечатки 2 и 3, нижние точки которых 4 и 5 лежат на заданной трассе профилографирования 6. Отпечатки рекомендуется выполнять на твердомере Виккерса по ГОСТ 2999-75 так, чтобы между отпечатками располагалась изнашиваемая поверхность, а глубина отпечатков превышала значение износа не более чем в два раза. Отпечатки располагают на максимальном допустимом размерах изнашиваемой поверхности и значением хода иглы щупа профилографа расстоянии друг от друга. После нанесения отпечатков 2 и 3 образец устанавливают на предметный столик 7, который может перемещаться в горизонтальной плоскости поперек движения иглы 8 щупа при помощи микровинта 9, а также поворачиваться в горизонтальной плоскости при помощи микровинта 10.

Образец 1 при помощи микровинтов 9 и 10 располагают относительно трассы профилографирования 6 таким образом, чтобы острие иглы 8 проходило через нижние точки отпечатков 2 и 3. При этом глубины отпечатков контролируют по отклонению пера самописца. После проведения испытаний образец вновь устанавливают на профилограф и ориентируют указанным образом. Трасса профилографирования считается воспроизведенной правильно, если в соответствии с рис.2.3 у профилограмм 1, снятых до и после испытаний, совпадут максимальные глубины отпечатков 2 и 3 и расстояние между нижними точками отпечатков 2 и 3 — значение износа (рис.2.8).

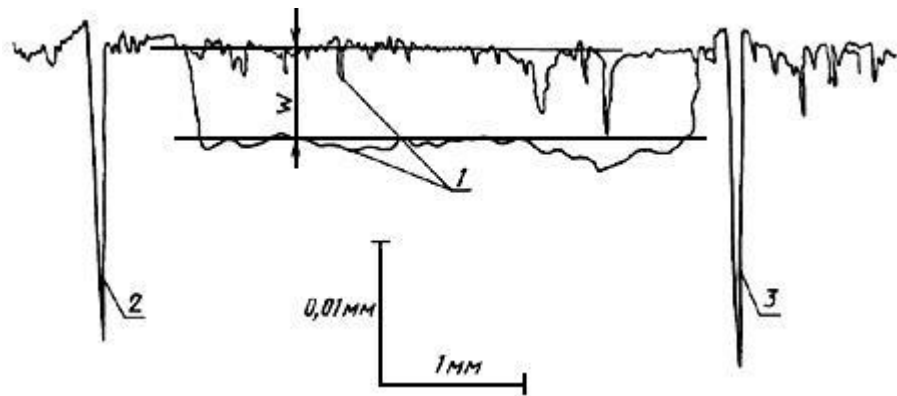


Рис. 2.8. Профилограммы снятые до и после испытаний

В процессе разработки данного метода проводилась оценка возможных погрешностей, которые возникают при проведении измерений.

Если исследуемая деталь, на которую индентором нанесён отпечаток (отпечатки), располагается на профилографе и перемещается относительно него до совмещения ориентиров, выбранных на отпечатке (отпечатках), с ориентирами, неподвижными относительно профилографа. При этом на исследуемой детали отпечатков наносят два, причём так, что их низшие точки, принятые за ориентиры, лежат на заданной трассе профилографирования, а деталь устанавливается в такое положение, что траектория движения острия иглы щупа, принятая за ориентир, неподвижный относительно профилографа, проходит через низшие точки обоих отпечатков.

Расположение ориентиров на трассе профилографирования в сочетании с окончательным ориентированием по совмещению острия иглы с низшими точками отпечатков исключает погрешность от температурных деформаций кронштейна приборов. Погрешность от дефектов формы отпечатков также практически устраняется, так как ориентирование производится по точке на дне.

Угловая погрешность ориентации детали очень мала. Например, при длине трассы профилографирования 9 мм, расстояние между отпечатками может быть  $L=8$  мм. Если погрешность расположения низших точек отпечатков равны по абсолютной величине, противоположны по знаку и составляют  $r=\pm 0,002$  мм, то угловая погрешность ориентации детали будет

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{2r}{L} = \frac{2 \cdot 0,002}{8} \approx 17'30''$$

Нетрудно определить, что при такой угловой погрешности отклонение трассы по высоте в соответствии составит не более нескольких десятков нанометров. Вертикальное увеличение увеличения профилографа: 4000. Радиус закругления иглы  $2^{+2}$  мкм.

### 2.3. Результаты измерений интенсивности изнашивания образцов

Испытывались следующие пары трения:

1) Подвижный образец — Б65(Ст20Х), неподвижный образец — Г60 (Бр05Ц5С5). Масса образца Б65 до испытаний (q) — 112,5014 г, масса образца Г60 до испытаний (q) — 14,7298 г;

2) Подвижный образец — Б4(Ст20Х), неподвижный образец — Г77 (Бр05Ц5С5). Масса образца Б4 до испытаний (q) — 119,1834 г, масса образца Г77 до испытаний (q) — 15,7471 г;

3) Подвижный образец — Б1А(Ст20Х), неподвижный образец — Г54 (Бр05Ц505). Масса образца Б1А до испытаний (q) — 116,0127 г, масса образца Г54 до испытаний (q) — 15,3010 г.

Плотность стальных образцов ( $\rho$ ) — 7,8 г/см<sup>3</sup>, плотность бронзовых образцов — 8,8 г/см<sup>3</sup> ( $\rho$ ). Ход подвижного образца (H) — 40 мм. Площадь рабочей поверхности малого образца (A) — 1 см<sup>2</sup>. Длина контактирующей стороны неподвижного образца (b) — 4 см.

Стальной образец закаленный и шлифованный до шероховатости 0,63 Ra, бронзовый образец без термообработки, с шероховатостью 1,6, в процессе приработки шероховатость поверхностей уменьшается.

### 2.3.1 Интенсивность изнашивания пары трения Б65–Г60 методом взвешивания

В таблице 2 показано изменение массы образцов пары трения Б65–Г60 при разных нагрузках и разных циклах нагружения на масле И-20А без добавки.

$$\Delta q = q_1 - q_2$$

Таблица 2. Изменения массы образцов Б65 — Г60 при разных нагрузках и разных циклах нагружения на масле без добавки

Дата	Число циклов нагружения (n)	Нагрузк а, МПа	Масса образца Б65 (q), г	Потеря массы (Δq), г	Масса образца Г60 (q), г	Потеря массы (Δq), г
21.мар	До приработки		112,5014		14,7298	
04.апр	28800	1,6	112,5011	0,0003	14,7142	0,0156
05.апр	25200	3,3	112,5017	-0,0006	14,7042	0,0100
23.апр	25200	5	112,5017	0,0000	14,6905	0,0137
03.май	36000	8,3	112,5009	0,0008	14,6672	0,0233
17.май	25200	8,3	112,5002	0,0007	14,658	0,0092

В таблице 3 показано изменение массы образцов при разных нагрузках и разных циклах нагружения на масле И-20А добавкой «Стрибойл».

Таблица 3. Изменение массы образцов Б65 — Г60 при разных нагрузках и разных циклах нагружения на масле ТМ-5-18 добавкой «Стрибойл»

Дата	Число циклов нагружения (n)	Нагрузка, МПа	Масса образца Б65 (q), г	Потеря массы (Δq), г	Масса образца Г60 (q), г	Потеря массы (Δq), г
31.май	25200	1,6	112,4996	0,0006	14,658	0,0000



07.июн	25200	5	112,5001	-0,0005	14,658	0,0000
15.июн	25200	8,3	112,5006	-0,0005	14,658	0,0000

Интенсивность изнашивания для неподвижного образца по массе вычислялась по формуле

$$J_1 = \frac{\Delta q}{2\rho nHA},$$

где  $\Delta q$  — изменение массы образца при испытании,  $\rho$  — плотность образца,  $n$  — число циклов нагружения,  $H$  — ход подвижного образца,  $A$  — контурная площадь контакта образцов.

Интенсивность изнашивания для подвижного образца по массе

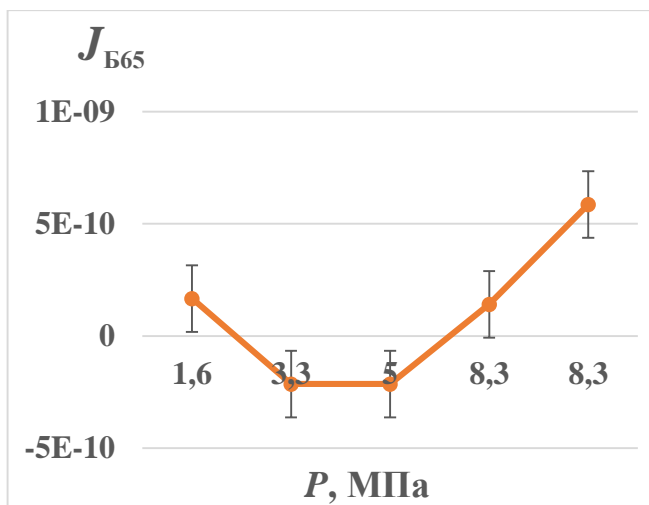
$$J_2 = \frac{\Delta q}{2\rho n b A}$$

где  $b$  — линейный размер поверхности трения образца.

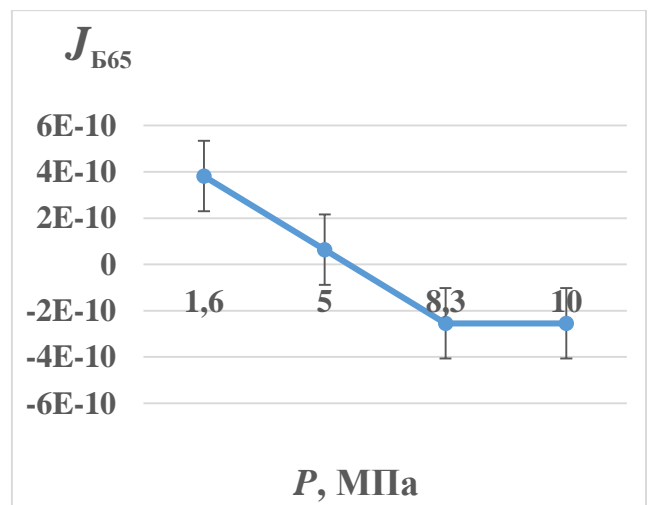
Интенсивность изнашивания сопряжения вычисляется как сумма интенсивности изнашивания подвижного и неподвижного образцов

$$J_0 = J_1 + J_2$$

На рис. 2.9, представленном ниже показаны зависимости интенсивности изнашивания подвижного образца Б65 по массе от нагрузки на маслах без добавки и с добавкой «Стрибойл».



а)



б)

Рис. 2.9. Зависимость интенсивности изнашивания подвижного образца Б65 от нагрузки по массе на масле без добавки (а) и с добавкой «Стрибойл» (б)

Далее показаны зависимости интенсивности изнашивания неподвижного образца Г60 по массе от нагрузки на маслах без добавки и с добавкой «Стрибойл» (рис. 2.10).

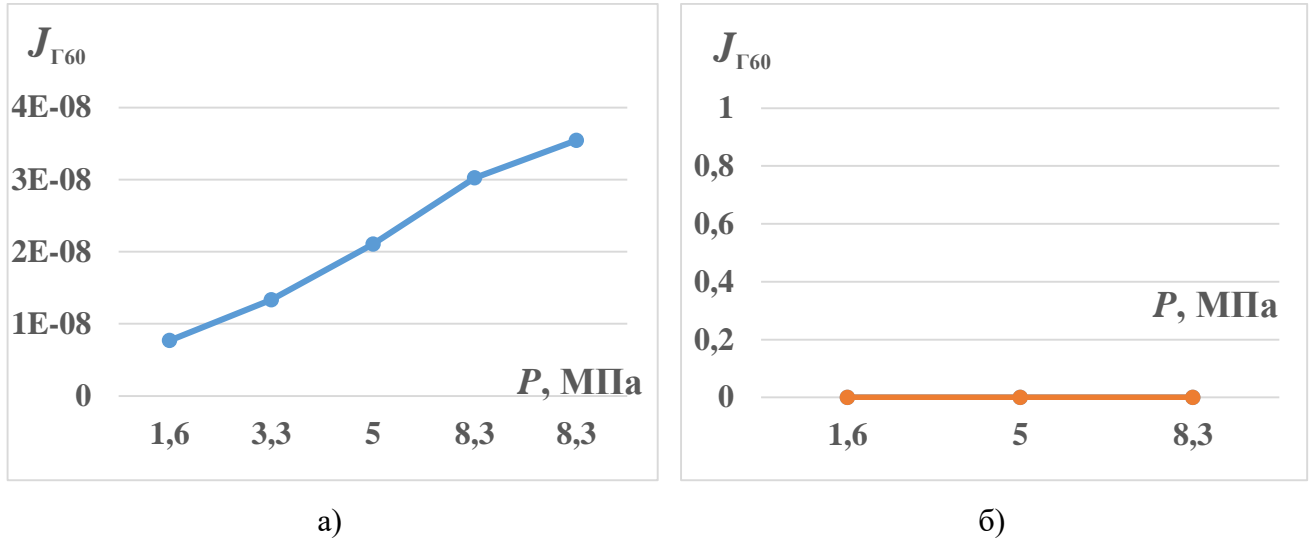


Рис. 2.10. Зависимость интенсивности изнашивания неподвижного образца Г60 от нагрузки по массе на масле без добавки (а) и с добавкой «Стрибойл» (б)

Таким образом получена зависимость интенсивности изнашивания сопряжения по массе от нагрузки на маслах без добавки и с добавкой «Стрибойл» (рис 2.11).

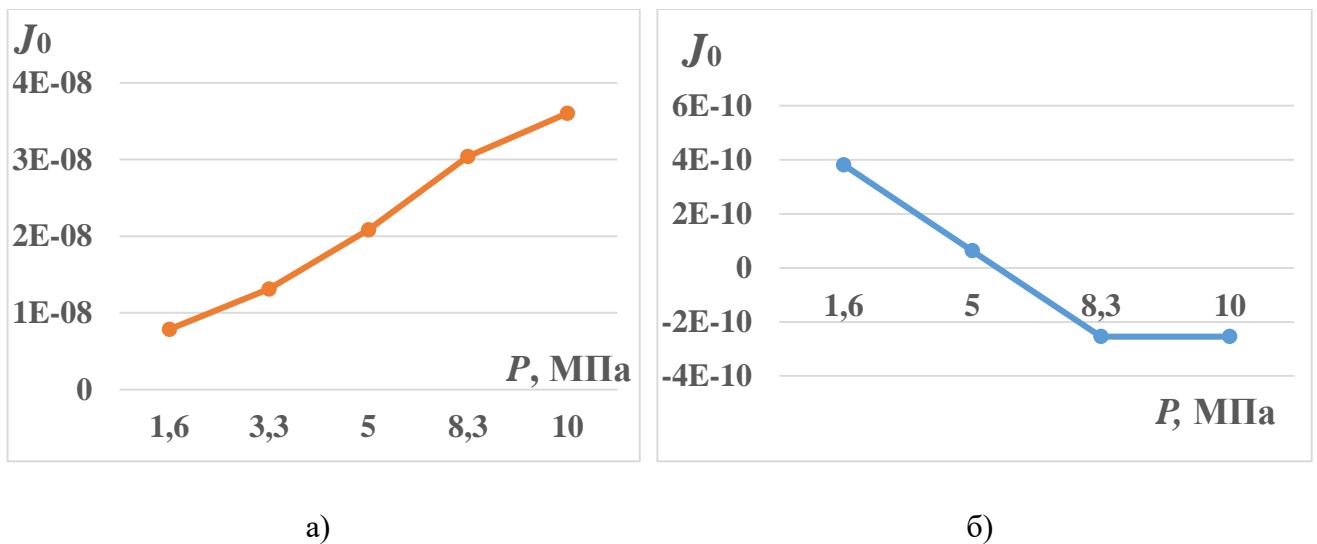
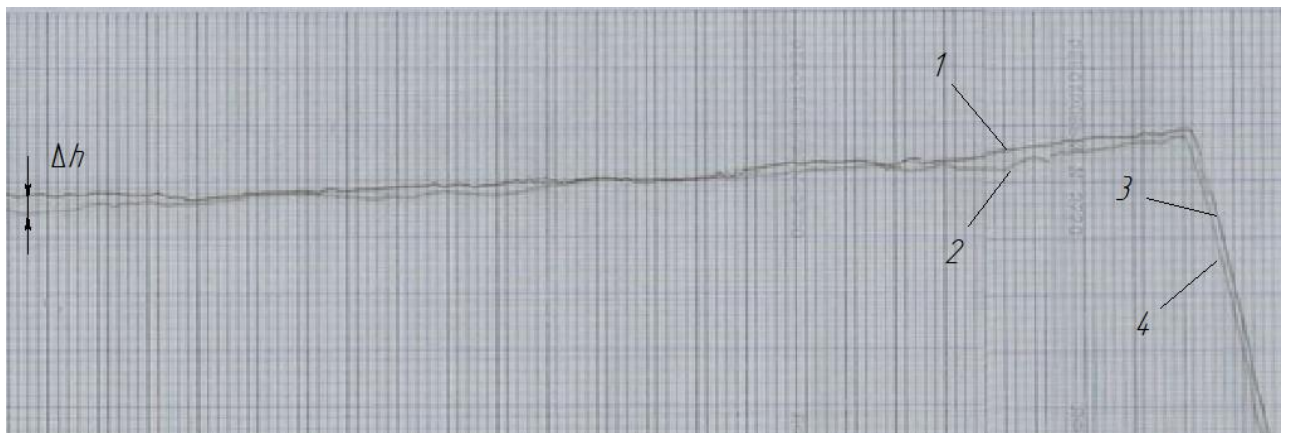


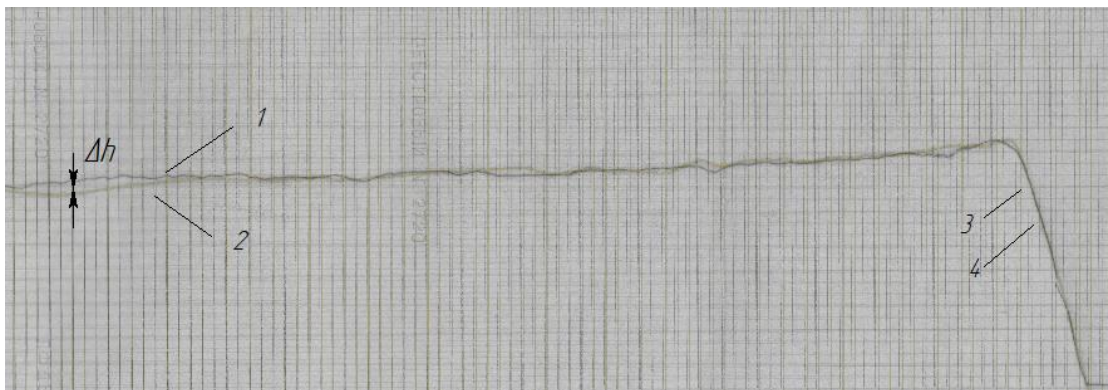
Рис. 2.11. Зависимость интенсивности изнашивания пары трения Б65 — Г60 от нагрузки по массе на масле без добавки (а) и с добавкой «Стрибойл» (б)

### 2.3.2 Интенсивность изнашивания образца Б65 методом профилографирования

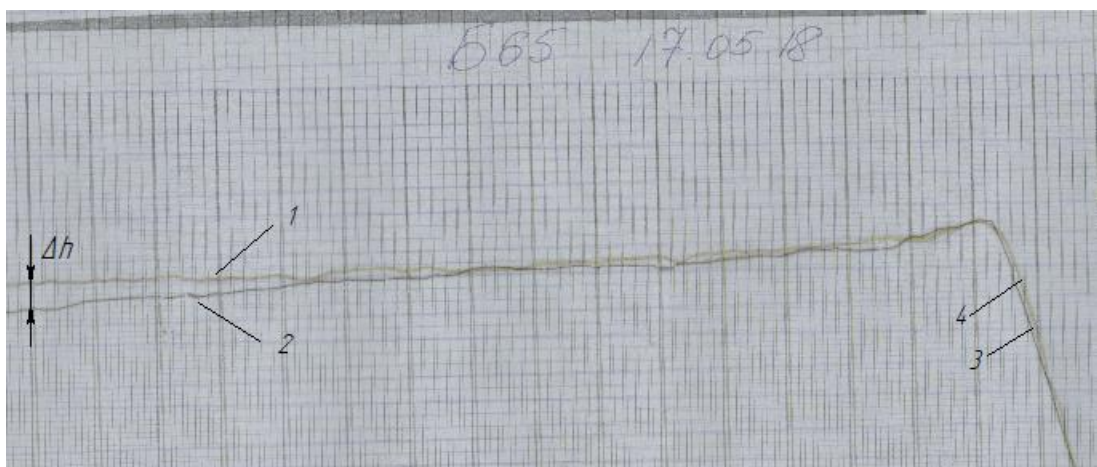
Ниже представлены профилограммы образца Б65 после испытаний на масле без добавки (рис. 2.12).



а)



б)



в)

Рис. 2.12. Профилограммы поверхности образца Б65:

- а)1 — поверхность после нагрузки 3,3 МПа; 2 — поверхность после нагрузки 5 МПа,  
 б)1 — поверхность после нагрузки 5 МПа; 2 — поверхность после нагрузки 8,3 МПа,  
 в)1 — поверхность после нагрузки 8,3 МПа, 2 — поверхность после нагрузки 8,3 МПа,  
 3, 4 — метки на свободных от трения поверхностях образца, обеспечивающие

воспроизводимость трассы профилографирования,

$\Delta h$  – разница высот профиля до и после изнашивания

Интенсивность изнашивания по определению

$$J = \frac{\Delta h}{L},$$

$$L = Hn,$$

где  $\Delta h$  – толщина изношенного слоя, а  $L$  — путь трения,  $H$  — ход подвижного образца,  $n$  — число циклов нагружения.

В таблице 4 представлены значения интенсивности изнашивания образца Б65, полученные методом профилографирования на масле без добавки.

Таблица 4. Значения интенсивности изнашивания образца Б65, полученные методом профилографирования на масле без добавки.

Дата	Число циклов нагружения ( $n$ )	Нагрузка, МПа	Ход ( $H$ ), мм	Путь трения ( $L$ ), мм	Толщина изношенного слоя ( $\Delta h$ ), мм	Износ Б65 ( $J$ )
04.апр	28800	1,6	40	1152000		
05.апр	25200	3,3	40	1008000		
23.апр	25200	5	40	1008000	0,000375	1,18E-10
03.май	36000	8,3	40	1440000	0,000425	4,14E-10
17.май	25200	8,3	40	1008000	0,000675	1,08E-09

На рис. 2.13 показана зависимость интенсивности изнашивания образца Б65 от нагрузки на масле без добавки.

