

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего  
образования "Ковровская государственная технологическая академия имени  
В. А. Дегтярева"

На правах рукописи



Карпенко Андрей Борисович

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДИКИ ОТБРАКОВОЧНЫХ  
ИСПЫТАНИЙ МЕХАНИЗМОВ ТОЧНОГО ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ ПО  
КРИТЕРИЮ ПЛАВНОСТИ ВРАЩЕНИЯ**

Специальность 2.5.2 – Машиноведение

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, профессор  
Даршт Яков Адольфович

Ковров 2024

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Глава 1 Методы контроля плавности вращения редукторов.....	12
1.1 Требования к редуктору как составной части следящего электропривода.....	12
1.2 Понятие плавности и методы ее контроля.....	14
1.3 Люфт редуктора. Причины и методика измерения.....	18
1.4 Анализ причин, вызывающих не плавность работы редуктора.....	20
1.5 Постановка цели и задач исследований.....	27
1.6 Выводы по главе 1.....	28
Глава 2 Методы исследования.....	29
2.1 Обзор методов технической диагностики редукторов.....	29
2.2 Обзор методов вибрационной диагностики.....	41
2.3 Методы вибрационной диагностики редукторов.....	44
2.4 Разработка модели контакта зубчатой передачи.....	48
2.5 Разработка модели редуктора с учетом технологической погрешности зубчатой передачи.....	51
2.6 Выводы по главе 2.....	57
Глава 3 Экспериментальные исследования плавности вращения редуктора .....	59
3.1 Обобщенный алгоритм отбраковки редукторов по критерию плавности вращения.....	59
3.2 Определение предельных (эталонных) значений параметров вибрации.....	60
3.3 Способ определения плавности вращения редуктора.....	64
3.4 Влияние смазочных материалов на виброактивность редукторов .....	67

3.5 Прикатка редуктора как метод обеспечения плавности вращения.....	74
3.6 Автоматизация измерения люфта.....	83
3.7 Выводы по главе 3.....	87
Глава 4 Практическое использование результатов работы.....	88
4.1 Влияние скорости вращения и трения в зоне контакта зубьев на плавность вращения редуктора .....	88
4.2 Исследование характеристик электропривода.....	92
4.3 Проверка качества редукторов.....	106
4.4 Стенд проверки характеристик редукторов.....	109
4.4.1 Характеристики составных частей стенда.....	110
4.4.2 Методика работы на стенде.....	113
4.5 Выводы по главе 4.....	118
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	120
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ И ЭЛЕКТРОННЫХ РЕСУРСОВ.....	123
Приложение А. Акты внедрения результатов диссертационного исследования.....	145

## Введение

**Актуальность темы исследования.** По заявлению президента России В. В. Путина на заседании Военно-промышленной комиссии в Ижевске 19 сентября 2023 года «стратегической задачей российского военно-промышленного комплекса (ВПК) является обеспечение вооружения для специальной военной операции в полном объеме». Для этого необходимо, в том числе, обеспечить стабильно высокое качество комплектующих изделий. Во многих образцах современной военной техники – антеннах радиотелескопов, системах спутниковой связи, системах наведения вооружения (СНВ), передача движения от двигателя к исполнительному органу происходит через механическую передачу, обычно через редукторы (см. рисунок 1), которые производятся в большинстве случаев на специализированных предприятиях ВПК в рамках кооперации.