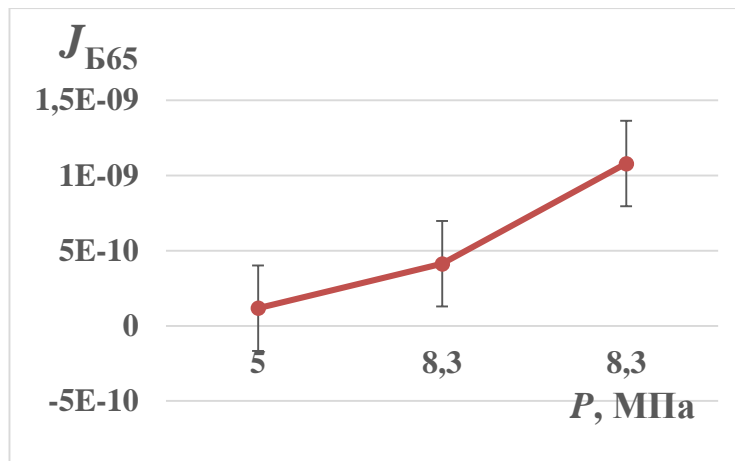
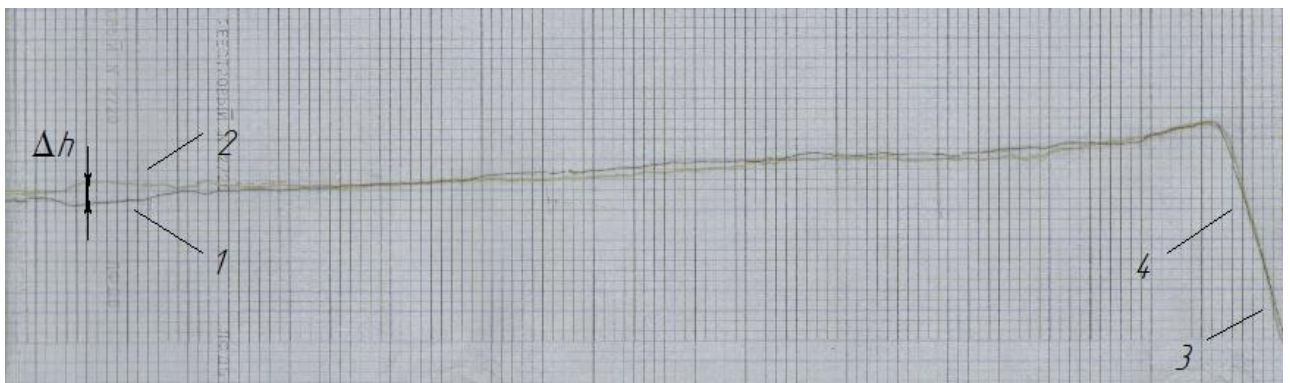
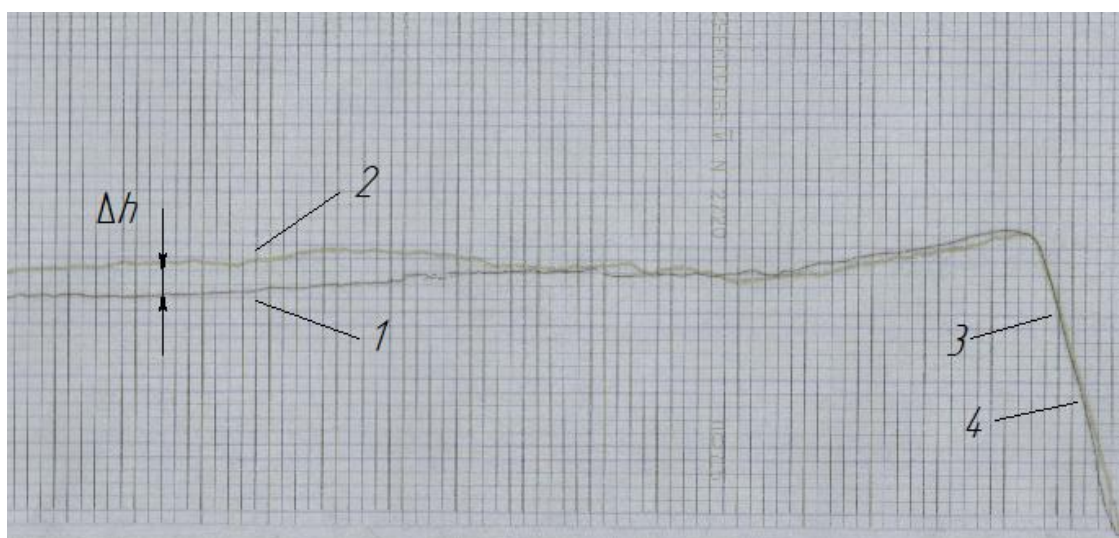


Рис. 2.13. Зависимость интенсивности изнашивания образца Б65 от нагрузки на масле без добавки.

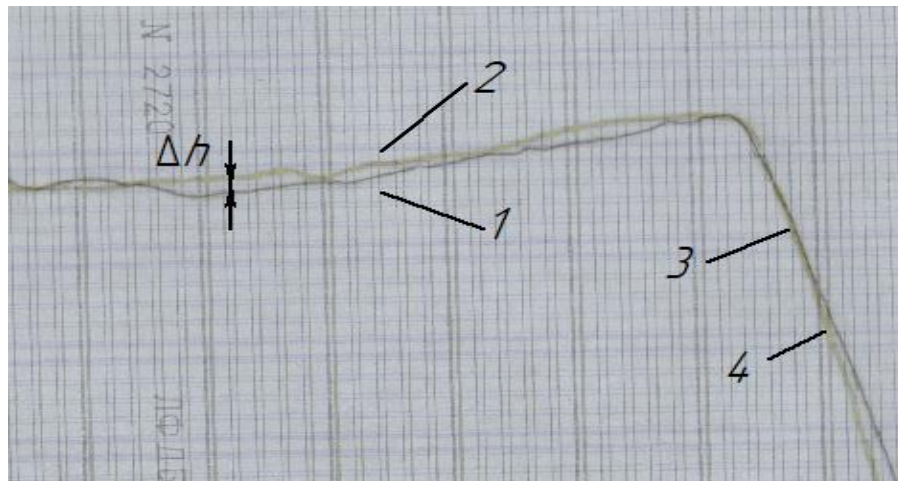
Далее на рис. 2.14 изображены профилограммы образца Б65 после испытаний на масле с добавкой «Стрибойл».



а)



б)



в)

Рис. 2.14. Профилограммы поверхности образца Б65:

- а) 1 — поверхность после нагрузки 8,3 МПа, 2 — поверхность после нагрузки 1,6 МПа,  
 б) 1 — поверхность после нагрузки 1,6 МПа, 2 — поверхность после нагрузки 5 МПа,  
 в) 1 — поверхность после нагрузки 5 МПа, 2 — поверхность после нагрузки 8,3 МПа,  
 3, 4 — метки на свободных от трения поверхностях образца, обеспечивающие  
 воспроизводимость трассы профилографирования,

$\Delta h$  — разница высот профиля до и после изнашивания (толщина изношенного слоя).

На рис. 2.15 показана зависимость интенсивности изнашивания образца Б65 от нагрузки на масле с добавкой «Стрибойл».

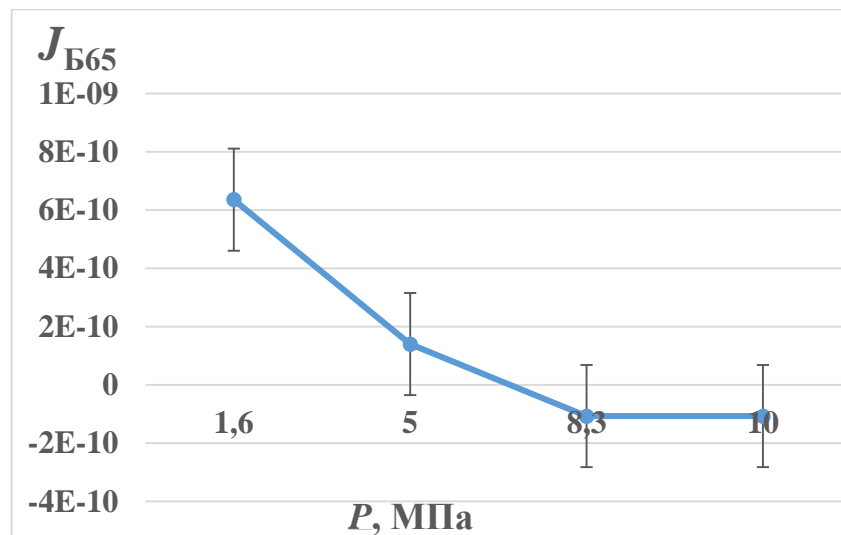


Рис. 2.15. Зависимость интенсивности изнашивания образца Б65 от нагрузки на масле с добавкой «Стрибойл».

В ходе проведенных испытаний была получена зависимость интенсивности изнашивания образцов от нагрузки методами взвешивания и

профилографирования при использовании индустриального масла И-20А и того же масла с добавкой «Стрибойл».

Можно заметить, что тенденция изменения интенсивности изнашивания от нагрузки, полученной методами взвешивания и профилографирования сохраняется, т.е. при введении наномодифицированной добавки к смазочному материалу, мы наблюдаем снижение интенсивности изнашивания и образование защитной пленки.

На рис.2.16 показаны фотографии поверхности трения стального образца, полученные с помощью оптического микроскопа с 30-кратным увеличением изображения при использовании: а) чистого индустриального масла; б) индустриального масла с наномодифицированной добавкой.



а)



б)

Рис. 2.16 Изображения поверхности трения стального образца, полученные с помощью оптического микроскопа при использовании: а) чистого индустриального масла; б) индустриального масла с наномодифицированной добавкой.

Из рис. 2.16 можно увидеть цветовую разницу поверхностей, что может свидетельствовать об образовании пленки на поверхности трения

Таким образом, на основании полученных экспериментальных результатов и приведенных теоретических соображений может быть сделан вывод о существенном положительном влиянии наномодифицированной добавки к маслу на износостойкость пар трения «сталь – бронза».

## 2.4. Результаты регрессионного анализа лабораторных испытаний по оценке интенсивности изнашивания образцов

Рассмотрим аппарат планирования и регрессионного анализа экспериментов на примере обработки данных по влиянию таких факторов как величина нагрузки и состав смазочного материала на интенсивность изнашивания.

При небольшом числе факторов  $k = 2 \dots 3$  вполне возможно проводить анализ экспериментов с помощью полиномиального регрессионного уравнения типа [12]

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i X_i + \sum_{i \neq j}^k b_{ij} X_i X_j + \dots, \quad (2.3)$$

где  $y$  — параметр оптимизации,  $b_i$  — коэффициенты регрессии,  $X_i$  — действующие факторы.

В случае двухфакторного эксперимента это уравнение может быть преобразовано к виду [12]

$$y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_{12} X_1 X_2$$

Для использования этого уравнения приведем соотношение между интенсивностью изнашивания и упомянутыми выше факторами к виду (2.3). Для этого рассмотрим факторы, влияющие на интенсивность изнашивания, и характер их влияния. Одним из основных факторов, влияющих на интенсивность изнашивания, является величина нагрузки. При этом, как было показано в наших экспериментах, на вид данной зависимости оказывает существенное влияние качество смазочного материала. Отметим, что по результатам лабораторного эксперимента выявляется исключительно весомость факторов, влияющих на интенсивность изнашивания. Нелинейность проявляется при больших значениях нагрузки, что при лабораторных испытаниях технически невозможно осуществить.

Для оценки влияния указанных факторов и математического описания процесса изнашивания использована модель первого порядка вида

$$J = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_{12} X_1 X_2, \quad (2.4)$$



где  $J$  — интенсивность изнашивания,  $X_1$  — значение величины нагрузки,  $X_2$  — толщина смазочной пленки на поверхности трения (оценивается по профилограммам).

Для оценки адекватности модели и определения весомости коэффициентов регрессии составляется план эксперимента. Для простых моделей типа (2.4) допустимо использовать полный факторный эксперимент [12]. План такого эксперимента показан в таблице 5. Кроме того, в таблице 5 показаны результаты экспериментов по определению зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки с повторностью 3. Варьирование факторов производилось следующим образом: там, где в таблице против знака  $X_1$  стоит (+) значение изменения интенсивности изнашивания соответствует диапазону нагрузок (5 – 8,3 МПа), а знаку (–) соответствовало значение изменения интенсивности изнашивания в диапазоне (1,6 – 5 МПа), а в отношении знака  $X_2$ , указывающего значение толщины пленки, максимальное значение толщины пленки отмечалось знаком (+), а минимальное значение — знаком (–). Отметим, что максимальное значение толщины пленки соответствует максимальной концентрации добавки (0,5%), а минимальное значение толщины пленки соответствует минимальной концентрации добавки (0,001%).

Таблица 5. План полного факторного эксперимента.

№ эксп	$X_0$	$X_1$	$X_2$	$X_1X_2$	$\bar{J}_u$	$J_1$	$J_2$	$J_3$
1	+	-	-	+	$3,5 \cdot 10^{-10}$	$2,45 \cdot 10^{-10}$	$4,25 \cdot 10^{-10}$	$3,85 \cdot 10^{-10}$
2	+	-	+	-	$-9 \cdot 10^{-13}$	$-2,5 \cdot 10^{-13}$	$-1 \cdot 10^{-11}$	$7 \cdot 10^{-12}$
3	+	+	-	-	$4,3 \cdot 10^{-10}$	$3,35 \cdot 10^{-10}$	$5 \cdot 10^{-10}$	$4,65 \cdot 10^{-10}$
4	+	+	+	+	$1,8 \cdot 10^{-11}$	$6,5 \cdot 10^{-11}$	$-1 \cdot 10^{-11}$	$2 \cdot 10^{-13}$

Среднее значение параметра оптимизации по параллельным опытам определяем по формуле [12]

$$\bar{J}_u = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r J_{ui}$$

Дисперсии параллельных опытов определялись по формуле [12]

$$s_u^2 = \frac{1}{r-1} \sum_{i=1}^r (J_{ui} - \bar{J}_u)^2,$$

где  $r$  — повторность опытов (в нашем случае равно 3).

Для определения возможности проведения регрессионного анализа рассчитали однородности дисперсий параллельных опытов по критерию Кохрена

$$G = \frac{s_u^2 \max}{\sum_{u=1}^N s_u^2} = \frac{8,93 \cdot 10^{-21}}{1,8 \cdot 10^{-20}} = 0,49$$

Табличное значение данного критерия для уровня значимости 0,05, числе независимых опытов  $N=4$  и повторности  $r=3$  составляет 0,7679. Гипотеза об однородности дисперсий параллельных опытов подтверждается, так как экспериментальное значение критерия Кохрена не превышает табличного [12].

Отсюда дисперсия воспроизводимости равна

$$s^2(J) = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N s_u^2 = \frac{1,8 \cdot 10^{-20}}{4} = 4,56 \cdot 10^{-21}$$

Ошибка эксперимента

$$s(J) = \sqrt{s^2(J)} = \sqrt{4,56 \cdot 10^{-21}} \approx 6,75 \cdot 10^{-11}$$

Основой регрессионного анализа является определение коэффициентов регрессии и оценка их статистической значимости. Для вычисления их значений используются формулы

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N \bar{J}_u * X_i,$$

где  $X_j$  определяет знак среднего значения параметра оптимизации, соответствующего строчке плана по таблице 9. Например

$$b_2 = \frac{1}{4} \cdot 10^{-10} (-3,5 - 0,009 - 4,3 + 0,18) = -1,9 \cdot 10^{-10}$$

$$b_1 = \frac{1}{4} \cdot 10^{-10} (-3,5 + 0,009 + 4,3 + 0,18) = 0,252 \cdot 10^{-10}$$

Полученные значения коэффициентов указывают на то, что увеличение нагрузки ведет к росту интенсивности изнашивания, а улучшение качества смазочного материала — к снижению, и этот фактор многократно весомее фактора нагрузки, определяемого контактным давлением.

После расчета всех коэффициентов уравнение (2.12) имеет вид

$$J = (2 + 0,252X_1 - 1,9X_2 - 0,16X_1X_2) \cdot 10^{-10},$$

уравнение показывает, что фактор нагрузки может иметь весомость в сочетании с эффективностью действия смазочного материала.

Для полного факторного эксперимента ошибки всех коэффициентов равны между собой и определяются

$$s(b_i) = \frac{s(J)}{\sqrt{Nr}} = \frac{6,75 \cdot 10^{-11}}{\sqrt{4 \cdot 3}} = 1,95 \cdot 10^{-11}$$

Оценка статистической значимости проводится путем сравнения критерия Стьюдента  $T_b$  для каждого коэффициента регрессии с его табличным значением, определяемом по [12]. Для коэффициентов

$$T_{bi} = \frac{|b_i|}{s(b_i)}$$

Табличное значение  $T_b$ -критерия определяется по числу степеней свободы  $f = N(r - 1) = 8$  и составляет 2,31. Статистически незначимыми объявляются те коэффициенты, для которых величина  $T_{bi}$  оказывается меньше табличного значения  $T_b$ . Очевидно, что такими коэффициентами являются коэффициенты  $b_1$  и  $b_3$ , которые следует исключить в силу того, что

$$T_{b1} = \frac{|b_1|}{s(b_i)} = \frac{2,52 \cdot 10^{-11}}{1,95 \cdot 10^{-11}} = 1,29 < 2,31$$

$$T_{b3} = \frac{|b_3|}{s(b_i)} = \frac{1,6 \cdot 10^{-11}}{1,95 \cdot 10^{-11}} = 0,79 < 2,31$$

Таким образом, при заданном уровне значимости 0,05 критерий Стьюдента  $T_b$ , который составляет 2,31, позволяет признать коэффициенты  $b_1$  и  $b_3$  статистически незначимым по их соотношению с ошибкой коэффициентов регрессии  $s(b_i) = 1,95 \cdot 10^{-11}$ .

После исключения статистически незначимых коэффициентов уравнение регрессии принимает вид

$$J = (2 - 1,9X_2) \cdot 10^{-10}$$

Полученное уравнение проверяют на адекватность. Для этого оценивают отклонения предсказываемых расчетных значений параметра оптимизации  $J_u$  от экспериментальных  $\bar{J}_u$  для каждого из опытов осуществленного эксперимента, что позволяет определить дисперсию адекватности для равного числа параллельных опытов по формуле

$$s_{ad}^2 = \frac{r}{N - \lambda} \sum_{u=1}^N (\bar{J}_u - J_u)^2,$$

где  $\lambda$  — число значимых коэффициентов уравнения;  $r$  — число параллельных опытов;  $N$  — число независимых опытов. Адекватность уравнения оценивают с помощью  $F$ -критерия Фишера

$$F_p = \frac{s_{ad}^2}{s^2(J)}$$

Если  $F_p \leq F_{табл}$ , то гипотеза об адекватности модели принимается для соответствующих степеней свободы  $f_{числ} = N - \lambda$  и  $f_{зн} = N(r - 1)$  и принятого уровня значимости.

В таблице 6 представлены результаты расчета дисперсии адекватности.

Таблица 6. Результаты расчета дисперсии адекватности.

№ эксп	$\bar{J}_u$	$J_u$	$\bar{J}_u - J_u$	$(\bar{J}_u - J_u)^2$
1	$3,5 \cdot 10^{-10}$	$3,9 \cdot 10^{-10}$	$-4,08 \cdot 10^{-11}$	$1,66 \cdot 10^{-21}$
2	$-9 \cdot 10^{-13}$	$8,74 \cdot 10^{-12}$	$-9,65 \cdot 10^{-12}$	$9,32 \cdot 10^{-23}$
3	$4,3 \cdot 10^{-10}$	$3,92 \cdot 10^{-10}$	$4,08 \cdot 10^{-11}$	$1,6 \cdot 10^{-21}$
4	$1,8 \cdot 10^{-11}$	$8,74 \cdot 10^{-12}$	$9,65 \cdot 10^{-12}$	$9,32 \cdot 10^{-23}$

$\Sigma$				$3,52 \cdot 10^{-21}$
----------	--	--	--	-----------------------

$$F_p = \frac{s_{ad}^2}{s^2(J)} = \frac{5,28 \cdot 10^{-21}}{1,38} = 1,36$$

$F_{табл} = 4,5$  соответственно для степеней свободы  $f_{числ} = 2$  и  $f_{зн} = 8$  и уровня значимости 0,05. В связи с тем, что  $F_p \leq F_{табл}$ , уравнение можно считать адекватным в рамках заданных условий эксперимента при удалении статистически незначимых коэффициентов  $b_1$  и  $b_3$ . Табличные критерии определяются с помощью таблиц, содержащихся в [12].

Использование полного факторного эксперимента позволило оценить влияние таких факторов как, величина нагрузки и наличие наномодифицированной добавки в смазочном материале на значение интенсивности изнашивания. Как показал регрессионный анализ зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки и от вида смазочного материала (в диапазоне нагрузок от (1, 6 МПа – 10 МПа), наличие наномодифицированной добавки оказалось гораздо более существенным фактором, влияющим на интенсивность изнашивания, чем величина нагрузки. Этот фактор определяет и формирование несущей способности пары трения «сталь–бронза».

## **2.5. Описание предлагаемой закономерности формирования износостойкости сопряжений скольжения «сталь-бронза» на основании результатов лабораторных испытаний стальных и бронзовых образцов**

Проведенные испытания позволили выявить существенное влияние наличия наномодифицированной добавки к смазочному материалу на интенсивность изнашивания испытуемых образцов, имитирующих червячную пару. Таким образом, для выявления закономерности формирования износостойкости

червячной передачи, необходимо рассмотреть закономерности формирования плёнок на поверхности трения при использовании наномодифицированных смазочных материалов.

Вначале рассмотрим возможные причины роста несущей способности сопряжений скольжения. Рост несущей способности сопряжений скольжения может происходить по причине расширения внутренних субструктурных резервов конструкционных материалов, в первую очередь, их способности адаптироваться к более тяжёлым условиям. Как показывает анализ литературы за последние 25–30 лет, когда сложились основные представления в современной науке о триботехнических материалах, понятие динамической адаптации как базовой категории в этой системе представлений практически не использовалось. В то же время, активно развивались такие близкие к этой категории понятия, как прирабатываемость [98] и структурная приспособляемость [46]. Следует отметить, что прирабатываемость, начиная с работ М. М. Хрущёва [98], и в других работах [42], рассматривалась, преимущественно, в феноменологическом аспекте.

В то же время, материаловедческие исследования в области трибологии не всегда предлагали чёткую связь между структурными характеристиками и несущей способностью [46, 28]. Установить подобную связь позволяет направление, в котором не только анализируются структурные и эксплуатационные показатели материалов сопряжений скольжения, но и предлагаются методы, позволяющие реализовать структурные характеристики, обеспечивающие высокие эксплуатационные показатели [87]. Основной проблемой при использовании указанных методов являются выработка оптимальных способов достижения необходимых структурных характеристик. Поскольку достижение указанных характеристик зачастую упирается в состав смазочного материала, стимулирующего структурную перестройку приповерхностных слоёв материала [78, 79], логично использовать для данной перестройки составы смазочных материалов, подвергнутых наноструктурной модификации [77]. Однако, как показывает эксперимент, формирование несущей способности сопряжений скольжения при использовании подобных смазочных материалов представляет

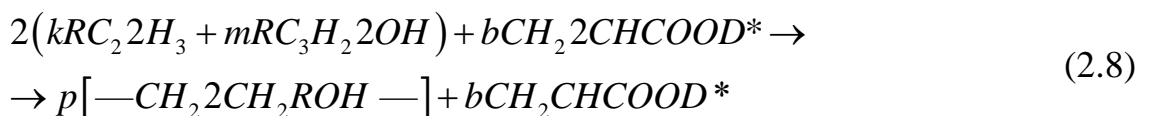
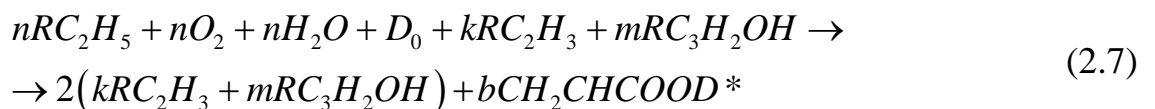
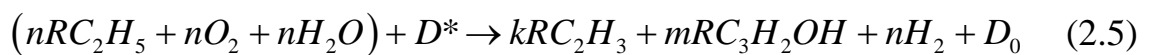
собой сложный кинетический процесс. В частности, по мере роста нагрузки в процессе приработки и формирования новой структуры приповерхностных микрообъёмов на зависимостях коэффициента трения и интенсивности изнашивания от нагрузки возникают особенности в виде экстремумов, характеризующих изменения несущей способности, в том числе, в области, где проявление гидродинамической несущей способности практически невозможно [79]. В литературе это явление получило название “второй минимум”. Очевидно, что сопряжения, испытания которых регистрируют “второй минимум”, имеют более высокую несущую способность, чем те, у которых единственный минимум на зависимости коэффициента трения от нагрузки, соответствующий переходу от гидродинамической к смешанной смазке, т. е. критическому значению числа Зоммерфельда. Поэтому изучение и выявление физической природы “второго минимума” создают основу для управления процессом увеличения несущей способности сопряжения.