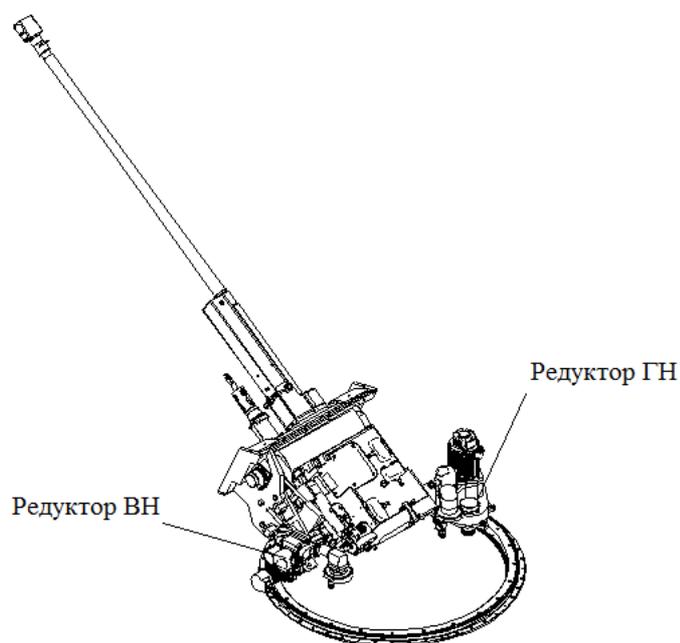


Рисунок 1 – Механическая передача СНВ

Система наведения вооружения, как правило, состоит из двух электроприводов (ЭП), осуществляющих перемещение блока оружия по азимуту

и углу места. К редуктору, как составной части следящего электропривода СНВ, предъявляются повышенные требования, в том числе по плавности его вращения. Анализируя режимы функционирования СНВ установлено, что плавность вращения редукторов достигается при обеспечении минимальной скорости наведения ЭП без рывков и остановок. Недостаточная плавность вращения редуктора вызвана резким изменением углов поворота зубчатых колес, обусловленных погрешностями их изготовления. Это приводит к систематически возникающим мгновенным ускорениям ведомых зубчатых колес, вибрациям, повышенному шуму и снижению эксплуатационных характеристик СНВ. На этапе разработки ЭП проблема частично решается следующими методами: синтез параметров звеньев коррекции, оптимизация структуры ЭП и настройка обратных связей. В условиях серийного производства требуется демонтаж и замена механизма, установленного в СНВ. Как показала практика, замена требует большого количества времени, поэтому необходимо разработать методику количественной оценки плавности механической передачи для отбраковки до установки редуктора в ЭП. Используемая на предприятиях в настоящее время методика отбраковки редукторов по плавности вращения несовершенна и заключается в измерении скачков момента трения при помощи шкива и динамометра. Это косвенное измерение, не объективно оценивающее плавность вращения, поскольку измерительное устройство не может регистрировать мгновенные изменения момента трения. В результате необходимо обеспечить плавное вращение редуктора, но при этом отсутствует современная методика, позволяющая отбраковывать механизмы с недостаточной плавностью. Принимая во внимание изложенное, разработка методики отбраковочных испытаний редукторов по критерию плавности вращения является актуальной задачей.

**Степень разработанности темы.** Вопросы качества выходного движения, применительно к ЭП, представлены в трудах И. И. Артоболевского, В. А. Бесекерского, Б. В. Новоселова, Б. К. Чемоданова, Е. П. Попова, О. П. Михайлова, В. В. Морозова и других ученых. Большое количество исследований посвящено вопросам синтеза ЭП по критериям плавности. В этом направлении работы

проводили В. В. Морозов, А. Б. Костерин, Е. А. Новикова, А. В. Жданов, С. А. Егоров. В свою очередь работ о методах определения плавности вращения редукторов практически нет, а вопрос о методах ее обеспечения не затронут.

**Объект исследования** – механизмы точного позиционирования мобильных объектов машиностроения, в том числе редукторы СНВ мобильных машин.

**Предмет исследования** – методы оценки технического состояния механизмов, в том числе методика отбраковки редукторов мобильных объектов машиностроения по критерию плавности вращения.

**Целью исследования** является обеспечение достоверности и повышение точности оценки плавности вращения, а также отбраковка «не годных» по критерию плавности вращения редукторов. Указанная цель достигается решением следующих задач:

1. Выполнить аналитическое исследование используемых в настоящее время критериев плавности вращения, средств и методов технической диагностики редукторов.
2. Разработать критерий для отбраковки редукторов по плавности вращения, метод определения плавности вращения и методику ее обеспечения.
3. Разработать имитационную модель механизма и провести модельные исследования факторов, влияющих на плавность его вращения.
4. Реализовать результаты диссертационных исследований в научно-производственной деятельности предприятий реального сектора промышленности.