Процесс формирования несущей способности реализуется в ходе приработки. В процессе приработки следует различать два взаимодополняющих элемента. Во-первых, макроприработку, отвечающую за формирование конформности трущихся поверхностей и минимум коэффициента трения на диаграмме Герси-Штрибека в связи с переходом от гидродинамического трения к смешанному. Во-вторых, микроприработку, отвечающую за формирование структуры приповерхностных слоёв и “второй” минимум коэффициента трения в области нагрузок перехода от вязкого к вязкопластическому течению приповерхностных плёночных структур.

Отметим, что формирование первого минимума происходит не только по ходу роста конформности поверхностей, но также и под влиянием снижения микрошероховатости (выглаживания) путём механической обработки или в процессе трения [28]. В то же время, “второй” минимум возникает на диаграмме Герси-Штрибека или на зависимости коэффициента трения от нагрузки (что эквивалентно) в области смешанной или граничной смазки, где гидродинамическая плёнка заменяется адсорбированной или хемосорбированной структурой, имеющей более прочную связь с подложкой, чем ламинарный масляный поток.

Очевидно, что процесс формирования пленки, порождающей «второй» минимум, имеет активационный кинетический характер, а достижение энергии активации, стимулирующей возникновение диссипативной коллоидной структуры в пленке, должно осуществляться благодаря деформационным, механохимическим и термохимическим явлениям, возникающим в результате роста нагрузки на сопряжение.

Конкретизируя высказанные общие соображения, можно обратиться к химико-кинетической схеме, предложенной в [77]. В качестве компонентов реакционной среды принимаются исходные углеводороды масла И-20А, атмосферный кислород и вода, адсорбированная на поверхностях интермедиатов:  $A = (nRC_2H_5 + nO_2 + nH_2O)$ . Концентрации интермедиатов обозначим, соответственно,  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ , где  $X$  будет соответствовать концентрации вещества  $RC_2H_3 + RC_3H_2OH$  (олефин плюс альдегид),  $Y$  — концентрации  $D^*$  (наночастица, активированная деформацией),  $Z$  — концентрации  $C_2H_3COOD^*$  (частица, образовавшая соединение с продуктом деструкции и окисления масла, т. е. прототип мицеллы),  $D_0$  — пассивированная наночастица:



В приведенных соотношениях схематично отражены перечисленные выше процессы пленкообразования. Так, соотношение (2.5) описывает процесс первоначального окисления исходных алканов до олефинов и альдегидов с участием атмосферного кислорода и адсорбированной поверхностью воды. В (2.6) отражен процесс взаимодействия олефинов с активными центрами дисперсных частиц, образовавшимися в результате деформации трением. Соотношение (2.7)



иллюстрирует процесс дальнейшего окисления олефинов и альдегидов, приводящий к образованию жирных кислот по схеме, описанной в [77]. Соотношение (2.8) отражает процесс полимеризации, катализируемый солью жирной кислоты, а (2.9) — образование хемосорбированной пленки, когда более активный металл вытесняет дисперсную частицу, что ведет к повторению цикла. Объединенные в систему, данные соотношения показывают цепочку превращений, которые могут периодически повторяться при наличии достаточного количества исходных веществ. Отметим, что добавление в исходное масло солей жирных кислот облегчает и ускоряет протекание описанных выше реакций. Обобщая сказанное, констатируем, что система (2.5) – (2.9) описывает те химические превращения, которые были обнаружены с помощью ИК-спектроскопии и электронно-зондового рентгеновского микроанализа в [75].

Полученная модель при переходе от стехиометрических соотношений к дифференциальным уравнениям будет полностью описываться приводимой ниже системой (2.10) – (2.12) с учетом введенных выше обозначений для величин  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ .

$$\frac{\partial X}{\partial t} = k_1 AY - Yk_2 X + k_{34} BX - 2k_5 X^2 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial Y}{\partial t} = -Y(k_1 A + k_2 X) + fk_6 Z \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial Z}{\partial t} = k_{34} BX - k_6 Z, \quad (2.12)$$

где  $k_1, k_2, k_3, k_5, k_6$ , константы скоростей соответствующих реакций,  $A, B, f$  — коэффициенты, отражающие стехиометрические и диффузионные соотношения.

Использование рассматриваемой добавки приводит к формированию пленки, что проявляется при анализе поверхности трения профилографированием. Твердые наноразмерные частицы, содержащиеся в добавке, в процессе механического взаимодействия с поверхностями трения, повышают свою химическую активность (механохимический эффект), которая увеличивается по мере роста нагрузки на сопряжение. Рост химической активности наночастиц приводит к их

взаимодействию с жирными кислотами, содержащимися в добавке (то есть к образованию мицелл), и поверхностями трения. В процессе роста нагрузки и уменьшения зазора между этими поверхностями увеличивается концентрация мицелл в зазоре и интенсивность их взаимодействия с поверхностями трения. В результате данный коллоидный раствор формирует пленку, а интенсивность ее формирования будет увеличиваться по мере механоактивации наночастиц, т.е. с ростом нагрузки. Ключевую роль в формировании пленки с толщиной более 100 нм играют наиболее протяжённые элементы структуры – мицеллы, ядрами которых являются наночастицы с размерами в диапазоне 50-100 нм, что было показано ранее методами электронной микроскопии. Процесс присоединения к ним периферии протекает по химическому механизму и должен определяться энергией активации. При этом механоактивация частиц снижает активационный барьер и ускоряет процесс формирования пленки.

Энергию активации можно представить как разницу динамической компенсации процессов роста и диссипации свободной энергии, что будет отражаться соотношением

$$\Delta G = \Delta H - TdS + (P - P_0)\Delta V, \quad (2.13)$$

где  $\Delta G$  — свободная энергия активации по Гиббсу,  $\Delta H$  — энтальпия реакции взаимодействия наночастиц с периферией,  $TdS$  — диссипативная функция,  $P$  — реальное давление в области активированного комплекса,  $P_0$  — давление в стандартном состоянии,  $\Delta V$  — средняя разность между объемом активированного комплекса и объемом молекул, входящих в активированный комплекс [105]. Данное соотношение с некоторыми допущениями может быть распространено и на гетерогенные реакции с участием твердой фазы, что актуально в отношении механоактивации химических взаимодействий с наночастицами. Наиболее простой вариант решения уравнения (2.12) представляет собой соотношение

$$Z = \left(\frac{k_{34}B}{k_6}\right)A_{11}e^{-\lambda_1 t} + A_{22}e^{-\lambda_2 t},$$

где  $Z$  — концентрация мицелл, то есть наночастиц с периферией из радикалов жирных кислот в коллоидном растворе, обозначенная в уравнении (2.12) как  $Z$ ,  $t$  —

время процесса. Остальные величины — обозначенные выше и введенные при интегрировании коэффициенты, а также — константы скоростей реакций, экспоненциально зависящие от энергии активации, представленной в формуле (2.13).

Интенсивность изнашивания будет зависеть от величины  $Z$  в силу того, что рост  $Z$  будет приводить к увеличению толщины пленки, образованной частицами типа  $C_2H_3COOD^*$ . Кроме того, поскольку вязкость масла будет зависеть от концентрации коллоидного раствора, а рост  $Z$  будет приводить к увеличению этой концентрации, то результатом будет рост эффективной пристеночной вязкости пленки [104].

Как было установлено А. Эйнштейном, введение в дисперсионную среду с вязкостью  $\eta_0$  твердых частиц дисперсной фазы (малой концентрации, т.е. в отсутствие их взаимодействия между собой) приводит за счет сил трения при сдвиге к дополнительному вращательному движению частиц и, следовательно, к диссипации энергии, в результате чего вязкость дисперсной системы  $\eta$  возрастает пропорционально объемной доле дисперсной фазы  $\varphi$  [104]

$$\eta = \eta_0(1 + k\varphi), \quad (2.14)$$

где  $\eta$  — вязкость дисперсной системы,  $\eta_0$  — вязкость чистой дисперсионной среды;  $k$  — фактор формы частиц (для сферических 2,5),  $\varphi$  — объемная концентрация дисперсной фазы. Таким образом, в отсутствие взаимодействия частиц дисперсная система является ньютоновской жидкостью, но с повышенной по сравнению с дисперсионной средой вязкостью [104].

Очевидно, что рост вязкости масла приводит к росту толщины смазочной пленки. Таким образом, с ростом толщины смазочной пленки должно происходить снижение интенсивности изнашивания, аналогично снижению коэффициента трения как это происходит при гидродинамической смазке. На рис. 2.12 показано в виде диаграммы Герси – Штрибека изменение коэффициента трения при использовании различных смазочных материалов по результатам испытаний, проведенных в [71].

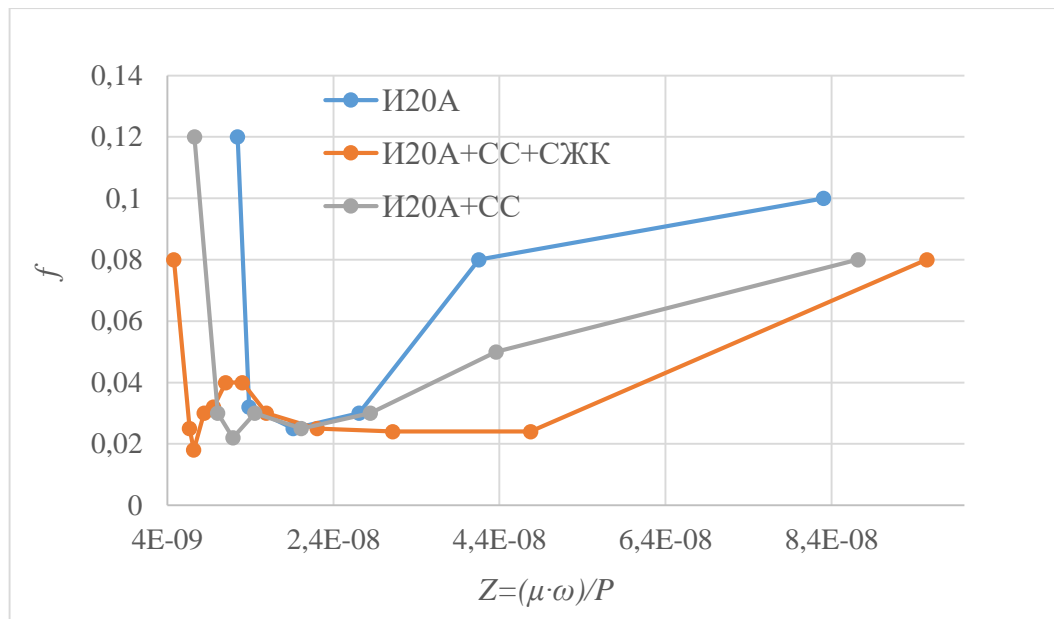


Рис. 2.17. Зависимость коэффициента трения от условной толщины смазочного слоя ( $Z$ , выраженный в условных единицах толщины) при использовании различных смазочных материалов: №1 – И20А; №2 – И20+СС; №3 – И20А + СС + СЖК

Из рис. 2.17 видно, что при использовании композиции №3 возникает «второй минимум» коэффициента трения, который целиком находится в области граничной смазки.

По результатам испытаний [81] были получены значения не только коэффициента трения, но и интенсивности изнашивания при использовании чистого индустриального масла И20-А и того же масла с добавкой нанодисперсной суспензии серпентина в растворе солей жирных кислот – (И20+СС+СЖК), в таблице 5 показаны значения этих величин при нагрузке 6 МПа, также в таблице приведены значения вязкости смазочного материала и эффективной пристеночной вязкости пленки, рассчитанные по формуле (2.12). В случае применения масла с добавкой нанодисперсной суспензии серпентина в растворе солей жирных кислот объемная концентрация частиц в пристеночном слое значительно увеличивается за счет того, что большая доля частиц адсорбируется на поверхности, т.к. соли жирных кислот являются активными адсорбентами, следовательно, вслед за этим происходит рост эффективной пристеночной вязкости. Толщина смазочной пленки, в рассматриваемом случае составляла 0,1 мкм, а диаметр нанодисперсных частиц составляет 0,05 мкм, таким образом объемная концентрация частиц в пристеночном слое составляет не менее 50%.

Таблица 7. Показатели износостойкости тяжело нагруженных сопряжений скольжения, а также значения вязкости для различных смазочных композиций

Состав смазочного материала	Коэффициент трения $f$	Интенсивность изнашивания $J$	Вязкость масла $\mu$ (Па·с)	Эффективная пристеночная вязкость пленки $\mu_s$ (Па·с)
И20А	0,025	$6,9 \cdot 10^{-9}$	0,026	0,026
И20А + СС + СЖК.	0,025	$1,29 \cdot 10^{-11}$	0,026	0,06

Из таблицы 7 можно увидеть, что с увеличением эффективной пристеночной вязкости пленки происходит снижение интенсивности изнашивания на два порядка, что согласуется с вышеизложенными заключениями.

Формирование мицелярной пленки из частиц типа  $C_2H_3COOD^*$  дает подобный эффект, другими словами, при достижении критической концентрации  $Z$  интенсивность изнашивания  $J$  будет уменьшаться в силу роста эффективной вязкости области формирования пленки (то есть пристеночного слоя) аналогично снижению интенсивности изнашивания на диаграмме Герси –Штрибека в области смешанной смазки при росте вязкости. Тогда предлагаемая закономерность формирования износостойкости сопряжений скольжения, в том числе и червячных передач, может описываться следующим соотношением

$$J = \Phi \left\{ Z \left( \exp \left[ \frac{-(\Delta H - TdS + (P - P_0)\Delta V)}{RT} \right] \right) \right\}, \quad (2.15)$$

где  $Z$  – концентрации коллоидных частиц в масле,  $\Delta H$  — энтальпия реакции взаимодействия наночастиц с периферией;  $T$ – температура,  $TdS$ — диссипативная функция;  $P$  — реальное давление в области активированного комплекса;  $P_0$  — давление в области неактивированного комплекса;  $R$  – газовая постоянная,  $\Delta V$  — средняя разность между объёмом активированного комплекса и объёмом молекул, входящих в активированный комплекс Данная формула (2.15) получена в

результате анализа химических процессов взаимодействия наночастиц и реактивной среды, а также представленной в работе системы дифференциальных уравнений (2.10–2.12), описывающих кинетику формирования мицеллярной пленки. Функция  $\Phi$  обозначает вид связи между интенсивностью изнашивания и эффективной вязкостью смазочного материала, что в простейшем случае представляет обратно пропорциональную зависимость.

Можно отметить, что формула (2.15) является нелинейной. Если разложить экспоненту в степенной ряд и выделить наиболее значимый член уравнения – значение величины давления, то подобная зависимость может быть упрощённо представлена параболой со смещённым относительно начала координат минимумом, причём величина смещения по оси давления ( $P$ ) указывает на область давления  $P_0$ , в окрестностях которого пленкообразование проходит критическое значение давления, выше которого процесс пленкообразования оказывается все более затруднённым. Под несущей способностью подразумевается значение давления  $P_0$ , выше которого начинается существенный рост интенсивности изнашивания, что ограничивает область высокой износостойкости. Подобный эффект повышения износостойкости сопряжений скольжения в связи с использованием смазочных материалов, обладающих сложными реологическими свойствами, был отмечен в работе [94].

Таким образом, механизм образования «второго минимума» для интенсивности изнашивания в случае с наномодифицированными смазочными материалами следует за закономерностью для коэффициента трения и обусловлен ростом концентрации  $Z$ , как это показывает соотношение (2.15). Отметим, что спектральный анализ поверхности трения по окончании эксперимента [75] явно указывает на формирование пленки, отвечающей по составу частицам типа  $C_2H_3COOD^*$ , что также указывает на формирование перколяционных структур из осажденных на поверхности мицелл [104].

**Выводы по результатам проведенного анализа закономерности формирования износостойкости сопряжений скольжения для различных смазочных материалов:**

1) Обнаружена особенность – снижение интенсивности изнашивания по мере увеличения нагрузки.

2) Оценка весомости влияния отобранных факторов на интенсивность изнашивания, проведенная с помощью полного факторного эксперимента показала, что наиболее весомым фактором, влияющим на интенсивность изнашивания, является наличие наномодифицированной добавки в смазочном материале;

3) Проведенный регрессионный анализ является адекватным для лабораторных условий;

4) Выявлена нелинейная зависимость интенсивности изнашивания от давления, учитывающая процесс пленкообразования.

Таким образом, для дальнейшего исследования необходимо:

1) Провести исследование зависимости интенсивности изнашивания червячной передачи от давления в контакте червячной пары при использовании различных составов смазочных материалов на основе стендовых испытаний червячного редуктора для подтверждения достоверности выявленной закономерности формирования износостойкости червячной передачи;

2) Провести регрессионный анализ стендовых испытаний для оценки влияния на интенсивность изнашивания червячной передачи величины нагрузки и состава смазочного материала;

3) Поскольку интенсивность изнашивания зависит от нагрузки, а с ростом износа растет коэффициент динамичности, необходимо провести исследование изменения коэффициента динамичности для разработки уравнения динамики изнашивания червячной пары.

### **ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ ВЫЯВЛЕННОЙ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЛЯ СОПРЯЖЕНИЯ «ЧЕРВЯК-ЧЕРВЯЧНОЕ КОЛЕСО» ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НАНОМОДИФИЦИРОВАННОГО СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА**

#### **3.1. Принцип работы и конструкция стенда для ускоренных испытаний червячных редукторов**

Испытания проводят, используя стенд, схема которого показана на (рис. 3.1). Схема включает в себя: 1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — устройство для измерения вращающего момента на быстроходном валу редуктора (тензодатчик); 4 — устройство для построения графика изменения вращающего момента на быстроходном валу редуктора в режиме реального времени; 5 — редуктор; 6 — муфта; 7 — устройство для измерения вращающего момента на тихоходном валу редуктора (тензодатчик); 8 — устройство для построения графика изменения вращающего момента на нагружающем устройстве в режиме реального времени; 9 — нагружающее устройство и устройство для регулирования величины нагружающего момента; 10 — механизм обратной связи, позволяющий регулировать нагружающий момент в зависимости от изменения вращающего момента на быстроходном валу редуктора.



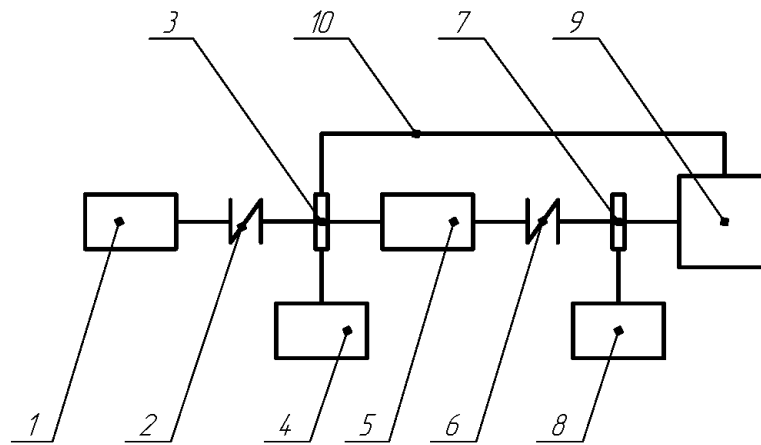


Рис. 3.1. Схема устройства для проведения ускоренных испытаний червячных редукторов.

Предварительно притертая червячная пара устанавливается в редуктор, заливается масло, включается электродвигатель и начинается постепенное повышение нагрузки, определяется максимально допустимая нагрузка на редуктор по максимуму КПД путем ступенчатого нагружения, при варьировании величины и длительность действия нагрузки. Износостойкость червячной пары оценивалась при испытаниях на этой нагрузке. Испытуемый редуктор 5Ч-80, червячное колесо выполнено из оловянной бронзы БрОФ6,5–0,15  $HB_2=100HB$ , червяк полированный из цементируемой стали 18ХГТ  $HRC_1 = 57...64HRC$ .

Основное отличие предлагаемого способа испытаний и приработки состоит в том, что между величиной нагружающего момента на тихоходном валу редуктора и характером изменения момента на быстроходном валу устанавливается обратная связь, позволяющая регулировать нагружение редуктора в предельном режиме и оценивать его эксплуатационные показатели. А также, данный способ имеет явные преимущества перед способом, предложенным в работе [32]. По методике определения динамических нагрузок, предложенной в работе [32], коэффициент динамичности определяется через неравномерность вращения тихоходного вала, то есть чисто кинематически, с последующим определением силового фактора через жесткость. Это существенно вносит неопределенность в данную величину, т.к. жесткость редуктора имеет при ее определении ряд составляющих, оценка которых зависит от трудно учитываемых факторов. В то же время, показания тензодатчиков, установленных по стандартной схеме на элементах упругой подвески валов (рис. 3.1), позволяют оценить силовой фактор, практически, напрямую, что, во-первых,

упрощает задачу, а во-вторых, увеличивает точность определения коэффициента динамичности.

Таким образом, технический результат предлагаемого решения складывается из:

— модификации и применения к червячному редуктору методики приработки, используемой для оценки прирабатываемости подшипниковых материалов;

— разработке и реализации алгоритма обратной связи между вращающимися моментами на быстроходном и тихоходном валах редуктора.

— установке тензодатчиков, позволяющих определять силовые факторы, практически, напрямую.

В результате сочетания этих признаков получаются следующие эффекты – существенное ускорение испытаний и повышение достоверности результатов.

Способ может быть использован в составе набора технологических операций при изготовлении редукторов, а также при подборе новых материалов, как конструкционных, так и смазочных.

На (рис. 3.2) показан общий вид стенда для проведения ускоренных испытаний червячных редукторов, разработанный в лаборатории кафедры «Основы конструирования машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

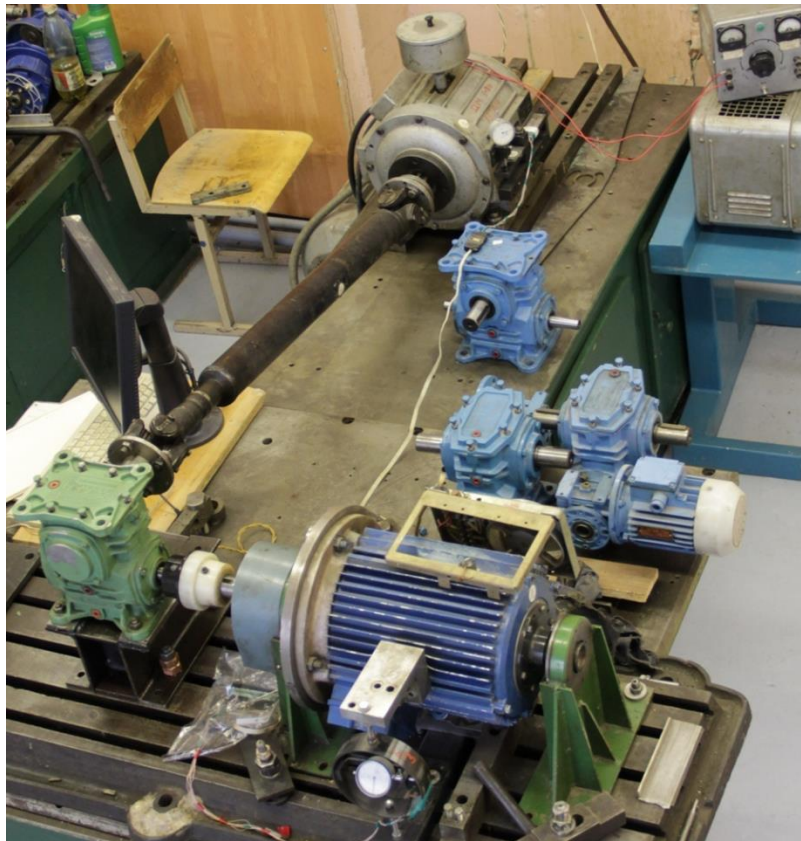


Рис. 3.2. Фотография стенда для проведения ускоренных испытаний червячных редукторов

Силовые параметры испытаний обеспечиваются за счет использования электромагнитного тормоза, показанного на (рис. 3.2) в верхней части фотоснимка, он связан с редуктором через карданный вал. При адекватной эксплуатации он обеспечивает плавное торможение с вращающим моментом до 400 Н·м.

### 3.2. Методика и порядок проведения ускоренных испытаний

Испытания относятся к группе Г — испытания по ГОСТ 23.215–84, ГОСТ 23.222–85, ГОСТ 23.224–86, РД 70.0009.006–85 и по другим методикам для определения диапазона нагрузок, скоростей скольжения и температур, обеспечивающих применимые в эксплуатации значения потерь на трение и интенсивности изнашивания.

Целью испытаний, в том числе для оценки влияния вида смазочного материала на работоспособность редуктора, должно быть определение:

1) номинального тормозного (нагружающего) момента, допускаемого на тихоходном валу и 2) момента, соответствующего максимуму коэффициента полезного действия. Соответствие этих двух моментов – номинального и соответствующего максимуму КПД — подтверждается экспериментально [29]. По мере увеличения допускаемого момента, соответствующего максимуму КПД, например, при варьировании конструкционных или смазочных материалов, может увеличиваться и допускаемое напряжение. Фактическое увеличение допускаемого момента можно учесть в расчетах, уменьшая коэффициент эксплуатации. Для проведения испытаний разработан стенд, описание которого приводится выше и в основу которого положена известная конструкция для оценки коэффициента полезного действия путем замера вращающих моментов на быстроходном и тихоходном валу редуктора и их сопоставления через передаточное число редуктора.

Испытания червячных редукторов проводятся в три этапа. Первый ускоренный этап состоит в том, что пятно контакта на зубьях червячного колеса доводится до состояния, когда его контурная площадь составляет не менее 60% от номинального значения. Это достигалось притиркой при сравнительно небольших нагрузках (не более 50% от номинальной нагрузки) с использованием обычного минерального масла.

Второй этап позволяет выявить максимальную кратковременную нагрузку и проводится с использованием механизма отрицательной обратной связи, однако рост нагрузки осуществляется не только при снижении момента на быстроходном валу  $T_{эд}$  (играющего роль силы трения), но и при отсутствии роста в течение времени, определяемого в соответствии с методикой ГОСТ 23.224–86.

Окружная сила на червяке определяется из соотношения (3.1)

$$F_{ок1} = \left( \frac{2T_{эд}}{d_1} \right) = \left( \frac{2T_{мop}}{d_2} \right) f = F_{ок2} \operatorname{tg}(\varphi + \gamma), \quad (3.1)$$

где  $\varphi$  — угол трения, а  $\gamma$  — угол подъема винтовой линии червяка,  $f$  — коэффициент трения в контакте червяка и колеса,  $F_{ок2}$  — окружная сила на колесе.

Таким образом, сила, препятствующая вращению червяка — это сила трения. Используя упрощения, принятые в [11], окружная сила на колесе  $F_{ок2}$  может быть определена по формуле (3.2).

$$F_{ок2} = F_{a1} = F_n [\cos(\varphi + \gamma) \cos\alpha / \cos\gamma] = F_n \cos(\gamma) \cos\alpha, \quad (3.2)$$

где  $F_{a1}$  — осевая сила на червяке,  $F_n$  — нормальная сила, создающая силу трения и равная ее произведению на коэффициент трения. Отсюда понятно, что осевая сила на червяке (она же окружная сила на колесе) играет роль нормальной силы, а окружная сила на червяке — роль силы трения.

Таким образом, замер момента на быстроходном валу дает нам величину, пропорциональную силе трения червяка о зуб колеса.

Кроме того, анализируется зависимость колебаний  $T_{эд}$  (аналог силы трения) от нагрузки. При существенном возрастании амплитуды колебаний  $T_{эд}$  дальнейшее нагружение приостанавливается. На третьем этапе выявляются долговременные зависимости  $T_{эд}$  и интенсивности изнашивания от времени.

В качестве характеристики силы трения в зацеплении используется значение вращающего момента на электродвигателе  $T_{эд}$ , нагружение осуществляется варьированием момента на тихоходном валу редуктора с помощью электромагнитного тормоза.

Замеряемые параметры и определяемые по ним показатели:

$T_{эд}$  — замеряется с помощью тензодатчика на упругой подвеске электродвигателя;

$T_{тор}$  — замеряется с помощью тензодатчика на упругой подвеске тормоза;

КПД ( $\eta$ ) определяется по формуле (3.3)

$$\eta = T_{тор} / (T_{эд} U), \quad (3.3)$$

где  $U$  — передаточное отношение испытуемого редуктора (3.4).

$$U = \frac{n_{вых}}{n_{эд}}, \quad (3.4)$$

$T_{ном}$  — определяется по графику  $\eta(T_{тор})$ .

### 3.3. Роль колебаний в процессе изнашивания и их влияние на износостойкость червячных передач

Анализ природы нелинейных колебаний быстроходного вала червячной передачи был проведен в работе [71], в которой было показано, что основным источником колебаний являются фрикционные автоколебания. Для моделирования рассмотренного процесса было предложено уравнение, которое основывалось на двух источниках – работы [18] и [9].

В работе [9] динамика автоколебаний описывалась через соотношение угловой скорости зуба червячного колеса  $\frac{d\varphi_2}{dt}$  в направлении приложения окружной силы на червяке и угловой скорости движения витка червячного вала  $\omega_0$  в процессе совершения колебаний. Кроме того, на основной вид колебаний накладывается случайная составляющая, оценка которой дается в работе [18].

Описания колебаний в червячных редукторах присутствуют в ряде известных исследований, упоминаемых, например, в работе [18]. В них использованы представления о вынужденных колебаниях, - это традиционно используемая гипотеза. Так, в работе [18] принято, что возбуждение колебаний происходит по причинам кинематического характера и вызвано погрешностями изготовления и монтажа, приведенными к линии зацепления, и описывается функцией

$$\delta(\omega) = \Phi(f_{fi}, F_{p2}, f_{f1}, f_{f2}, \rho)$$

где  $f_{fi}$  — допуск на погрешность винтовой линии на длине нарезанной части червяка,  $F_{p2}$  — допуск на накопленную погрешность шага червячного колеса,  $f_{f1}, f_{f2}$  — допуск на погрешность профиля витка червяка и зуба червячного колеса соответственно,  $\rho$  – приведенный угол трения.

Для учета возбуждения колебаний при трении червяка о зубья колеса добавляется система, предложенная в [9]. В итоге, получаемая объединением представлений [71] и [18] результирующая траектория должна определяться

суммарным действием детерминированных и случайных факторов, что можно описать следующим соотношением

$$\frac{J_2 d^2 \varphi_2}{dt^2} + \frac{K d \varphi_2}{dt} + C_f \varphi_2 = F(\omega_0 - \frac{d \varphi_2}{dt}) d_1 + \delta(\omega) \quad (3.5)$$

где  $\varphi_2$  — угол поворота зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке;  $J_2$  — приведенный момент инерции тихоходного вала;  $K$  - характеристический коэффициент, определяемый трением в контакте, или коэффициент демпфирования;  $C_f$  — жесткость зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке;  $d_1$  — делительный диаметр червяка;  $F$  - функция изменения силы трения в связи с отношением угловой скорости вала электродвигателя  $\omega_0$  и скорости поворота зуба червячного колеса  $\frac{d \varphi_2}{dt}$ ;  $\delta(\omega)$  - случайные составляющие, определяемые погрешностями изготовления.

Функция  $F$  описывает динамику окружной силы на червяке, определяемой силой трения. С учетом того, что сила трения является проекцией окружной силы на червяке на контактную поверхность, выражение для коэффициента трения в зацеплении имеет вид [70]

$$f = \left( \frac{T_{\text{эо}} d_2}{T_{\text{тор}} d_1} \right) (\cos \gamma)^2 \cos \alpha \quad (3.6)$$

где  $d_1$  — делительный диаметр червяка,  $d_2$  — делительный диаметр колеса,  $\gamma$  — угол наклона винтовой линии червяка,  $\alpha$  — половина угла при вершине витка червяка.

При этом  $T_{\text{эо}} = \frac{F_{\text{ок1}} d_1}{2}$ , где  $F_{\text{ок1}}$  — окружная сила на червяке, а  $T_{\text{тор}} = \frac{F_{\text{ок2}} d_2}{2}$ , где  $F_{\text{ок2}}$  — окружная сила на колесе. Очевидно, что формула (3.6) является прямым аналогом закона Амонтона-Кулона на наклонной плоскости, где роль силы трения играет величина  $F_{\text{ок1}}$ , а роль нормальной силы —  $F_{\text{ок2}}$ . Поскольку углы  $\gamma$  и  $\alpha$  в процессе работы не меняются, а величина  $F_{\text{ок2}}$  определяется тормозным моментом (в рассматриваемом случае он постоянен), то колебания окружной силы на червяке можно объяснить только колебаниями коэффициента трения в контакте червяка и

колеса  $f$  [71]. Причиной роста силы трения и, в конечном счете, заедания может являться тот факт, что оловянистые бронзы, из которых изготавливаются червячные колеса, имеют поверхностный слой, сформированный из мягкой структурной составляющей, то есть олова, содержание которого по мере изнашивания, как правило, снижается [67].

Отметим, что амплитуды вынужденных колебаний на зубцовых и кратных им частотах ( $\omega_k$ ) должны быть выше амплитуд на других частотах [24], поскольку именно на этих частотах происходят динамические взаимодействия зубьев. Поэтому при рассмотрении вынужденных колебаний мы будем оценивать, в первую очередь, именно это соотношение. Коэффициент весомости должен определяться из соотношения [24]

$$\beta = \frac{F_k}{F_{k=1}}$$

$$\text{где } F_k = \left(\frac{2}{T}\right) \int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} F_{\max} \cos \frac{\pi}{T} t \cos \omega_k t dt ,$$

что дает интегральную характеристику силового импульса на частоте  $\omega_k$  по всему рассматриваемому периоду  $T$ , который представляет собой длительность импульса и, как правило, имеет длительность существенно меньшую (в 10 и более раз), чем период зубцовой частоты. Из этого следует, что силовая форма возбуждения никак не может иметь синусоидальную форму колебаний с зубцовой или кратной ей частотой в силу отсутствия синусоидальной формы у самого импульса. В то же время, порождаемые этим импульсом колебания должны быть кратны зубцовой частоте и могут иметь форму гармонических колебаний, но с более высокой частотой, чем зубцовая. Кроме того, сама величина  $F_{\max}$  в нашем рассмотрении, когда причиной импульса является не просто встреча нормальных зубьев, а встреча зубьев с дефектами, должна быть функцией этих дефектов

$$F_{\max} = \Phi(\delta\varphi)$$

В связи с изложенным модель (3.5) можно представить в виде [71]



$$\frac{J_1 d^2 \varphi_1}{dt^2} + C_f \varphi_1 = [F(\omega_0 - \frac{d\varphi_2}{dt})d_1 + (F_0 \sum F_k [\Phi(\delta\varphi_k) \cos(\frac{\pi}{T_u} t)] \cos \omega_k t) d_1 \quad (3.7)$$

где  $\varphi_2$  — угол поворота зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке (в плоскости, перпендикулярной оси червяка);  $J_1$  — приведенный момент инерции быстроходного вала;  $T_u$  — период взаимодействия погрешностей червяка и колеса,  $T_u = \frac{L_\phi}{V}$ , где  $V$  — скорость проскальзывания,  $L_\phi$  — размер погрешности в направлении проскальзывания;  $\omega_k$  — зубцовая частота;  $\omega_0$  — частота вращения вала электродвигателя;  $C_f$  — жесткость зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке.

Для описания колебаний решение уравнения (3.7) можно представить в виде (3.8), предположительно полагая, что последний член является составляющей, слабо зависящей от скорости проскальзывания [71]

$$T(\varphi_1(t)) = A \cos \omega t + z_1(A, t) d_1 + (F_0 \sum F_k [\Phi(\delta\varphi_k) \cos(\frac{\pi}{T_u} t)] \cos \omega_k t) d_1 \quad (3.8)$$

Раскрывая отдельные части уравнения (3.8), мы показываем, что все его составляющие зависят от силы трения, возникающей в контакте червяка и зуба червячного колеса.

### 3.5. Методика определения коэффициента динамичности на основании данных по ускоренным испытаниям

Как было показано в первой главе, показатель динамичности для быстроходного вала червячной передачи предложен в [83], его можно представить, как

$$K_d = 1 + \frac{\Delta T_{\text{эо}}}{T_{\text{эо}}}, \quad (3.9)$$

где  $\Delta T_{\text{эд}}$  — абсолютное значение прироста момента  $T_{\text{эд}}$  в процессе колебаний, которое как было показано в [83] формируется преимущественно за счет автоколебаний. Амплитуда колебаний может изменяться в связи с ростом тормозного момента, в том числе, в случае превышения номинального момента. Предложение данной формулы в [83] связано с явлением автоколебаний, которые возникают и могут увеличиваться в связи ростом силы трения в контакте червячной передачи, обусловленном ростом тормозного момента. Как было показано в п. 3.4. при исследовании автоколебаний [83], для анализа амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) удобно использовать метод быстрого преобразования Фурье

$$\left. \begin{aligned} F(k) &= F_0(k) + W_N^k \cdot F_1(k), k = 0 \dots N/2 - 1 \\ F\left(k + N/2\right) &= F_0(k) + W_N^k \cdot F_1(k), k = 0 \dots N/2 - 1 \end{aligned} \right\}$$

где  $N$  — число дискретных значений сигнала;  $W_N^k = \exp\left(-i2\pi/N \cdot n \cdot k\right)$  — поворачивающий множитель.

Поскольку аналоговый сигнал математически состоит из бесконечного непрерывного во времени множества точек — значений амплитуды, в процессе измерения мы можем выделить из него лишь конечный ряд значений в дискретные моменты времени. Мы выделяем короткий интервал сигнала, состоящий из дискретных отсчётов, который условно считаем периодическим, и применяем к нему преобразование Фурье. В результате преобразования получаем массив комплексных чисел, содержащий информацию об амплитудном и фазовом спектрах анализируемого кадра. Причём спектры являются дискретными с шагом равным отношению частоты дискретизации к количеству отсчётов. То есть чем больше мы берём отсчётов, тем более точное разрешение получаем по частоте. В своё время был разработан алгоритм быстрого преобразования Фурье, который минимизирует число математических операций, необходимых для его вычисления. Единственное требование алгоритма состоит в том, чтобы число отсчётов было кратно степени двойки (256, 512, 1024 и так далее).

В частности, данный метод позволяет построить распределение амплитуд колебаний моментов в зависимости от значений соответствующих частот, что дает возможность выявить доминирующую частоту [71]. Обработанные методом быстрых преобразований Фурье данные по изменениям относительной амплитуды колебаний момента на быстроходном валу для основных частот ( $\Delta T_{эд, \%}$ ) в процессе испытаний дают возможность выявить доминирующую частоту колебаний, на которую приходится основной объем мощности, расходуемой при колебаниях. Как было показано ранее, эта частота соответствует частоте автоколебаний, которая определяется характером контактного взаимодействия в зацеплении [83]. Кроме того, использование значения относительной амплитуды ( $\Delta T_{эд, \%}$ ), определяющей значение коэффициента динамичности быстроходного вала позволяет не только оценить динамичность червячной передачи с разными смазочными материалами, но и позволяет ранжировать эти материалы по их противозадирному действию в зависимости от величины нагружающего момента, задав предельное значение коэффициента динамичности. Анализ зависимости амплитуды момента на быстроходном валу для доминирующей частоты  $T'_{эд} = \frac{T_{\max}}{T_{эд}} * 100\%$  (где  $T_{\max}$  соответствует максимальному значению размаха колебания момента на доминирующей частоте) от тормозного момента позволяет построить аналитические зависимости  $K_d$ , рассчитанного по формуле (3.9), от нагрузки.

#### **3.4. Результаты измерений износа и построения зависимости интенсивности изнашивания зубьев червячного колеса от давления в контакте с червяком**

На (рис. 3.3 – 3.5) показаны гистограммы с частотой повторения размеров зуба, выраженных как отношение износа к модулю зуба червячного колеса ( $h_v/m$ ), при разных значениях нагрузки и разной наработке.

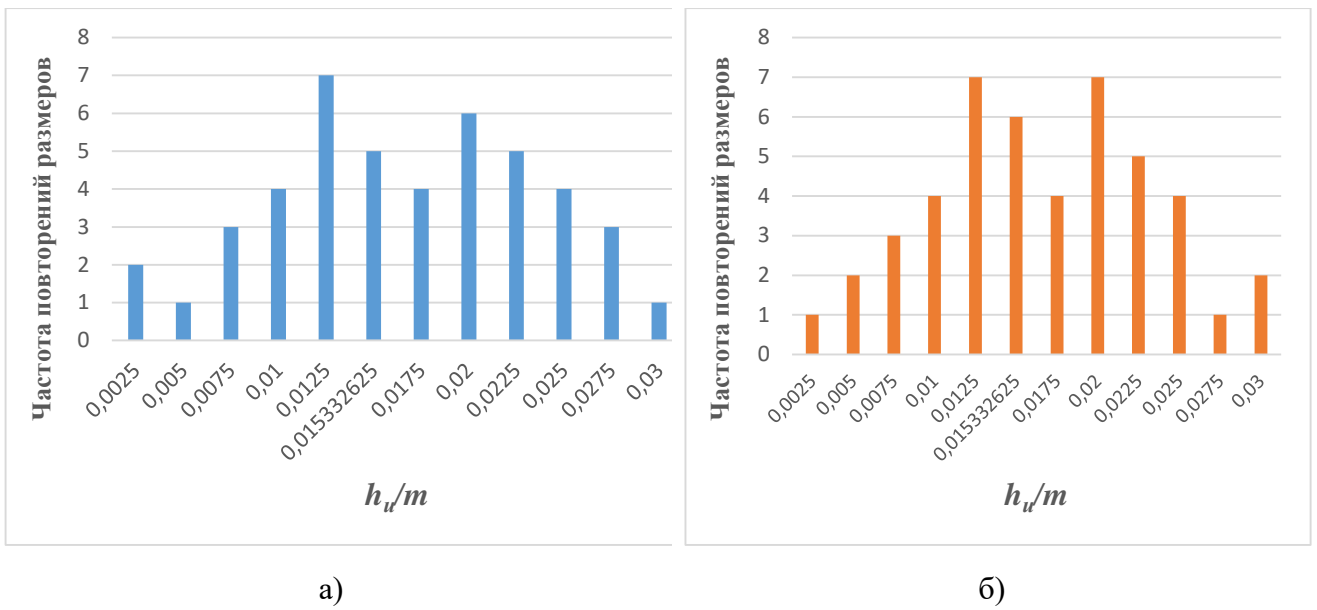


Рис.3.3. Гистограммы с частотой повторения размеров зуба, выраженных в относительных единицах, при наработке 1500 ч и контактном давлении 100 МПа: а) при использовании чистого минерального масла ТМ5-18; б) при использовании минерального масла ТМ5-18 с добавкой «Стрибойл».

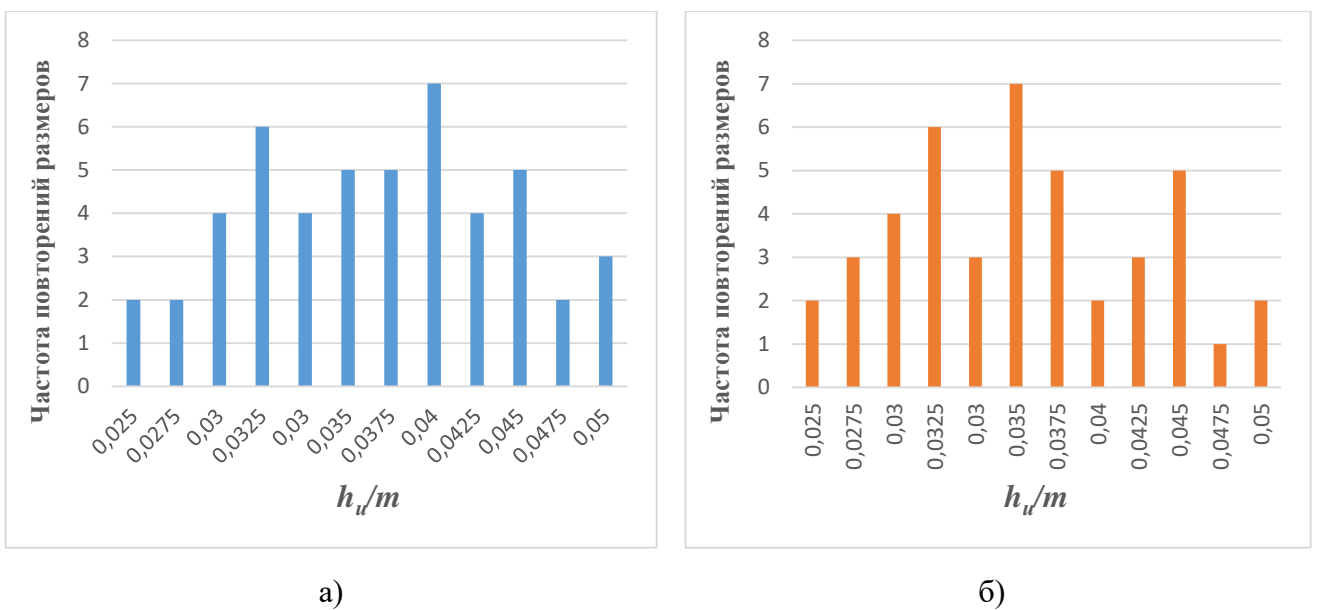


Рис. 3.4. Гистограммы с частотой повторения размеров зуба, выраженных в относительных единицах, при наработке 2200 ч и контактном давлении 150 МПа: а) при использовании чистого минерального масла ТМ5-18; б) при использовании минерального масла ТМ5-18 с добавкой «Стрибойл».