**Соответствие паспорту специальности** - содержание диссертационного исследования соответствует п. 5 «Методы исследования и оценки технического состояния объектов машиностроения, в том числе на основе компьютерного моделирования» паспорта научной специальности 2.5.2 – «Машиноведение» (технические науки).

**Научная новизна результатов исследования:**

1. В результате выполненного аналитического исследования определены критерии и показатели плавности механизмов точного позиционирования

мобильных объектов машиностроения, отличающиеся применением информационно-измерительных средств регистрации, контроля и оценки параметров внутриузлового колебательного процесса и характеристик вынужденной вибрации следящих электроприводов в рабочем диапазоне скоростей вращения редукторов.

2. Впервые разработанный метод определения плавности вращения редукторов основан на сопоставлении опорного спектра виброскорости внутриузловых колебаний с регистрируемым спектром в диапазоне частот зубозацепления и вращения валов редукторов в электроприводах и отличается возможностью оперативной отбраковки редукторов по критерию плавности вращения, а также возможностью выявления источников внутриузловых вибраций, предопределяющих погрешность позиционирования электроприводов мобильных объектов (Патент РФ № 2765520).

3. Разработанная методика создания редукторов с высокой плавностью вращения отличается выбором смазочного материала, основанным на регистрации внутриузловых колебаний отдельных ступеней кинематической цепи механизмов и необходимостью выполнения процедуры сопоставительного изучения вибрационных характеристик механизмов мобильных объектов с последующей реализацией процессов внутриузловой прикатки кинематических пар.

4. Разработанная имитационная модель механизма точного позиционирования следящего электропривода отличается возможностью проведения виртуального исследования закономерностей влияния внешних и внутренних физико-механических и спектрально-частотных динамических воздействующих факторов колебательного движения на плавность вращения редукторов с учетом технологических погрешностей изготовления деталей и кинематических пар.

5. Разработанные методики и результаты исследований отличаются востребованностью на предприятиях ВПК при изготовлении высокоточных

механизмов электромеханических приводов мобильных объектов машиностроения.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Значимость работы состоит в разработке критерия плавности вращения редуктора как спектральной характеристики, количественной оценки плавности, внедрением соответствующих методик в производственную деятельность АО «Ковровский электромеханический завод» (КЭМЗ) и ОАО «Специальное конструкторское бюро приборостроения и автоматики» (СКБ ПА) г. Ковров. С использованием разработанного контрольного стенда – нагружателя по предложенной автором методике контроля проходят испытания редукторы для использования в СНВ (КЭМЗ г. Ковров). Разработанная имитационная модель редуктора составила теоретическую основу методик обеспечения плавности вращения, а разработанный метод проверки плавности вращения редуктора на стадии его изготовления является новым в сфере решения задач повышения точности позиционирования следящего электропривода. Результаты диссертационной работы составили теоретическую базу для исследований, проводимых в Ковровской государственной технологической академии (КГТА). Материалы работы использованы в учебном процессе КГТА на кафедре гидропневмоавтоматики и гидропривода (ГПА и ГП).

Научно-практическая значимость работы подтверждена рецензируемыми публикациями в журналах и сборниках научных трудов, докладами на научных конференциях международного и российского уровня, а также патентом РФ на изобретение.

**Методология и методы исследования.** При решении поставленных в диссертационной работе задач использовались методы математического моделирования, экспериментального исследования механизмов, а также аналитические исследования, имитационное моделирование и современные научно-методологические достижения в области вибрационной диагностики.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Сформулированное понятие плавности вращения механизмов точного позиционирования мобильных объектов обеспечивает возможность ее оценки с применением информационно-измерительных средств регистрации посредством анализа внутриузлового колебательного процесса.

2. Метод определения плавности, основанный на установленной закономерности взаимосвязи между вибрационными характеристиками механизма точного позиционирования и параметрами следящего электропривода, обеспечивает возможность отбраковки механизмов по критерию плавности вращения с погрешностью не более 10 %, а также принятия решения об устранении не плавности.