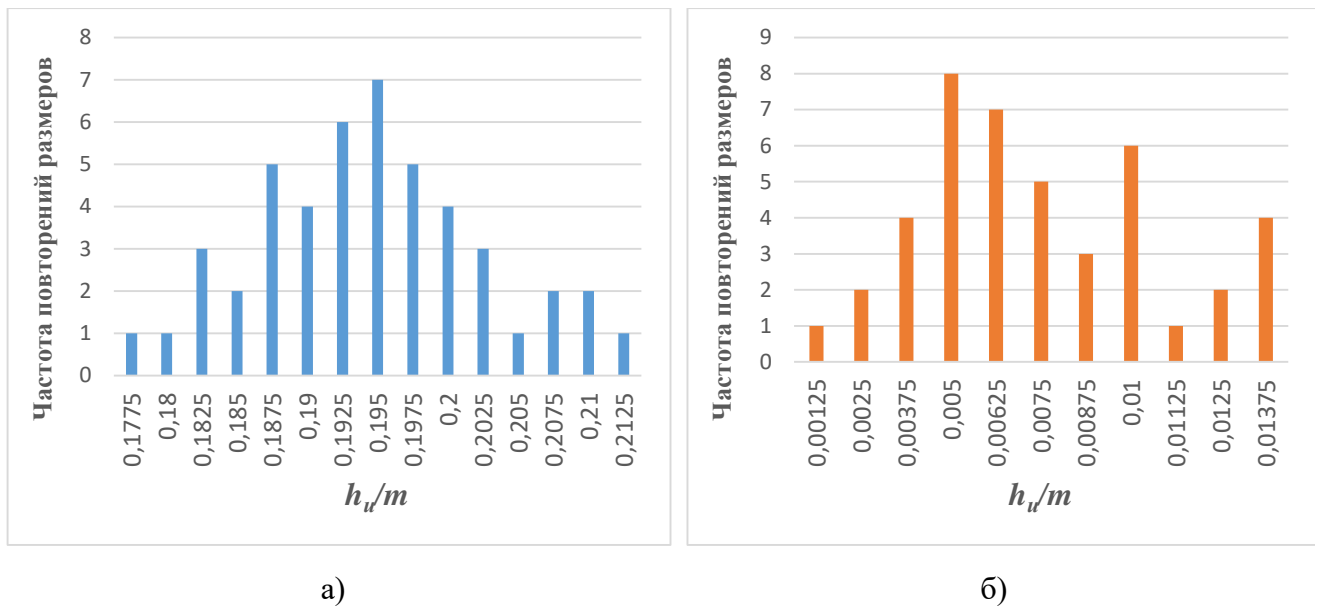


Рис.3.5. Гистограммы с частотой повторения размеров зуба, выраженных в относительных единицах, при наработке 5000 ч и контактном давлении 250 МПа: а) при использовании чистого минерального масла ТМ5-18; б) при использовании минерального масла ТМ5-18 с добавкой «Стрибойл»

Таким образом, в результате проведенных испытаний на износостойкость редукторов типа 5Ч-80 была выявлена закономерность, отраженная на рис. 3.6. Красная кривая соответствует данным, полученным в работе [32].

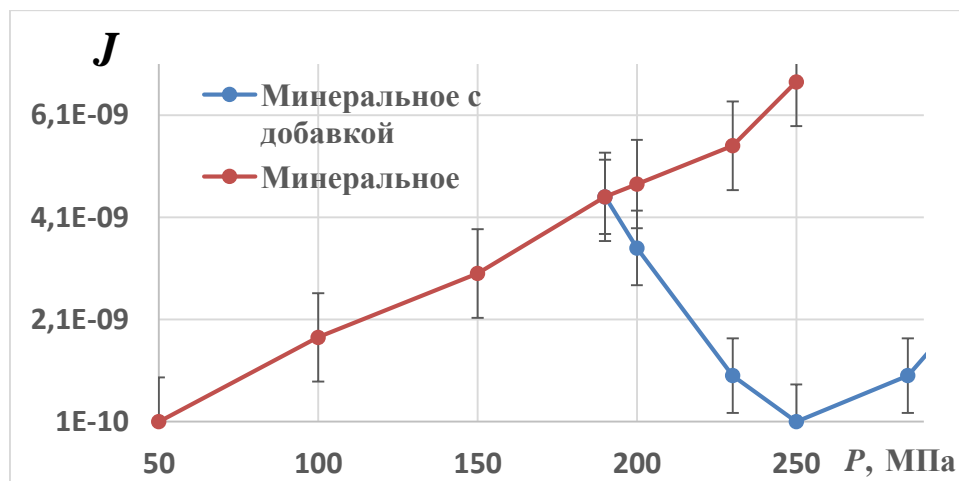


Рис. 3.6. Зависимость интенсивности изнашивания от давления в контакте червячной пары (рассчитанного по формуле Герца)

Полученная зависимость имеет вид, аналогичный зависимости, полученной при лабораторных испытаниях и подтверждает достоверность выявленной закономерности формирования износостойкости червячной передачи (2.13), для диапазона контактных давлений 200–300 МПа (рассчитанных по Герцу) она может быть также представлена в виде упрощенной формулы

$$J = k(P - P_0)^m + c,$$

где величина  $P_0$  имеет смысл критического давления пленкообразования (МПа), а увеличение значения этой величины расширяет зону изнашивания с высокой износостойкостью. Под несущей способностью подразумевается значение давления, выше которого начинается существенный рост интенсивности изнашивания. Средняя величина интенсивности изнашивания в зависимости от величины давления в контакте аппроксимирована следующей формулой

$$J = 9,06 \cdot 10^{-13} P^2 - 4,6910^{-10} P + 6,11 \cdot 10^{-8}$$

На рис. 3.7. Показано сопоставление зависимостей интенсивности изнашивания от контактного давления в червячной передаче и в лабораторных образцах, с пересчетом контактных давлений, с учетом реальной контурной площади касания.

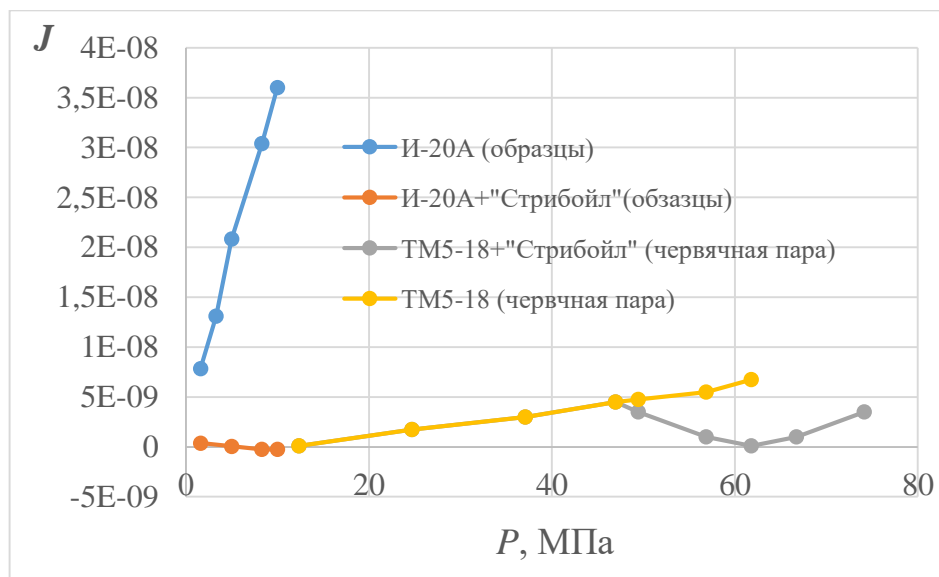


Рис. 3.7. Сопоставление зависимостей интенсивности изнашивания от контактного давления в червячной передаче и в лабораторных образцах, с пересчетом контактных давлений, с учетом реальной контурной площади касания

### 3.5. Результаты регрессионного анализа стендовых испытаний по оценке интенсивности изнашивания зубьев червячного колеса

Для того, чтобы оценить влияния на интенсивность изнашивания величины нагрузки и состава смазочного материала был проведен регрессионный анализ, для экспериментальных данных, соответствующих левой ветви полученной параболы (рис. 3.7).

Для оценки адекватности модели и определения весомости коэффициентов регрессии составляется план полного факторного эксперимента, который показан в таблице 8. Также в таблице показаны результаты экспериментов по определению зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки с повторностью 3. Варьирование факторов производилось следующим образом: там, где в таблице против знака  $X_1$  стоит (+) значение интенсивности изнашивания соответствует давлению 250 МПа, а знаку (-) соответствовало значение интенсивности изнашивания при давлении 150 МПа, а в отношении знака  $X_2$ , указывающего на наличие наномодифицированной добавки в смазочном материале, максимальное значение толщины пленки (1 мкм) отмечалось знаком (+), а минимальное (0,01 мкм) — знаком (-).

Таблица 8. План полного факторного эксперимента

№ эксп	$X_0$	$X_1$	$X_2$	$X_1X_2$	$\bar{J}_u$	$J_1$	$J_2$	$J_3$
					$10^{-9}$			
1	+	-	-	+	4,8	4,3	4	6,2
2	+	-	+	-	1,7	2	1	2
3	+	+	-	-	4,6	3	6,75	4
4	+	+	+	+	0,1	0,09	0,1	0,11

Для определения возможности проведения регрессионного анализа рассчитали однородности дисперсий параллельных опытов по критерию Кохрена

$$G = \frac{s_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^N s_u^2} = \frac{3,77}{5,52} = 0,68$$

Табличное значение данного критерия для уровня значимости 0,05, числе независимых опытов  $N=4$  и повторности  $r=3$  составляет 0,7679. Гипотеза об однородности дисперсий параллельных опытов подтверждается, так как экспериментальное значение критерия Кохрена не превышает табличного [12].

Отсюда дисперсия воспроизводимости равна

$$s^2(J) = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N s_u^2 = \frac{5,53 \cdot 10^{-18}}{4} = 1,38 \cdot 10^{-18}$$

Ошибка эксперимента

$$s(J) = \sqrt{s^2(J)} = \sqrt{1,38 \cdot 10^{-18}} \approx 1,18 \cdot 10^{-9}$$

Полученные коэффициенты регрессии

$$b_2 = \frac{1}{4} \cdot 10^{-9} (-4,8 + 1,7 - 4,6 - 0,1) = -1,9 \cdot 10^{-9}$$

$$b_1 = \frac{1}{4} \cdot 10^{-9} (-4,8 - 1,7 + 4,6 + 0,1) = 0,45 \cdot 10^{-9}$$

Полученные значения коэффициентов указывают на то, что увеличение нагрузки ведет к росту интенсивности изнашивания, а улучшение качества смазочного материала — к снижению, и этот фактор многократно весомее фактора нагрузки, определяемого контактным давлением.

После расчета всех коэффициентов уравнение имеет вид

$$J = (2,8 - 0,45X_1 - 1,9X_2 - 0,33X_1X_2) \cdot 10^{-9},$$

что показывает, что фактор нагрузки может иметь весомость в сочетании с эффективностью действия смазочного материала.

Для полного факторного эксперимента ошибки всех коэффициентов равны между собой и определяются

$$s(b_i) = \frac{s(J)}{\sqrt{Nr}} = \frac{1,18 \cdot 10^{-9}}{\sqrt{4 \cdot 3}} = 3,39 \cdot 10^{-10}$$



Оценка статистической значимости проводится путем сравнения критерия Стьюдента  $T_b$ . Очевидно, что такими коэффициентами являются коэффициенты  $b_1$  и  $b_3$ , которые следует исключить в силу того, что

$$T_{b_1} = \frac{|b_1|}{s(b_i)} = \frac{4,5}{3,39} = 1,34 < 2,31$$

$$T_{b_3} = \frac{|b_3|}{s(b_i)} = \frac{3,3}{3,39} = 0,96 < 2,31$$

Таким образом, при заданном уровне значимости 0,05 критерий Стьюдента  $T_b$ , который составляет 2,31, позволяет признать коэффициенты  $b_1$  и  $b_3$  статистически незначимым по их соотношению с ошибкой коэффициентов регрессии  $s(b_i) = 3,39$ .

После исключения статистически незначимых коэффициентов уравнение регрессии принимает вид

$$J = (2,8 - 1,9X_2) \cdot 10^{-9}, \quad (3.10)$$

Полученное уравнение проверяют на адекватность. Адекватность уравнения оценивали с помощью  $F$ -критерия Фишера

В таблице 9 представлены результаты расчета дисперсии адекватности.

Таблица 9. Результаты расчета дисперсии адекватности.

№ эксп	$\bar{J}_u$	$J_u$	$\bar{J}_u - J_u$	$(\bar{J}_u - J_u)^2$
1	$4,8 \cdot 10^{-9}$	$4,7 \cdot 10^{-9}$	$1,25 \cdot 10^{-10}$	$1,56 \cdot 10^{-20}$
2	$1,7 \cdot 10^{-9}$	$8,8 \cdot 10^{-10}$	$7,8 \cdot 10^{-10}$	$6,13 \cdot 10^{-19}$
3	$4,6 \cdot 10^{-9}$	$4,7 \cdot 10^{-9}$	$-1,25 \cdot 10^{-10}$	$1,56 \cdot 10^{-20}$
4	$0,1 \cdot 10^{-9}$	$8,8 \cdot 10^{-10}$	$-7,8 \cdot 10^{-10}$	$6,13 \cdot 10^{-19}$
$\Sigma$				$1,258 \cdot 10^{-18}$

$$F_p = \frac{s_{ad}^2}{s^2(J)} = \frac{1,89}{1,38} = 1,36$$

$F_{табл} = 4,5$  соответственно для степеней свободы  $f_{числ} = 2$  и  $f_{зн} = 8$  и уровня значимости 0,05. В связи с тем, что  $F_p \leq F_{табл}$ , уравнение можно считать адекватным в рамках заданных условий эксперимента при удалении статистически незначимых коэффициентов  $b_1$  и  $b_3$ . Табличные критерии определяются с помощью таблиц, содержащихся в [12].

Таким образом, по результатам регрессионного анализа стендовых испытаний червячной передачи получается уравнение для интенсивности изнашивания, которое соответствует результатам, полученным при лабораторных испытаниях, и также указывает на то, что фактор нагрузки имеет весомость в сочетании с эффективностью действия смазочного материала. Полученные зависимости позволяют определить уравнение для скорости изнашивания зубьев червячного колеса и оценить ее максимальные значения, что делает возможным прогнозировать ресурс червячной передачи.

### **3.6. Результаты измерений коэффициента динамичности**

Виды распределения амплитуды колебаний момента быстроходного вала по частотам колебаний при использовании чистого минерального масла ТМ5-18 показаны на (рис. 3.8–3.9), и при использовании того же масла с добавкой «Стрибойл» на (рис. 3.10–3.11).

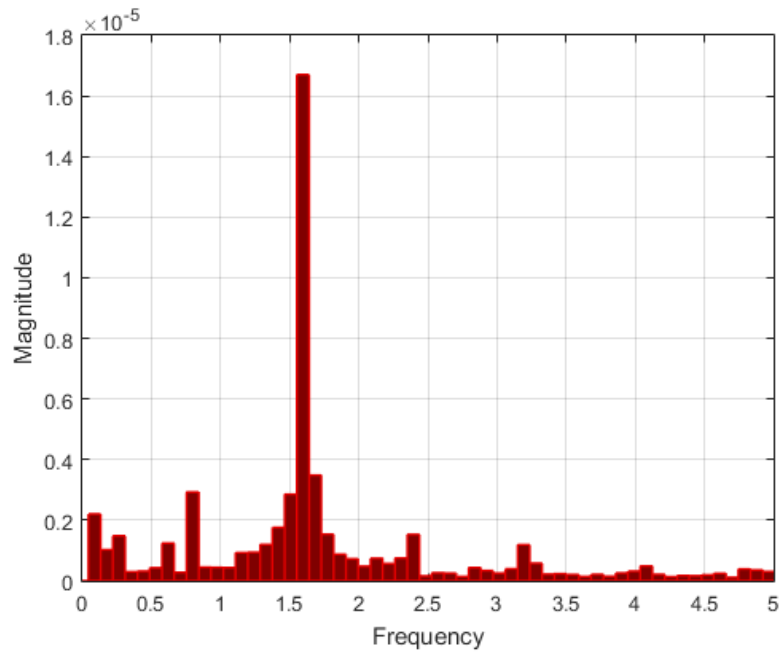


Рис. 3.8. Изменения относительной амплитуды колебаний момента на быстроходном валу для основных частот ( $\Delta T_{эд, \%}$ ) в процессе испытаний при использовании минерального масла

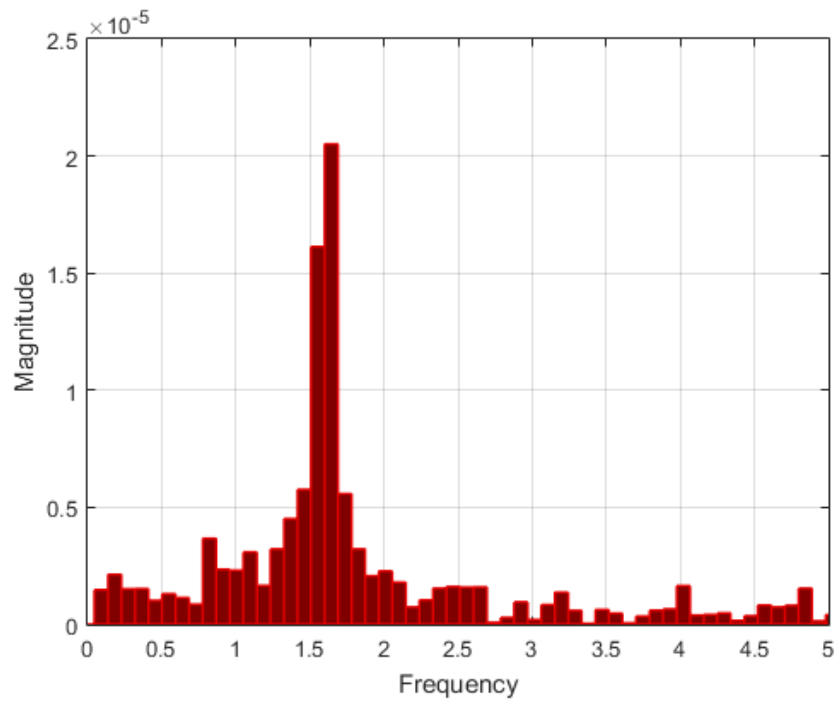


Рис. 3.9. Изменения относительной амплитуды колебаний момента на быстроходном валу для основных частот ( $\Delta T_{эд, \%}$ ) в процессе испытаний после увеличения  $T_{тор}$  в два раза при использовании минерального масла

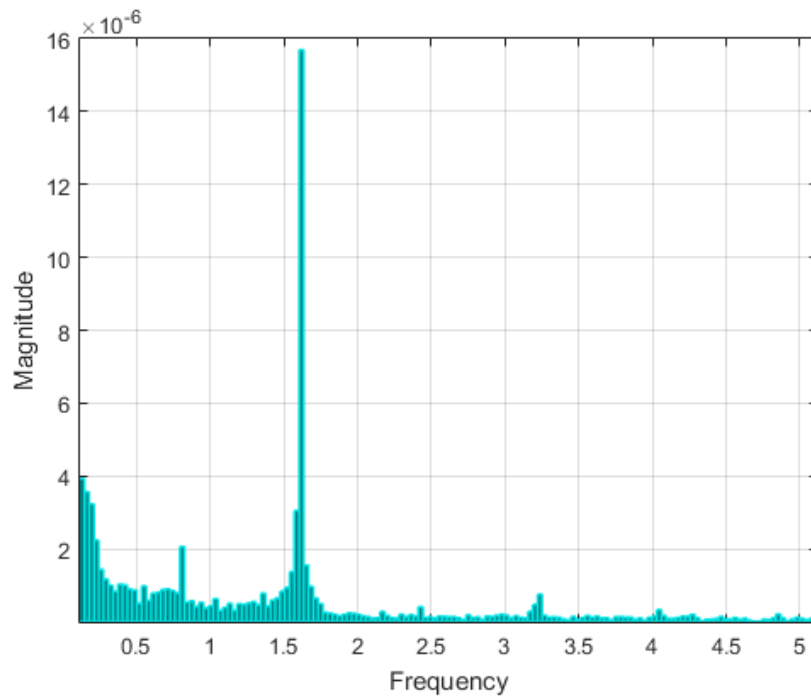


Рис. 3.10. Изменения относительной амплитуды колебаний момента на быстроходном валу для основных частот ( $\Delta T_{эд}, \%$ ) в процессе испытаний при использовании минерального масла с присадкой «Стрибойл»

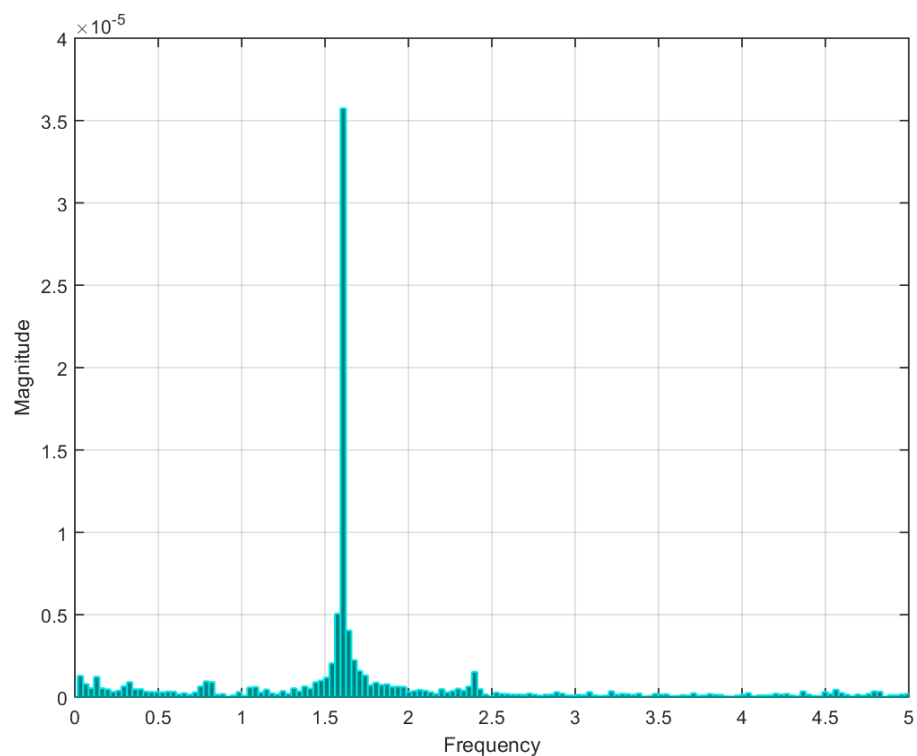


Рис. 3.11. Изменения относительной амплитуды колебаний момента на быстроходном валу для основных частот ( $\Delta T_{эд}, \%$ ) в процессе испытаний после увеличения  $T_{тор}$  в два раза при использовании минерального масла с присадкой «Стрибойл»

Смысл показанных зависимостей состоит в том, что они позволяют выявить доминирующую частоту, на которой происходят автоколебания, – это частота, соответствующая максимуму амплитуды при симметричном виде распределения и попадающая в диапазон частот, определенный выше для автоколебаний.

Анализ зависимости амплитуды момента на быстроходном валу для доминирующей частоты от тормозного момента позволяет построить график, представленный на рис. 3.12.

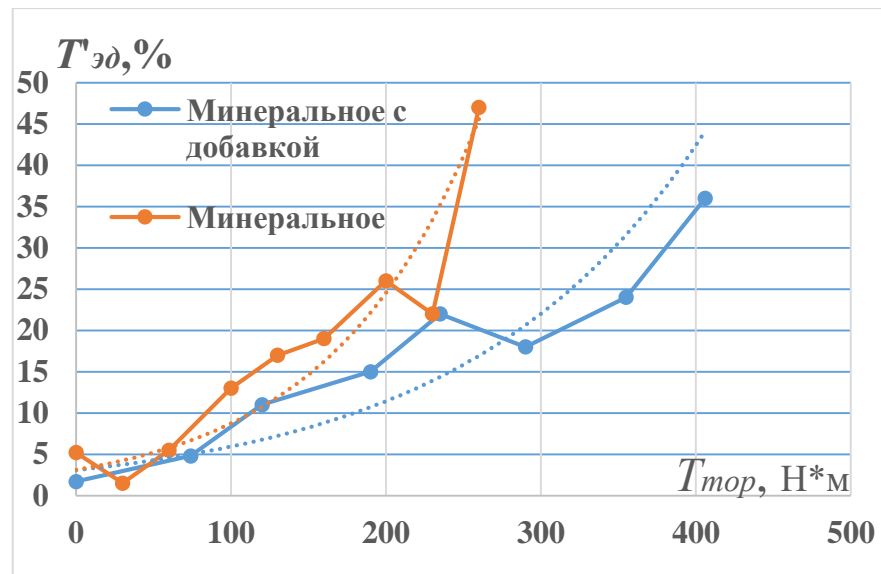


Рис. 3.12. Анализ зависимости амплитуды момента на быстроходном валу для доминирующей

частоты от тормозного момента.  $T'_{эд} = \frac{T_{\max}}{T_{эд}} * 100\%$ , где  $T_{\max}$  соответствует максимальному

значению размаха колебания момента на доминирующей частоте (рис.3.8 – 3.11)

Из графика видно, что по мере повышения антифрикционных свойств смазочного материала величина амплитуды  $T'_{эд}$  уменьшается, в силу закона Амонтона-Кулона, который представлен в виде уравнения (3.6).

Данные, представленные на рис. 3.12 позволяют построить аналитические зависимости коэффициента динамичности от нагрузки, имеющие вид аналогичный зависимости  $J = k(P - P_0)^m$ . Графики зависимости коэффициента динамичности быстроходного вала от тормозного момента для разных смазочных материалов изображены на рис. 3.13.

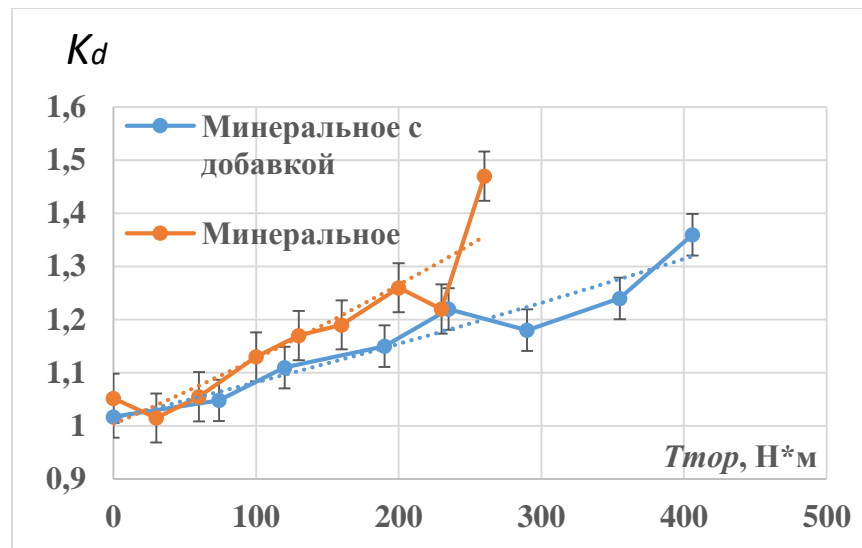


Рис.3.13. Зависимость коэффициента динамичности быстроходного вала от тормозного момента

Из приведенных графиков можно определить величину нагрузки, соответствующую максимальному (предзадирному)  $K_d=1,35$  (в соответствии с [32]) для двух рассмотренных смазочных материалов, что позволит определить коэффициент прироста предельной нагрузки (несущей способности)  $K_n$  при использовании наномодифицированной добавки «Стрибойл»

$$K_n = \frac{T_{31}}{T_{32}} = \frac{400H_m}{240H_m} = 1,7,$$

где  $T_{31}$  — тормозной момент, который соответствует максимально допустимому (превышение которого приводит к заеданию) при использовании минерального масла с добавкой «Стрибойл»,  $T_{32}$  — тормозной момент, который соответствует максимально допустимому при использовании минерального масла без добавки «Стрибойл». Уменьшение коэффициента динамичности с ростом нагрузки позволит провести оценку динамики изнашивания.

### Выводы по результатам проведенного анализа стендовых испытаний червячной передачи:

1) Достоверность выявленной закономерности формирования износостойкости сопряжений скольжения, в том числе и пары «червяк – червячное колесо» была подтверждена результатами ускоренных стендовых износных испытаний;

2) Метод планирования эксперимента и регрессионного анализа, показал, что наиболее весомым фактором, определяющим износостойкость червячной передачи, является качество смазочного материала.

Таким образом, для разработки уравнения динамики изнашивания и вытекающей из нее оценки ресурса, а также разработки методики оценки параметрических границ триботехнической работоспособности червячной передачи необходимо выполнить следующий порядок действий:

- 1) Определить зависимость коэффициента динамичности от нагрузки;
- 2) Определить предельный износ с учетом роста коэффициента динамичности;
- 3) Провести износные испытания и определить зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки;
- 4) Построить план эксперимента и определить закон распределения скорости изнашивания, разработать уравнение динамики изнашивания и представить его в виде зависимости износа от наработки (времени),
- 5) Рассчитать ресурс передачи;
- 6) Разработать методику оценки параметрических границ триботехнической работоспособности червячных передач, а также экспериментально выявить эти границы для вариантов смазывания штатным и наномодифицированным смазочным материалом.

## ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ ИЗНАШИВАНИЯ И МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ГРАНИЦ ТРИБОТЕХНИЧЕСКОЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

### 4.1. Описание предлагаемого уравнения динамики изнашивания червячной передачи, учитывающего влияние наномодифицированного смазочного материала и роста коэффициента динамичности

Для разработки уравнения динамики изнашивания, необходимо сначала рассмотреть влияние изнашивания на динамическую нагрузку, необходимо отметить, что при достижении некоторого уровня изношенности коэффициент динамичности монотонно растет с ростом износа, то есть, если принять в первом приближении, что рост пропорциональный, можно записать

$$K_d = \frac{h_u}{K_a}, \quad (4.1)$$

где  $K_a$  – коэффициент пропорциональности,  $h_u$  – величина износа.

Скорость износа может быть определена по формуле

$$\frac{dh_u}{dt} = J^* v,$$

$J^*$  – зависимость интенсивности изнашивания от нагрузки,  $v$  – скорость относительного скольжения.

Зависимость интенсивности изнашивания от нагрузки при использовании минерального масла имеет вид

$$J = K_u \left[ \frac{P}{HB_2} \right]^m,$$

где  $P$  — контактное давление (по Герцу);  $HB_2$  - твердость по Бринеллю материала червячного колеса,  $K_u, m$  – экспериментально устанавливаемые коэффициенты.



Как показывают исследования [51, 80, 79] для модифицированного масла зависимость интенсивности изнашивания от нагрузки сильно отличается, и выражается соотношением [70]

$$J = K_u \left[ \frac{P - P_0}{HB_2} \right]^m,$$

где величина  $P_0$  имеет смысл критического давления пленкообразования, а увеличение значения этой величины расширяет зону изнашивания с высокой износостойкостью.

Тогда, скорость износа при использовании минерального масла, с учетом динамических составляющих [70]:

$$\frac{dh_u}{dt} = K_u K_d \left[ \frac{P}{HB_2} \right]^m v.$$

Скорость износа при использовании минерального масла с добавкой:

$$\frac{dh_u}{dt} = K_u K_d \left[ \frac{P - P_0}{HB_2} \right]^m v.$$

С учетом соотношения (4.1), скорость износа при использовании минерального масла:

$$\frac{dh_u}{dt} = K_u \frac{h_u}{K_a} \left[ \frac{P}{HB_2} \right]^m v.$$

Скорость износа при использовании минерального масла с добавкой:

$$\frac{dh_u}{dt} = K_u \frac{h_u}{K_a} \left[ \frac{P - P_0}{HB_2} \right]^m v.$$

Таким образом, скорость износа пропорциональна его текущей величине. Это значит, что зависимость износа от времени (уравнение динамики изнашивания) имеет экспоненциальный характер, при использовании минерального масла будет выражаться соотношением [70]

$$h_u(t) = h_0 \exp \left[ \frac{K_u}{K_a} \left( \frac{P}{HB_2} \right)^m vt \right], \quad (4.2)$$

где  $h_0$  – величина приработочного износа.

Зависимость износа от времени при использовании минерального масла с добавкой определяется как

$$h_u(t) = h_0 \exp \left[ \frac{K_u}{K_a} \left( \frac{P - P_0}{HB_2} \right)^m vt \right]. \quad (4.3)$$

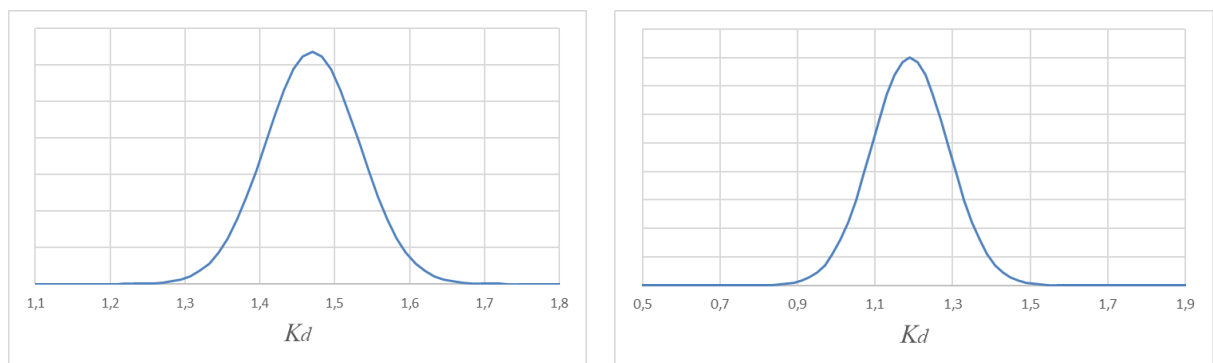
То есть величина коэффициента динамичности будет оказывать влияние на форму экспоненциальной кривой. А вид зависимости износа от нагрузки будет влиять на величину ресурса. Величины, входящие в формулу, как правило, известны, в данном случае коэффициент  $K_a$  определяется из графиков зависимости коэффициента динамичности от износа [32], что касается коэффициента  $K_u$ , можно также обратиться к эмпирически определенным значениям этой величины в работе [32], для случая с модифицированным смазочным материалом этот коэффициент изменяется пропорционально интенсивности изнашивания.

Необходимо отметить, что коэффициент динамичности является случайной величиной, поэтому экспериментально через анализ АЧХ получается распределение  $K_d$ . Среднеквадратическое отклонение  $K_d$  рассчитывается по формуле

$$\sigma_{K_d} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (K_{di} - \overline{K_d})^2}{n}},$$

где  $\overline{K_d}$  — среднее значение  $K_d$ ,  $K_{di}$  — отдельные значения  $K_d$ ,  $n$  — размер выборки.

Так, например, распределение  $K_d$  при номинальном тормозном моменте  $T_{\text{тор}}=260 \text{ Н}\cdot\text{м}$  выглядит следующим образом (рис. 4.1) [70].



а)

б)

Рис. 4. 1. Распределение коэффициента динамичности при номинальном тормозном моменте  $T_{\text{тор}}=260 \text{ Н}\cdot\text{м}$ : а) минеральное масло; б) минеральное масло с добавкой «Стрибойл» [70]

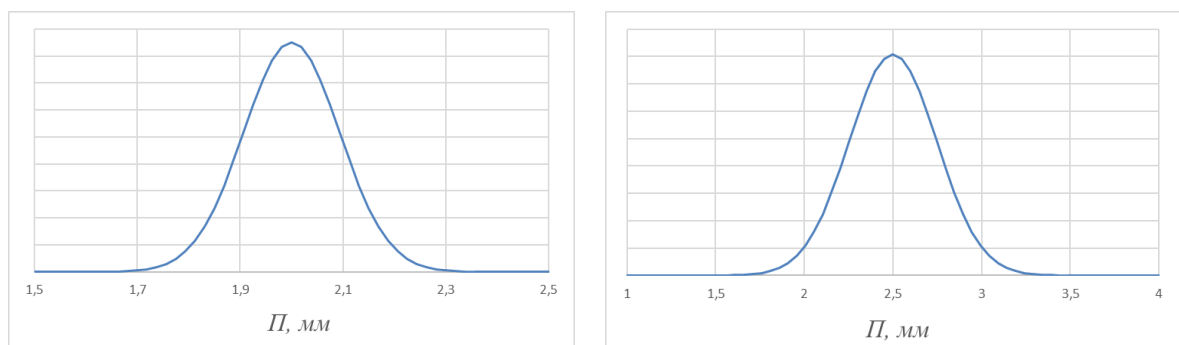
Для оценки ресурса целесообразно использовать среднее значение этой величины, которое можно определить по графикам зависимости коэффициента динамичности быстроходного вала от тормозного момента для разных смазочных материалов (рис.3.15).

В то же время, уменьшение  $K_d$  с ростом нагрузки позволяет оценить изменение ресурса по критерию предельного износа. Величина предельного износа зависит от предельно допустимого коэффициента динамичности  $[K_d]$  (в соответствии с работой [32] ( $[K_d] = (1,3-1,4)$ ))

$$\Pi = [K_d]K_a,$$

где  $K_a$  — коэффициент пропорциональности между предельным износом и  $[K_d]$ , который определяется из эксперимента и соответствует динамическому приросту момента быстроходного вала на единицу износа зуба червячного колеса. Считая, что коэффициент  $K_a$  экспериментально определен в работе [32] и  $K_a=2,22$ , из графика зависимости  $K_d$  от величины износа, для испытуемого редуктора (5Ч-80), можно определить, что при достижении предельно допустимого коэффициента динамичности ( $K_d=1,35$ ), значение износа значение износа к модулю составляет 0,75, что соответствует предельному значению.

Как было показано выше, предельный износ является случайной величиной, распределение которого определяется через распределение  $K_d$ . Распределение предельного износа при номинальном тормозном моменте  $T_{\text{тор}}=260 \text{ Н}\cdot\text{м}$  показано на рис. 4.2 [70].



а)

б)

Рис. 4.2. Распределение предельного износа при номинальном тормозном моменте  $T_{\text{тор}}=260$  Н·м: а) минеральное масло; б) минеральное масло с добавкой «Стрибойл» [70]

Таким образом, полученные экспериментальные данные позволяют построить график зависимости отношения средней величины предельного износа к модулю от тормозного момента при использовании минерального масла без добавки и минерального масла с добавкой «Стрибойл» с учетом роста коэффициента динамичности (рис. 4.3) [53].

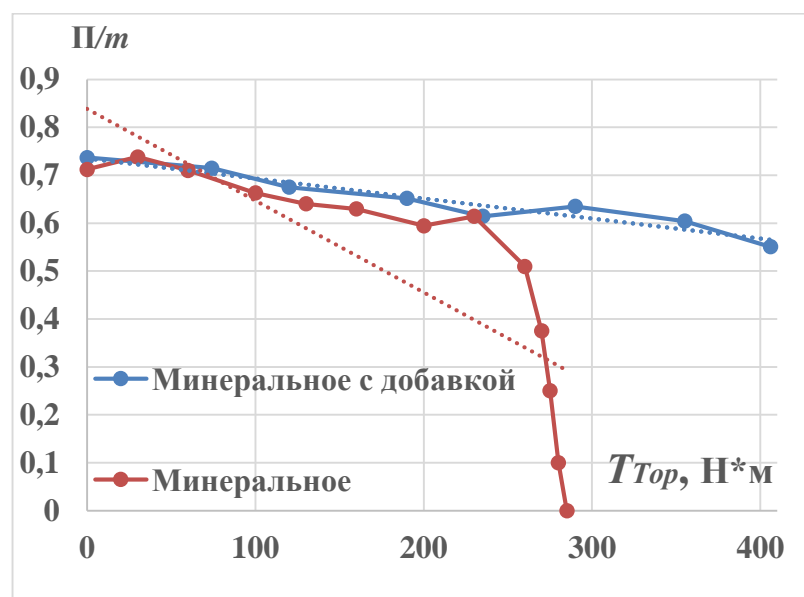


Рис. 4.3. Зависимость отношения предельного износа к модулю от тормозного момента при разных составах смазочного материала [53]

На графиках показано, что величина предельного износа уменьшается по мере увеличения нагрузки и по мере роста коэффициента динамичности. Причем, для случая использования чистого минерального масла снижение этой величины происходит значительно быстрее, чем для случая с использованием добавки.

Предложенная зависимость имеет вид [53]

$$\Pi = \frac{[K_d]K_a}{K_d}, \quad (4.4)$$

Таким образом, преобразуя формулу (1.1), можно определить остаточный ресурс червячной передачи с учетом роста коэффициента динамичности [53]

$$T = \frac{[K_d]K_a}{2vGn_2JK_d}. \quad (4.5)$$

Подобный подход позволяет оценить в первом приближении время безотказной работы червячной передачи по критерию изнашивания и заедания, однако он обладает рядом недостатков. Во-первых, подобная оценка должна носить вероятностный характер, то есть опираться на определенную статистику. Кроме того, в нем не учитываются факторы эволюции интенсивности изнашивания и коэффициента динамичности, отмеченные в начале данной работы и предполагающие нелинейный рост интенсивности изнашивания во времени. Поэтому выражение (4.5) необходимо скорректировать с учетом данных обстоятельств, а именно – величина износа в функции времени (динамика изнашивания) и соответствующая интенсивность изнашивания должны быть представлена в виде функции (4.2), (4.3). Графики динамики изнашивания (функции износа от времени) (4.2), (4.3) для разных составов смазочных материалов представлены на рис.4.4. Также на графики нанесены распределения предельного износа из рис. 4.2, по которым определялись диапазоны значений ресурса [69].

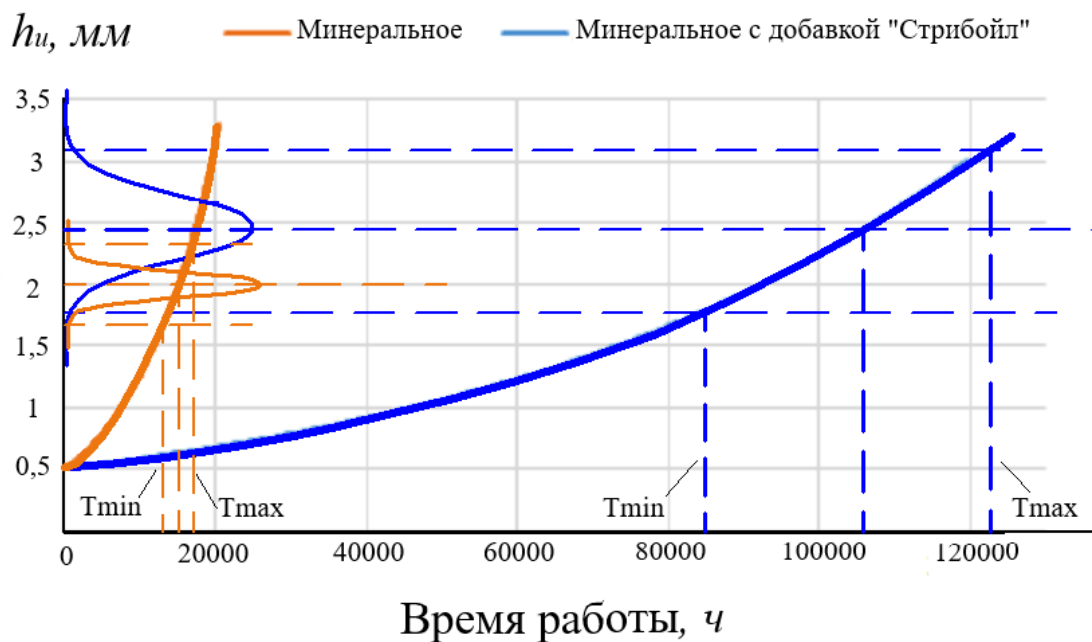


Рис. 4.4. Зависимость износа зуба червячного колеса от времени работы при разных составах смазочного материала [70]

Из рис. 4.4. видно, что для разных смазочных материалов формы зависимости износа от времени существенно отличаются. При введении добавки к смазочному материалу скорость роста износа падает, и соответственно, увеличивается время безотказной работы.

#### 4.2. Результаты расчета ресурса червячной передачи по критерию изнашивания

Остаточный ресурс можно оценить через формулы (4.2), (4.3), подставив вместо текущего износа величину предельного износа по формуле (4.4) и выразив время безотказной работы  $T$  через величину  $t$ . Ресурс при использовании минерального масла определяется как

$$T = \ln \frac{\Pi}{h_0 \frac{K_u}{K_a} \left( \frac{P}{HB_2} \right)^m}. \quad (4.6)$$

Соответственно, ресурс при использовании минерального масла с добавкой

$$T = \ln \frac{\Pi}{h_0 \frac{K_u}{K_a} \left( \frac{P - P_0}{HB_2} \right)^m}. \quad (4.7)$$

С учетом того, что предельный износ является случайной величиной, в соответствии с графиками (рис. 4.4), для минерального масла ресурс находится в диапазоне (13000 ч-17500 ч), для минерального масла с добавкой — в диапазоне (85000 ч — 122500 ч). Для прогнозирования ресурса экспоненциальная зависимость может быть заменена степенной с определением показателя степени через замену экспоненты полиномиальным рядом. Подобный прием может быть использован, если определить минимальное значение ресурса используя формулу [57].

$$T_{\min} = \alpha \sqrt{\frac{P\alpha}{y_{\max}}},$$

где  $y_{\max}$  — максимальная скорость изнашивания,  $P$  — величина предельного износа (из графика (рис.4) определим значения величины  $P$  при номинальном тормозном моменте  $T_{\text{тор}}=260$  Н·м, для минерального масла с добавкой  $P=2,5$  мм, а для чистого минерального масла  $P=2$  мм), коэффициент  $\alpha$  описывает зависимость износа от наработки при постоянных условиях изнашивания. В первом приближении этот коэффициент принимают равным единице [52], однако, как было показано выше, в силу зависимости скорости изнашивания от нагрузки и роста коэффициента динамичности по мере изнашивания, эта величина определяется из анализа динамики изнашивания, показанной в формулах (2), (3). При этом заменить экспоненциальную форму на степенную можно, используя разложение экспоненты (или логарифма (4.6), (4.7)) в степенной ряд. В нашем случае, средние величины износа в зависимости от времени для разных СМ аппроксимированы следующими формулами (Минеральное масло с добавкой «Стрибойл»:  $h = 1,8 \cdot 10^{-6} t^{1,2} + 0,56$ ; Минеральное масло:  $h = 4,5 \cdot 10^{-9} t^{1,8} + 0,56$ ).

Таким образом,  $\alpha = 1,2$  при использовании минерального масла с добавкой «Стрибойл», при использовании минерального масла  $\alpha = 1,8$ .

Для определения уравнения для скорости изнашивания зубьев червячного колеса, необходимо использовать результаты планирования и регрессионного анализа экспериментов, полученные в третьей главе работы. Для этого заменим кодированное значение фактора полученного полинома (3.10) его натуральной единицей измерения [52]:

$$X_2 = \frac{h - 0,00051}{0,00049},$$

где  $h$  — толщина смазочного слоя, оцениваемая по профилограммам из лабораторного эксперимента.

Тогда уравнение для скорости изнашивания будет выглядеть следующим образом

$$y = (2,8 - 1,9 \cdot \frac{h - 0,00051}{0,00049}) \cdot 389,4 \cdot 60 \cdot 10^{-9} \left(\frac{мм}{ч}\right).$$

Экспериментальные данные показывают, что фактор  $h$  является случайной величиной и распределяется по нормальному закону. Далее рассмотрим два случая, первый — с использованием наномодифицированной добавки, второй — без добавки. Тогда фактор  $h$  обладает параметрами, отображенными в таблице 10.