3. Метод достижения плавности вращения механизмов точного позиционирования, основанный на реализации процесса внутриузловой прикатки кинематических пар, обеспечивает достижение требуемых характеристик точности следящего электропривода за счет снижения времени переходного процесса на 40 %.

4. Разработанная имитационная модель следящего электропривода, включающая в себя модель механизма точного позиционирования, учитывает внутренние физико-механические факторы и обеспечивает возможность проведения виртуального исследования плавности вращения механизмов методом спектрального анализа с учетом технологических погрешностей изготовления деталей.

5. Разработанная методика оценки влияния смазочных материалов на внутриузловую вибрацию механизмов точного позиционирования обеспечивает возможность выбора смазки с учетом режимов работы отдельных ступеней кинематической цепи механизма для получения требуемой плавности вращения.

**Степень достоверности результатов** диссертационной работы обеспечена корректностью постановки задач, правомерностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, использованием измерительных приборов, зарегистрированных в Государственном реестре средств измерения;

подтверждается количественным и качественным совпадением полученных результатов с результатами опытных исследований.

**Апробация результатов исследования.** Материалы и результаты диссертационной работы обсуждались на следующих научно-технических конференциях: XIX Всероссийской научно-практической конференции "Проблемы развития и применения средств ПВО на современном этапе. Средства ПВО России и других стран мира, сравнительный анализ", г. Ярославль, Россия, 15-19 октября 2018 года; XV Международной научно-практической конференции "Актуальные вопросы в науке и практике", г. Самара, Россия, 1 марта 2019 года; XIX Международной научно-практической конференции "Актуальные вопросы современной науки", г. Томск, Россия, 14 марта 2019 года; Международной научно-практической конференции «Иноватика в современном мире: опыт, проблемы и перспективы развития», г. Уфа, Россия, 16 декабря 2019 года; Всероссийской научно-технической и научно-методической конференции «Современные проблемы надежности и техносферной безопасности: образование, наука, практика», г. Ковров, Россия, 6 декабря 2019 года; III Международной научно-практической конференции «Фундаментальные и прикладные аспекты развития современной науки», г. Уфа, Россия, 21 августа 2020 года; Научно-технической конференции, посвященной 45-летию кафедры «Гидропневмоавтоматика и Гидропривод» Ковровской Государственной Технологической Академии имени В. А. Дегтярева, г. Ковров, Россия, 2 октября 2020 года.

**Публикации.** Основное содержание диссертационной работы изложено в 15 публикациях, 4 из которых – в рецензируемых научных изданиях из перечня ВАК, характеризующихся квартилями К1 и К2, 3 работы в специальных рецензируемых изданиях. Получен 1 патент РФ на изобретение, опубликовано 7 тезисов докладов в материалах международных и всероссийских научно-технических конференций.

**Личный вклад в науку.** Научные задачи, решаемые в процессе диссертационного исследования, а также достигнутые теоретические и

практические результаты сформулированы и подтверждены соискателем лично. Информационные исследования объекта и предмета научной работы, а также разработка планов проведения экспериментальных исследований выполнены лично соискателем ученой степени. Отдельные результаты научно-практических работ выполнены в соавторстве и отмечены в ссылках на совместные публикации.

## **Глава 1 Методы контроля плавности вращения редукторов**

### **1.1 Требования к редуктору как составной части следящего электропривода**

Согласно [8] следящим называется электропривод, обеспечивающий перемещение исполнительного органа рабочей машины в соответствии с произвольно изменяющимися задающими сигналами. Неотъемлемой частью большинства следящих электроприводов является механическая передача, чаще всего редуктор. Требования к характеристикам редукторов со временем возрастают, что обусловлено все более возрастающими требованиями к самому приводу:

- повышение скорости перемещения;
- способность к перегрузкам;
- широкий спектр настройки скорости;
- высокая точность управления и однородность движения во всем диапазоне скоростей (точность управления электропривода – это отношение изменения регулируемой координаты электропривода при изменении возмущения в заданном диапазоне к ее среднему значению);
- максимальная скорость отработки задающего сигнала при апериодическом характере переходных процессов во время торможения и разгона;
- однородность и стабильность характеристик;
- высокая скорость при изменении нагрузки;
- минимальные габариты при большой удельной мощности электродвигателя;
- безотказность работы и хорошая ремонтпригодность.