Таблица 10. Параметры фактора  $h$  для разных смазочных материалов

Параметр	Минеральное масло с добавкой «Стрибойл»	Минеральное масло
Среднее значение	$\bar{h}_1 = 1 \cdot 10^{-3} мм$	$\bar{h}_2 = 1 \cdot 10^{-5} мм$
Среднеквадратическое отклонение	$\sigma_{h1} = 6,4 \cdot 10^{-5} мм$	$\sigma_{h2} = 1 \cdot 10^{-4} мм$

Посчитаем часовой износ зубьев червячного колеса, здесь и далее индекс (1) обозначает наличие наномодифицированной добавки, индекс (2) — отсутствие добавки.

$$\bar{y}_1 = 1,9 \cdot 10^{-5} \left(\frac{мм}{ч}\right), \quad \bar{y}_2 = 1 \cdot 10^{-4} \left(\frac{мм}{ч}\right).$$

Среднеквадратическое отклонение скорости изнашивания

$$\sigma_{y1} = 5,8 \cdot 10^{-6} \left(\frac{мм}{ч}\right), \quad \sigma_{y2} = 9,7 \cdot 10^{-6} \left(\frac{мм}{ч}\right).$$

Коэффициент вариации

$$v_{y1} = \frac{\sigma_{y1}}{\bar{y}_1} = 0,3, \quad v_{y2} = \frac{\sigma_{y2}}{\bar{y}_2} = 0,09.$$

Т. к.  $v_{y1}, v_{y2} \leq 0,33$ , поэтому принимаем, что скорость изнашивания распределяется по нормальному закону.

Вычислим максимальную скорость изнашивания по формуле

$$y_{\max} = \bar{y} + z_{\alpha} \sigma_y,$$

где  $z_{\alpha} = 4,5$  для вероятности 0,9999.



$$y_{\max 1} = 4,5 \cdot 10^{-5} \left( \frac{\text{ММ}}{\text{ч}} \right), y_{\max 2} = 0,4 \left( \frac{\text{ММ}}{\text{ч}} \right)$$

Скорость изнашивания, как и предельный износ, является случайной величиной. Как было показано в работе [52] вид зависимости скорости изнашивания от нагрузки сильно отличается для разных составов смазочного материала. Для вероятностной оценки ресурса, используется среднее значение предельного износа, которое определяется по рис. 4.3 [53].

Таким образом, в вероятностном определении ресурса используются две случайные величины – скорость изнашивания и предельный износ.

Определим минимальный ресурс

$$T_{\min 1} = \alpha_1 \sqrt{\frac{\Pi_1 \alpha_1}{y_{\max 1}}} = 1,2 \sqrt{\frac{2,5 \cdot 1,2}{4,5 \cdot 10^{-5}}} = 10426(\text{ч}), T_{\min 2} = \alpha_2 \sqrt{\frac{\Pi_2 \alpha_2}{y_{\max 2}}} = 1,8 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,8}{0,4}} = 3(\text{ч}).$$

50 %-й ресурс определяется по формуле

$$T_{1\gamma=50} = \frac{\Pi_1}{y_1} - T_{\min 1} = 119588(\text{ч}), T_{2\gamma=50} = \frac{\Pi_2}{y_2} - T_{\min 2} = 18361(\text{ч}).$$

Средний ресурс определяется из соотношения

$$\bar{T} = \frac{T_{\gamma=50}}{w_{\gamma=50}},$$

коэффициент  $w_{\gamma=50}$  определяется в соответствии с [57] и составляет 0,99, отсюда

$$\bar{T}_1 = 120796(\text{ч}), \bar{T}_2 = 18546(\text{ч}).$$

Среднеквадратическое отклонение ресурса определяется по формуле

$$\sigma_T = \bar{T} \cdot v_T,$$

где  $v_T$  — коэффициент вариации ресурса, определяется в соответствии с [57], тогда

$$\sigma_{T1} = 35030(\text{ч}), \sigma_{T2} = 1854(\text{ч})$$

80 %-й и 90 %-й ресурсы определялись по формулам

$$T_{\gamma=80} = T_{\gamma=50} \frac{w_{\gamma=80}}{w_{\gamma=50}}, T_{\gamma=90} = T_{\gamma=50} \frac{w_{\gamma=90}}{w_{\gamma=50}}$$

значение соотношений  $\frac{W_{\gamma=80}}{W_{\gamma=50}}$ ,  $\frac{W_{\gamma=90}}{W_{\gamma=50}}$  были определены по известным значениям  $v_T$ ,

тогда

$$T_{1\gamma=80} = 78517(\text{ч}), T_{2\gamma=80} = 12055(\text{ч});$$

$$T_{1\gamma=90} = 66438(\text{ч}), T_{2\gamma=90} = 10201(\text{ч}).$$

С учетом смещения  $T_{cm}$  получаем окончательные значения ресурсов червячной передачи для испытуемого редуктора 5Ч-80, которые показаны в таблице 11.

Таблица 11. Окончательные значения ресурса червячной передачи при использовании разных составов смазочного материала

Вероятность безотказной работы	Ресурс червячной передачи, (ч)	
	Минеральное масло с добавкой «Стрибойл»	Минеральное масло
50 %	$t_{1\gamma=50} = T_{1\gamma=50} + T_{cm1} = 130014$	$t_{2\gamma=50} = T_{2\gamma=50} + T_{cm2} = 18364$
80 %	$t_{1\gamma=80} = T_{1\gamma=80} + T_{cm1} = 88944$	$t_{2\gamma=80} = T_{2\gamma=80} + T_{cm2} = 12058$
90 %	$t_{1\gamma=90} = T_{1\gamma=90} + T_{cm1} = 76864$	$t_{2\gamma=90} = T_{2\gamma=90} + T_{cm2} = 10204$

Данные, отображенные в таблице 11, согласуются с данными, полученными на рис. 4.4 и подтверждают тот факт, что применение наномодифицированных смазочных материалов приводит к многократному увеличению ресурса.

### **4.3. Описание разработанной методики оценки параметрических границ триботехнической работоспособности червячных передач, учитывающей влияние температуры смазочного материала, скорости относительного скольжения червячной пары и роста нагруженности сопряжения, а также результаты экспериментальной оценки этих границ**

Как было отмечено в первой главе работы, одной из главных причин внезапных отказов червячной передачи является заедание, возникающее по причине изнашивания. Поэтому для разработки методики оценки параметрических границ триботехнической работоспособности червячных передач необходимо детально рассмотреть причины возникновения заедания. В связи с вышеперечисленным, в работе предлагается разработка методики оценки параметрических границ триботехнической работоспособности червячных передач в основе которой лежит расчет вероятности безотказной работы по критерию заедания. Этот расчет может быть проделан для различных факторов: нагрузки (тормозного момента); частоты вращения быстроходного вала; температуры смазочного материала. Основой для разработки методики расчета является формулировка предельного состояния. Например, если рассматривать частоту вращения быстроходного вала, то предельное состояние, то есть состояние, при котором происходит заедание, предлагается выразить через мощность трения, значение которой для предельного состояния можно определить через экспериментальные данные. Тогда совмещение распределений предельного состояния и текущего состояния позволит вычислить вероятность заедания для значения мощности трения в текущем состоянии, варьирование текущего состояния дает возможность построить зависимость вероятности заедания от значения текущего состояния [50].

При этом предложенная методика расчета включает следующие этапы:

1. Построение распределения для предельного состояния;
2. Построение распределения для текущего состояния;

3. Расчет вероятности заедания в текущем состоянии;
4. Варьирование значений текущего состояния и построение графика вероятности безотказной работы для набора вероятностей, например, 20,50,80 и 90%.

Вероятность заедания червячной передачи существенно возрастает при достижении коэффициентом динамичности значений более 1,4 [32]. В качестве предельного значения примем такое значение тормозного (нагружающего) момента, при котором коэффициент динамичности достигает значений 1,4 и более. Графики зависимости вероятности безотказной работы по критерию предельной динамической нагрузки от тормозного момента для разных составов смазочного материала представлены на рис. 4.5 [50].

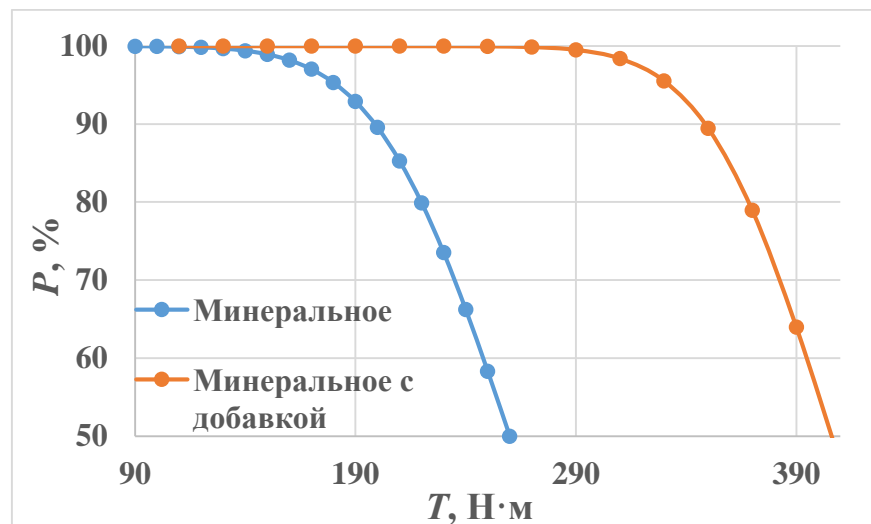


Рис. 4.5. Графики зависимости вероятности безотказной работы от тормозного момента по критерию заедания, для разных составов смазочного материала [50]

Мощность трения определяется как произведение скорости скольжения, коэффициента трения, и нормальной реакции в паре трения.

Как было упомянуто в третьей главе работы, с учетом того, что сила трения является проекцией окружной силы на червяке на контактную поверхность, выражение для коэффициента трения в зацеплении имеет вид (3.6). В соответствии с формулой (3.6) по экспериментальным данным были получены графики зависимости коэффициента трения от нагрузки (рис. 4.6). Для определения предельной мощности трения, необходимо использовать значение, соответствующее предельному нагружающему моменту [50].

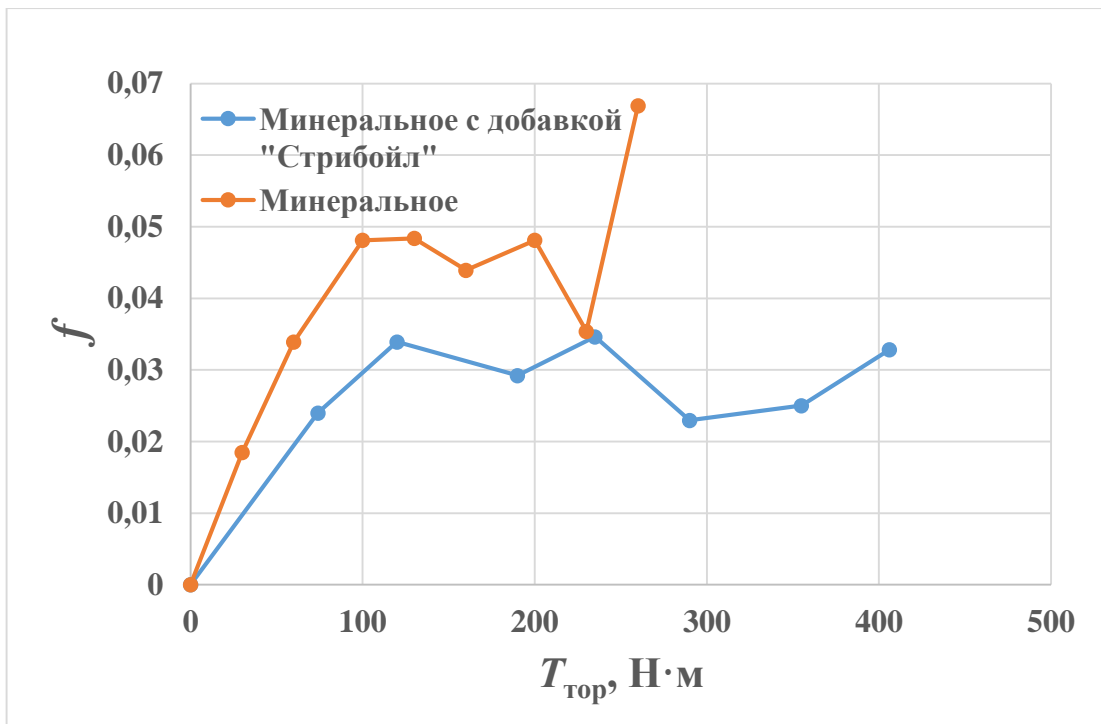


Рис. 4.6. Графики зависимости коэффициента трения от нагрузки для разных смазочных материалов [50]

Предельное значение нормальной реакции равно окружной силе на червяке при предельном значении тормозного момента, и может быть определено, с учетом роста коэффициента динамичности, в соответствии с данными, отраженными на рис. 3.15. Скорость скольжения меняется пропорционально частоте вращения вала электродвигателя. Таким образом, были получены графики зависимости вероятности безотказной работы по критерию заедания от частоты вращения вала электродвигателя для разных составов смазочного материала (рис. 4.7) [50].

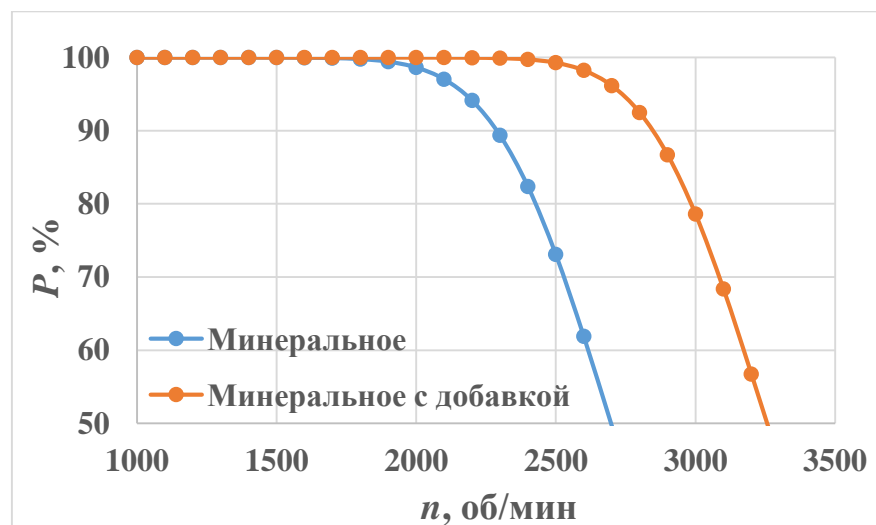


Рис. 4.7. Графики зависимости вероятности безотказной работы по критерию заедания от частоты вращения вала электродвигателя для разных составов смазочного материала [50]

Для удовлетворительной работы червячного редуктора, установленного на металлической раме или плите, необходимо обеспечить условие [100]

$$t_{\text{раб}}^{\circ} = \frac{10^3(1-\eta)P_1}{K_T A(1+\psi)} + t_0^{\circ} \leq [t^{\circ}]_{\text{раб}},$$

где  $K_T$  – коэффициент теплоотдачи Вт/(м<sup>2</sup>·°С),  $\eta$  – КПД редуктора;  $P_1$  – мощность на валу червяка,  $t_{\text{раб}}^{\circ}$  – температура корпуса редуктора при установившемся режиме работы;  $t_0^{\circ}$  – температура окружающего воздуха;  $\psi$  – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму;  $[t^{\circ}]_{\text{раб}}$  – максимально допустимая температура нагрева масла в масляной ванне редуктора [100], которая определяется исходя из полученных значений мощности и КПД, которые соответствуют предельно допустимому нагружающему моменту.

Таким образом, были получены графики зависимости вероятности безотказной работы по критерию заедания от температуры нагрева масла для разных составов смазочного материала (рис. 4.8).

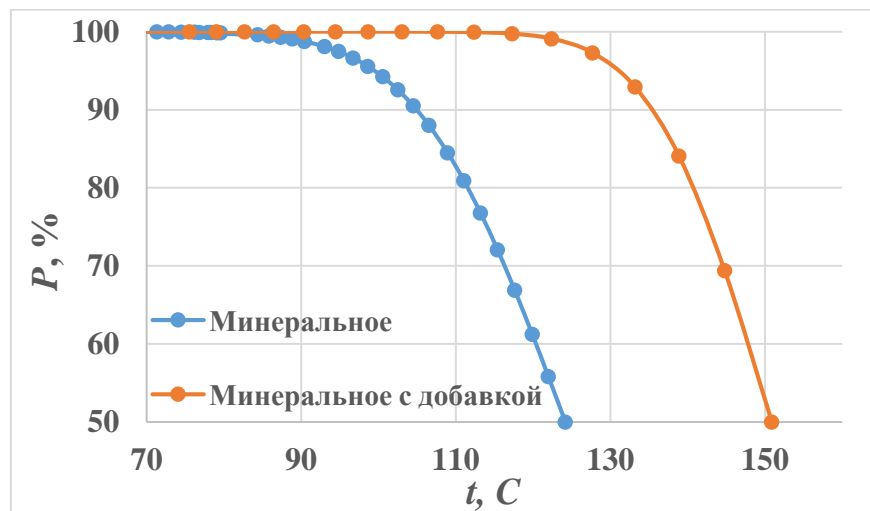


Рис. 4.8. Графики зависимости вероятности безотказной работы по критерию заедания от температуры нагрева масла для разных составов смазочного материала [50]

Графики, изображенные на рис. 4.5; рис. 4.7 – 4.8 показывают, что применение наномодифицированной добавки к смазочному материалу ведет к увеличению вероятности безотказной работы червячной передачи, что расширяет параметрические границы триботехнической работоспособности червячных передач. Положительный эффект наномодифицированной добавки «Стрибойл» был отмечен в ряде работ, в одном из последних исследований были получены

данные, показывающие существенное влияние добавки «Стрибойл» на износостойкость сопряжений скольжения сталь–бронза, они отражены в работе [26].

#### **4.4. Экономическая эффективность применения наномодифицированной добавки «Стрибойл» в червячной передаче**

Результаты проведенных износных испытаний червячной передачи с применением наномодифицированной добавки «Стрибойл» показали ее высокую эффективность. Использование наномодифицированной добавки существенно снижает механические потери на трение, повышает износостойкость, увеличивает вероятность безотказной работы и ресурс передачи. Также необходимо отметить, что введение наномодифицированной добавки «Стрибойл» в червячный редуктор производится в режиме штатной эксплуатации и не требует высокой квалификации обслуживающего персонала.

В таблице 12 показан сравнительный анализ изменения технических характеристик червячного редуктора 5Ч-80, работающего при нагрузке 260 Н·м, при применении штатного масла ТМ5-18 и того же масла с применением наномодифицированной добавки «Стрибойл».

Таблица 12. Технические характеристики червячного редуктора 5Ч-80 при применении штатного масла ТМ5-18 и того же масла с применением наномодифицированной добавки «Стрибойл»

Характеристики	ТМ5-18	ТМ5-18+«Стрибойл»
Интенсивность изнашивания червячной передачи	$6,75 \cdot 10^{-9}$	$0,1 \cdot 10^{-9}$
Коэффициент трения в червячной передаче	0,065	0,03

Коэффициент динамичности	1,4	1,2
КПД	78%	86%
Ресурс	10204 ч	76864 ч

Для того, чтобы оценить экономический эффект применения наномодифицированной добавки «Стрибойл», необходимо сравнить получаемый результат действия (на примере повышения ресурса) с дополнительными затратами, связанными с введением добавки. Стоимости масла ТМ5-18 и наномодифицированной «Стрибойл», в объеме необходимом для однократного введения в редуктор, составляют 600 р и 1000 р соответственно. Замена масла ТМ5-18 осуществляется через 5000 ч работы редуктора, т.е. без использования добавки – два раза за все время работы редуктора, которое соответствует рассчитанному ресурсу – 10204 ч. Повторное введение наномодифицированной добавки осуществляется через 10000 ч работы редуктора, т.е. 7 раз за все время работы редуктора, которое соответствует рассчитанному ресурсу – 76864 ч.

Для того, чтобы обеспечить ресурс 76864 ч для узла, в котором используется червячный редуктор без использования наномодифицированной добавки, необходимо дополнительно приобрести 6 редукторов данного типа, залить необходимый объем масла и проводить его плановую замену. Стоимость испытуемого редуктора 5Ч-80 составляет 14000 р. Таким образом, в таблице 13 показаны итоговые расчеты затрат для обеспечения ресурса 76864 ч редуктором 5Ч-80 для случая с использованием чистого минерального масла ТМ5-18 и того же масла с наномодифицированной добавкой «Стрибойл».

Таблица 13. Затраты на обеспечение заданного ресурса 76864 ч

Смазочный материал	Стоимость
ТМ5-18	106400 р
ТМ5-18+«Стрибойл»	29400 р



Тогда экономическая эффективность применения наномодифицированной добавки «Стрибойл» составляет

$$100\% - (29400/106400) \cdot 100\% = 73\%.$$

Таким образом, проведенный анализ показывает, что использование наномодифицированной добавки «Стрибойл» является экономически обоснованным и эффективным.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Анализ литературных данных показал, что применение наномодифицированных смазочных материалов может стать эффективным направлением повышения износостойкости червячных передач.

2. Предложенная закономерность формирования износостойкости сопряжения «червяк–червячное колесо», достоверность которой подтверждена результатами проведенных испытаний на износостойкость редукторов типа 5Ч-80, учитывает влияние процесса пленкообразования за счет использования наномодифицированного смазочного материала, и показывает, что процесс изнашивания в червячных передачах имеет нелинейный характер, и выражается в виде степенной зависимости.

3. Регрессионный анализ экспериментальных данных показал, что одним из наиболее весомых факторов, определяющих износостойкость червячной передачи, является применение наномодифицированного смазочного материала. Экспериментально полученные зависимости интенсивности изнашивания от давления в контакте червячной пары показывают, что при контактном давлении, соответствующем номинальному вращающему моменту, интенсивность изнашивания червячной пары снижается примерно в 70 раз за счет применения наномодифицированного смазочного материала.

4. Разработанное уравнение динамики изнашивания червячной передачи, учитывающее изменения коэффициента динамичности быстроходного вала червячной передачи в процессе изнашивания, показало, что применение наномодифицированного смазочного материала приводит к снижению скорости изнашивания, что в свою очередь приводит к увеличению времени безотказной работы. Проведенная оценка ресурса на основе полученного уравнения динамики изнашивания, показала, что применение наномодифицированного смазочного материала позволяет в 7,5 раз увеличить ресурс червячной передачи.

5. Разработанная методика оценки параметрических границ триботехнической работоспособности червячных передач позволила провести

расчет вероятности безотказной работы червячной передачи для таких факторов, как нагрузка (тормозной момент), частота вращения быстроходного вала, температура смазочного материала. Результаты проведенного расчета показали, что применение наномодифицированной добавки к смазочному материалу ведет к увеличению вероятности безотказной работы червячных передач, что расширяет параметрические границы триботехнической работоспособности червячных передач.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Fontanari, V. Investigation of the lubricated wear behavior of ductile cast iron and quenched and tempered alloy steel for possible use in worm gearing / V. Fontanari, M. Benedetti, C. Girardi, L. Giordanino // *Wear*. – 2016. – vol. 350–351. – P. 68-73.
2. Jacob, A. Fault Diagnosis of Gear trains using a New Technique for Condition Monitoring of Rotating Machinery / A. Jacob. – M.S. Thesis, Florida: Institute Of Technology. – 1992. – 177 p.
3. John, B.R. Determination and optimization of the contact pattern of worm gear / K. Steingrover, M. Lutz. // *International conference on gear*. Munich. – 2002. – V.1. – № 6. – P. 341-351.
4. Keller, A.C. Acoustic Signature Analysis for Noise Source Identification / A.C. Keller // *Noise control vibration and insulation*. – 1977. – V. 8. – №. 5. – P. 178 - 182.
5. Mai, Y. J. Anchored graphene nanosheet films towards high performance solid lubricants / Y. J. Mai, F. X. Chen, M. P. Zhou, Q. N. Xiao, X. H. Jie // *Materials & Design*. – 2018. – vol. 160. – P. 861-869.
6. Moshkovich, A. Effect of plastic deformation and damage development during friction of FCC metals in the conditions of boundary lubrication / V. Perfilyev, L. Rapoport // *Lubricants*. – 2019. – vol. 7. – Issue 5. – P. 45.
7. Moshkovich, A. Severe plastic deformation of four FCC metals during friction under lubricated conditions / I. Lapsker, Y. Feldman, L. Rapoport // *Wear*. – 2017. – vol. 386-387. – P. 49-57.
8. Polyakov S. A. Improving worm-gear performance by optimal lubricant selection in accelerated tests / S. A. Polyakov, S. Y. Goncharov, M. N. Zakharov, V. V. Lychagin // *Russian Engineering Research*. – 2015. – Vol. 35. – №. 4. – P. 253-255. – DOI 10.3103/S1068798X15040206. – EDN UFWVVP.

9. Polyakov, S.A. Loading capacity of the Worn Reduction Gearboxes and possibilities to increase it by selecting and applying different lubricating materials. / S. A. Polyakov, M. N. Zakharov, S. Y. Goncharov, V. V. Lychagin // Journal of machinery manufacture and reliability. – 2014. – № 5. – P. 445-447.
10. Randall, R.B. A new method of modeling gear faults / R.B. Randall // Journal of Mechanical Design. – 1982. – V.104. – P. 259-267.
11. Yang, D.C.H. A Rotary Model for Spur Gear Dynamics / D.C.H. Yang, Z.S. Sun // Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design. –1985. – vol. 107. – P.529-535.
12. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. 2 изд. / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука. – 1976. – 278 с.
13. Айрапетов, Э.Л. Возбуждение колебаний в прямозубых передачах. Ч. 1. Теоретические исследования / Э.Л. Айрапетов, Р.Л. Иофе, О.И. Косарев //Передачи и трансмиссии = Gearings and transmissons. – 1994. – № 1. – С. 5–14.
14. Аккерман, В.В. Оценка параметров точности реальных червячных передач в составе приводов с установившимся движением: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Омск. – 2004. – 16 с.
15. Албагачиев, А.Ю. Трибологические свойства наномодификатора 2/ А.Ю. Албагачиев, А.Б. Тохметова // Проблемы машиностроения и автоматизации. – Москва, 2020. – №3. – С. 50–53.
16. Албагачиев, А.Ю. Трибологические характеристики наномодификатора 1/ А.Ю. Албагачиев, Н.Н. Новикова, А.Б. Тохметова // Проблемы машиностроения и надежности машин. – Москва, 2020. – №5. – С. 108–112.
17. Алексеев, Н.М. Закономерности пластического течения и разрушения металлов при заедании трущихся поверхностей: Автореф. дис. докт.техн. наук.– Москва. – 1983. – 31 с.

18. Андриенко, Л.А. Влияние изнашивания на динамические нагрузки в червячной передаче / Л.А. Андриенко, В.А. Вязников // Известия вузов. Машиностроение. – 2011. – №9. – С.18-22.
19. Андриенко, Л.А. Ресурс работы червячной передачи по критерию изнашивания / Л.А. Андриенко, В.А. Вязников // Известия вузов. Машиностроение. – 2011. – №4. – С.3-6.
20. Андронов, А.А. Теория колебаний. 2-е изд., перераб. и испр. / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – М.: Наука. – 1981. –918 с.
21. Аулин, В.В. Влияние комбинированного физико-химического модифицирования моторного масла на изменение момента трения и потребляемой мощности в сопряжениях образцов и деталей. / В.В. Аулин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – №2. – С. 21-28.
22. Ахматов, А.С. Молекулярная физика граничного трения / А.С. Ахматов – М. Физматгиз. –1963. – 472с.
23. Барабаш, М.Л. Применение металлоколлоидных смазок (органозелей железа) для приработки деталей автомобильного двигателя. Повышение износостойкости и срока службы машин: сборник. / М.Л. Барабаш, М.В. Корогодский, А.С. Краюшкина, Ф.А. Федотов. – Киев: изд-во АН УССР. –Т.2. – 1960. С. 249–261.
24. Берестнев, О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов / О.В. Берестнев, А.М. Гоман, Н.Н. Ишин. – Минск, Наука и техника. –1992. – 238 с.
25. Беркович, И.И. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: Учебник для вузов / И.И. Беркович, Д.Г. Громаковский, под ред. Д.Г. Громаковского. – Самар. гос. техн. ун-т. Самара. – 2000. – 268 с.
26. Бирюков, В. П. Улучшение триботехнических характеристик смазочных материалов при введении наноприсадок / В. П. Бирюков, А. Н. Принц, А. П. Корноухов // Научные труды 6-ой Международной научно-технической конференции «Живучесть и конструкционное материаловедение» (ЖивКоМ–2022). – Москва: Федеральное государственное бюджетное учреждение науки

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук.— 2022. – С. 62-65.

27. Бортник, Г.И. Влияние микроабразива на контактное взаимодействие трущихся пар при избирательном переносе / Г.И. Бортник // Избирательный перенос при трении. – М.: Наука. – 1975. – С. 46-49

28. Буше, Н. А. Совместимость трущихся поверхностей. / Н. А. Буше, В. В. Копытько. – М.: Наука. — 1981. – 127 с.

29. Варламова, Л.П. Методические указания к лабораторным работам по курсу «Основы проектирования машин» / Л.П. Варламова, Б.А. Байков [и др.]; под ред. О.П. Леликова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 1996. – 79 с.

30. Веселовский, А.А. Применение поверхностно-упрочненного серого чугуна для изготовления червяков в червячных передачах / А.А. Веселовский // Тяжелое машиностроение. – 2011. – №6. – С. 32-35.

31. Волков, К.П. Исследование влияния эффекта избирательного переноса металлов при трении на повышение эксплуатационных характеристик и прирабатываемость глобоидного редуктора / К.П. Волков // В кн. Повышение износостойкости на основе избирательного переноса; под ред. Д.Н. Гаркунова. – М.: Машиностроение. – 1977. – С. 172-176.

32. Вязников, В.А. Разработка методики прогнозирования технического состояния червячных передач по неравномерности вращения тихоходного вала: Автореф. дис. канд. техн. наук. – М. – 2014г.– 19 с.

33. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение. – 1987. – 288с.

34. Гороховский, А.В. Субмикро- и наноразмерные титанаты калия и перспективы их применения / А.В. Гороховский, А.И. Палагин, Д.В. Аристов // Нанотехника. – №4(20). – 2010. – с. 90-94.

35. Детали машин / Под ред. О.А. Ряховского. – М. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2014. – 462с.

36. Долгополов, К.Н. Трибохимия слоистых силикатов / К.Н. Долгополов, Д.Н. Любимов, Е.А. Глазунова // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2013. – №10. – С. 15 – 19.
37. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов; под ред. О. А. Ряховского. — 14-е изд., испр. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2019. — 564 с.
38. Дьяков, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) / В.А. Дьяков, В.И. Воскресенский. – М.: Машиностроение. – 1980. – 224 с.
39. Дьячков, А.К. Гидродинамические подшипники / А.К. Дьячков // В кн. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2х книгах. Кн. 2. Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение. – 1978. – С. 90-112.
40. Захаров, С.М. Гидродинамическая теория смазки / С.М. Захаров // В кн. Современная трибология: итоги и перспективы. Под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во ЛКИ. – 2008. – С. 95 - 157.
41. Зворыкин, В. И. Определение КПД червячного редуктора по коэффициентам потерь / В.И. Зворыкин, В. В. Зимин, С. Ю. Гончаров, Г. С. Холмская // Инженерный вестник. –2015. – №9 – С.70-85.
42. Карасик, И. И. Прирабатываемость материалов для подшипников скольжения / И.И. Карасик. — М.: Наука. — 1978. – 136 с.
43. Киселев, Б.Р. Оценка задиростойкости червячной пары при использовании трибоактивных присадок / Б.Р. Киселев, Н.И. Замятина, В.А. Годлевский // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2013. – №10. – С. 15-19.
44. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высшая школа. – 1991. – 319 с.
45. Костецкий, Б.И. Поверхностная прочность материалов при трении. / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, А.К. Караулов [и др.]. — Киев: Техника. — 1976. – 292 с.
46. Кудрявцев, Л.А. Экспериментальные исследования угловых колебаний и шума прямозубой передачи / Л.А. Кудрявцев // В сб. статей: Вопросы



геометрии и динамики зубчатых передач; под ред. М.Д. Генкина. – М.: Наука. – 1964. – С. 56-61.

47. Кужаров, А.С. Молекулярные механизмы самоорганизации при трении. Часть VIII. Физико-химические и функциональные свойства некоторых реметаллизантов современного рынка автохимии / А. С. Кужаров, А. А. Кужаров, Х. Нгуен [и др.] // Трение и износ. – 2015. – Т. 36, № 1. – С. 62-69.

48. Кужаров, А.С., Онищук Н.Ю. Металлоплакирующие смазочные материалы / А.С. Кужаров, Н.Ю. Онищук // В кн.: Долговечность трущихся деталей машин; под общ. ред. Д. Н. Гаркунова. – М.: Машиностроение. –1988. – Вып. 3. – С. 96-143.

49. Куксенова, Л.И. Влияние качества смазочного материала на показатели работоспособности червячных передач / Л.И. Куксенова, С.А. Поляков, Е.М. Кулешова [и др.] // Вестник научно-технического развития. – 2018. – № 10 (134). – С. 30-35.

50. Кулешова, Е. М. Методические основы оценки и повышения параметров предельного состояния червячных передач / Е.М. Кулешова, Л.А. Андриенко, С.А. Поляков // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2022. – № 11. – С. 511-514.

51. Кулешова, Е.М. Определение зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки по результатам триботехнических испытаний при использовании пленкообразующих смазочных материалов / Е.М. Кулешова // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2020. – № 3. – С. 116-121.

52. Кулешова, Е.М. Оценка влияния эволюции показателей динамичности червячного зацепления на параметры технического состояния в процессе эксплуатации / Е.М. Кулешова // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2021. – № 4. – С. 170-175.

53. Кулешова, Е.М. Оценка ресурса червячных передач с учетом изменения интенсивности изнашивания и скорости роста коэффициента динамичности при использовании пленкообразующих добавок / Е.М. Кулешова,

С.А. Поляков // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2020. – №10. – С. 460-465.

54. Люты, М. Методология создания смазочных материалов с наномодификаторами / М. Люты, Г. А. Костюкович, А. А. Скаскевич [и др.] // Трение и износ. – 2002. – Т. 23, № 4. – С. 411-424.

55. Мамыкин, С.М. Разработка металлоплакирующих смазочных материалов для тяжело нагруженных узлов трения железнодорожного транспорта: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Ростов на Дону. – 2007. – 16с.

56. Метод экспериментальной оценки коэффициента трения и интенсивности изнашивания трибосопряжения на основе моделирования эксплуатационных условий. Методические рекомендации. МР 171-85. – М.: ВНИИНМАШ. – 1985. – 32с.

57. Обеспечение износостойкости изделий. Метод оценки безотказности и долговечности восстановленных деталей по результатам стендовых испытаний. Методические рекомендации. МР 151-85. – М.: ВНИИНМАШ. – 1985. – 28 с.

58. Основы трибологии / Под ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение. – 2001. – 664 с.

59. Остриков, В.В. Многофункциональная добавка к моторным маслам. / В.В. Остриков, А.Г. Зимин, С.Ю. Попов, В.В. Сафонов // Двигателестроение. – №2(256). – 2014. – С. 32-34.

60. Павлов, В.Г. Расчетная оценка ресурса работы эвольвентной зубчатой передачи по критерию износа / В.Г. Павлов, О.А. Ряховский // Трение и износ. – 2003. – Т 24. – №3. – с. 235–241.

61. Павлов, В.Г. Ресурс работы червячной передачи по критерию износа / В.Г. Павлов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – №5. – С. 44–48.

62. Паренаго, О.П. Наноразмерные структуры в углеводородных смазочных материалах / О.П. Паренаго, В.Н. Бакунин, Г.Н. Кузьмина // Российский химический журнал. – 2003. – № 2. – С. 45-50.

63. Перекрестов, А.П. Применение модифицированных смазочных материалов для повышения износостойкости деталей цилиндропоршневой группы судового дизеля / А.П. Перекрестов, В.А. Чанчиков, И.Н. Гужвенко // Вестник машиностроения. – №12. – 2014. – С. 57-59.

64. Петрусевиц, А.И. Червячные и винтовые передачи / А.И. Петрусевиц // В кн.: Расчет и конструирование. Детали машин. – Т 3. – М.: Машиностроение. – 1969. – С. 217–260.

65. Пичугин, С.Д. Взаимодействие пары медный сплав-сталь в смазочных материалах: Автореф. дис. канд. техн. наук. – М.– 2016.

66. Погодаев, Л.И. Влияние металлоплакирующих добавок к пластичным смазкам на работоспособность трибосопряжений / Л.И. Погодаев, В.Н. Кузьмин, Д.В. Третьяков // Проблемы машиностроения и надежность машин. – 2003. – №1 – С.54-66.

67. Подрабинник, П. А. Исследование вторичных структур на поверхности трения сложнолегированных алюминиевых сплавов и их влияния на трибологические свойства: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Ростов-на-Дону. – 2021. – 24с.

68. Поляков, А.А. Трение на основе самоорганизации / А.А. Поляков, Ф.И. Рузанов. – М.: Наука. – 1992. – 135с.

69. Поляков, С. А. Анализ влияния пленкообразующих смазочных материалов на несущую способность конструкционных материалов для опор скольжения / С. А. Поляков, Е. М. Кулешова, С. А. Поляков, Л. И. Куксенова // Пром-Инжиниринг: труды VI Всероссийской научно-технической конференции, Москва, Челябинск, Новочеркасск, Волгоград, Сочи, 18–22 мая 2020 года. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – 2020. – С. 120-125.

70. Поляков, С.А. Анализ динамики возникновения триботехнических отказов в червячных передачах и методы их предотвращения / С.А. Поляков, Е.М. Кулешова // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2021. – № 7. – С. 306-312.

71. Поляков, С.А. Анализ нелинейной динамики колебаний в червячных передачах / С.А. Поляков, С.Ю. Гончаров, В.В. Лычагин [и др.] // IV Международная Школа-конференция молодых ученых «Нелинейная динамика машин» – School-NDM 2017: Сборник трудов (Москва, 18 – 21 апреля 2017 г.). – М.: ИМАШ РАН. – 2017. – 217с.
72. Поляков, С.А. Влияние модифицирования смазочных материалов на триботехнические характеристики сопряжений / С.А. Поляков, И.С. Черторыльский, Л.И. Куксенова // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2012. – № 5. – С. 41-46.
73. Поляков, С.А. Влияние пленкообразующих смазочных материалов на адаптивность червячных передач / С.А. Поляков, С.Ю. Гончаров, М.Н. Захаров, В.В. Лычагин // Вестник машиностроения. – 2015. – №11. – С.37-39.
74. Поляков, С.А. Критерии работоспособности и выбор материалов для опор скольжения с учетом свойств смазочных материалов / С.А. Поляков, Л.И. Куксенова, В.В. Лычагин [и др.] // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. – № 5. – С.81-89.
75. Поляков, С.А. О методах синтезирования моделей трибосистем, способных динамически адаптироваться к условиям эксплуатации / С.А. Поляков // Трение и износ. – 2010. – Т. 31. – №2. – С.183-194.
76. Поляков, С.А. О механизмах взаимодействия нанодисперсных частиц серпентина с жидким углеводородным смазочным материалом в начальный период трения / С.А. Поляков, С.П. Хазов // Нанотехника. –2007. – № 3 (11). – С. 98-105.
77. Поляков, С.А. Особенности формирования несущей способности сопряжений скольжения при использовании наномодифицированных смазочных материалов / С.А. Поляков, Л.И. Куксенова, Е.М. Кулешова // Трение и износ. – 2019. – Т. 40. – №6. – С. 712-719.
78. Поляков, С.А. Оценка влияния пленкообразующих смазочных материалов на зависимость интенсивности изнашивания от нагрузки. / С.А. Поляков, Л.И. Куксенова, Е.М. Кулешова // В сборнике: Шестой

междисциплинарный научный форум с международным участием "Новые материалы и перспективные технологии". – Москва. – 2020. – С. 153-156.

79. Поляков, С.А. Оценка влияния смазочных материалов на ресурс червячных передач по критерию предельного износа / С.А. Поляков, В.В. Лычагин, Е.М. Кулешова // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2018. – № 8. – С. 345-349.

80. Поляков, С.А. Оценка работоспособности трибосистем на основе экстремальных показателей их динамической адаптации / С.А. Поляков, Ф.Х. Бурумкулов, Л.И. Куксенова // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – №10. – С.12-17.

81. Поляков, С.А. Повышение несущей способности конструкционных материалов для опор скольжения формированием свойств их поверхностей с помощью пленкообразующих смазочных материалов / С. А. Поляков, Е. М. Кулешова, Л.И. Куксенова [и др.] // В сборнике: Живучесть и конструкционное материаловедение (ЖивКом - 2018) Научные труды 4-ой Международной научно-технической конференции, посвященной 80-летию ИМАШ РАН. – 2018. – С. 219-221.

82. Поляков, С.А. Проблемы динамической адаптации трибосистем к условиям эксплуатации на основе их наноструктурной самоорганизации / С.А. Поляков, Л.И. Куксенова // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2008. – № 5. – С.80-90.

83. Поляков, С.А. Разработка метода оценки работоспособности червячных передач на основе анализа их триботехнических показателей / С.А. Поляков, С.Ю. Гончаров, Л.И. Куксенова // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М. – 2016. – №5. – С. 81-87.

84. Поляков, С.А. Разработка нанодисперсных противоизносных составов для повышения динамической адаптации и эксплуатационных показателей дизель-генераторных установок / С.А. Поляков, С.П. Хазов, И.В Соколов [и др.] // Нанотехника. – 2008. – № 4(16). – С. 50-56.

85. Поляков, С.А. Самоорганизация при трении и эффект безызносности: Монография / С.А. Поляков. – М.: Изд-во РГАУ-МСХА. – 2009. – 108с.
86. Поляков, С.А. Улучшение динамических показателей и повышение износостойкости эвольвентных зубчатых передач при использовании пленкообразующих смазочных материалов / С.А. Поляков, Л.И. Куксенова, Е.М. Кулешова [и др.] // В сборнике: Живучесть и конструкционное материаловедение (ЖивКом - 2020). Сборник трудов V Международной научно-технической конференции в дистанционном формате. – 2020. – С. 142-145.
87. Поляков, С.А. Формирование противозадирных свойств материалов при динамической адаптации их приповерхностных слоев к условиям эксплуатации / С.А. Поляков, Л.И. Куксенова // Трение и износ. – 2008. – Т. 29. – №3. – С.275-284.
88. Пономаренко, А.Г. Исследование трибохимических процессов в смазочных композициях, содержащих координационные соединения переходных металлов / А.Г. Пономаренко, А.С. Бурлов, М.В. Бойко // Трение и износ. – 2015. – №1. – с.62-68.
89. Попов, П.К. Ошибка углового положения рабочего органа машины в установившемся режиме работы привода в зависимости от крутильной жесткости зубчатой передачи / П.К. Попов, Л.О. Штриплинг // Известия вузов. Машиностроение. – 1996. – № 7-9. – С.36-40.
90. Проников, А.С. Параметрическая надежность машин / А.С. Проников. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2002. – 560 с.
91. Решетов, Д. Н. Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. 4-ое издание, переработанное и дополненное / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение. – 1989 г. – 496 с.
92. Сандлер, А.И. Теория и практика производства червячных передач общего вида / А.И. Сандлер, С.А. Лагутин, Е.А. Гудов. – Москва – Вологда. Инфра – Инженерия. – 2016. – 346 с.

93. Сафонов, В.В. Трибологические свойства антифрикционных суспензий на основе нанопорошков полититаната калия / В.В. Сафонов, А.В. Гороховский, А.И. Палагин [и др.] // Нанотехника. – №4(20). – 2010. – С. 94-96.
94. Солоп, К.С. Гидродинамический расчет подшипников, работающих на смазочных материалах, обладающих сложными реологическими свойствами: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Ростов-на-Дону. – 2018г. – 27 с.
95. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник / Под ред. В.М. Школьниковой – М.: Химия. – 1999. – 596с.
96. Тохметова, А.Б. Исследования трибологических свойств моторного масла с содержанием фуллеренов / А.Б. Тохметова, А.В. Михеев, М.А. Тананов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2022. – № 4. – С. 108-112.
97. Фомин, М.В. Червячные передачи / М.В. Фомин // Справочник. Инженерный журнал. – 2011. – №4. – С.1-24.
98. Хрущов, М. М. Исследование приработки подшипниковых сплавов и цапф / М.М. Хрущов. – Ин-т машиноведения. – М.: Изд-во АН СССР. — 1946. – 160 с.
99. Цыганок, С.В. Исследование влияния концентрации добавки геомодификатора – лизардита на трибологические характеристики смазки ЦИАТИМ-201 / С.В. Цыганок, Н.М. Лихтерова, И.П. Чулков // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – №8. – С. 35-37.
100. Часовников, Л.Д. Методические указания по расчету червячной передачи / Л.Д. Часовников. – М.: Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана. – 1979. – 36 с.
101. Часовников, Л.Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные) / Л.Д. Часовников. – М.: Машиностроение. – 1985. –168 с.
102. Шепер, М.Н. Испытания металлоплакирующих смазочных материалов, их разработка и внедрение / М.Н. Шепер // В кн.: Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения; Под ред. Д.Н. Гаркунова. – М. – 1982. – С. 162-174.

103. Штриплинг, Л.О. Расчет точности работы зубчатых передач и приводов на их основе в реальных условиях эксплуатации: Автореф. дис. докт. техн. наук. – М. – 1998. – 32 с.

104. Щукин, Е.Д. Коллоидная химия / Е.Д. Щукин, А.В. Перцов, Е.А. Амелина. – М.: Высшая школа. – 2006. – 444 с.

105. Эйринг Г. Основы химической кинетики / Г. Эйринг, С. Г. Лин, С. М. Лин. – М.: Мир. – 1983. – 528 с.



## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Акт о внедрении

#### АКТ

о практическом применении результатов диссертационной работы Кулешовой Екатерины Михайловны «Повышение износостойкости червячных передач посредством применения наномодифицированного смазочного материала»

Настоящим актом удостоверяется, что, полученные в диссертации Кулешовой Екатерины Михайловны на тему «Повышение износостойкости червячных передач посредством применения наномодифицированного смазочного материала» результаты приняты к использованию в ООО «Купер» при проведении стендовых испытаний редукторов для оценки влияния качества смазочного материала на основные технические характеристики редуктора в части оценки ресурса редуктора по критерию изнашивания с учетом изменения коэффициента динамичности в процессе эксплуатации при введении нового смазочного материала.

Технический директор



С.М. Мамыкин