В то же время характеристики редуктора, как составной части ЭП, должны быть приближены к конечным показателям качества работы следящего ЭП и

давать приближенную их оценку. Отсюда сформулированы требования к редукторам, выполнение которых позволит обеспечить необходимые характеристики электропривода. Эти требования, наиболее важные для редукторов следящих ЭП, не нормируются при применении их в других областях техники.

Первое требование, это плавность вращения редуктора во всем рабочем диапазоне, что обеспечивает точность регулирования ЭП при движении на малых скоростях.

Второе, не менее важное требование, необходимое для обеспечения точности позиционирования ЭП – это величина углового люфта редуктора. В настоящее время требования к диапазону величины механического люфта ЭП находятся в пределах 0,5 мрад, перспективным является значение 0,3 мрад.

Третий важный показатель качества редуктора – это его крутильная жесткость, представляющая собой отношение разности моментов, к разности углов кручения при линейаризации механической характеристики редуктора на заданном участке. Жесткость редуктора определяется величиной крутящего момента, которая требуется для скручивания выходного вала на одну угловую минуту. На жесткость редуктора практически не оказывают влияния технологические погрешности, вызванные погрешностями размеров, погрешностями формы и расположения и др. В основном она определяется конструкцией механизма, то есть жесткостью опор, корпусов, валов и зубчатых передач. Поэтому проблемы повышения крутильной жесткости редукторов в данной работе не исследуются.

Несмотря на достижения в технике и средствах технической диагностики, плавность вращения и люфт редукторов при их производстве контролируется ручными методами. Вместе с тем, отсутствует методика оценки плавности, которую целесообразно применить при серийном производстве для отбраковки. Это ведет к тому, что требуемую плавность вращения редукторов обеспечить затруднительно, она меняется от одного образца техники к другому, а качество контроля люфта находится на низком уровне, и в значительной степени

предопределяется квалификацией рабочего персонала. Это приводит к необходимости отбраковки редукторов после испытаний в составе ЭП, что влечет за собой срыв сроков отгрузки готовой продукции.

## 1.2 Понятие плавности и методы ее контроля

Жесткие требования к качеству движения выходного звена ЭП вызваны все более возрастающими требованиями к системам управления. Поэтому в настоящее время недостаточно синтезировать привода по критериям точности и быстродействия. На передний план выходит плавность перемещения, как наиболее важный показатель качества динамики привода. Выделяются большие классы механизмов, где минимальный люфт и высокая плавность перемещения выходного звена являются главными требованиями.

**Станочные приводы высокой точности.** В конструкции многих типов станков высокой точности с программным управлением – токарных, фрезерных, расточных и шлифовальных неравномерность перемещения недопустима. Это вызвано, в том числе и тем, что при минимальных перемещениях, например при установке межцентровых расстояний, для обработки отверстий на расточных станках не плавность движения и повышенный люфт может приводить к большой погрешности позиционирования [93].

**Приводы наведения и сопровождения.** Среди них наиболее распространены приводы стабилизаторов вооружения, антенн радиолокаторов, телескопов. Особенность этих систем в повышенных требованиях к качеству движения выходного звена, что обусловлено сложным законом движения цели. В то же время качественные характеристики привода, среди которых быстродействие и точность позиционирования, зависят от определенных параметров механической передачи [59].

В силу знакопеременного характера нагрузки, возникающей при функционировании редуктора, для обеспечения более высокой плавности перемещения и точности всей системы необходимо гарантировать безударное

зацепление кинематических пар. [93, 125]. В этом направлении работали И. И. Артоболевский [25, 26], В. А. Бесекерский [30], Б. В. Новоселов [31, 96, 97, 98], Б. К. Чемоданов [119], Е. П. Попов [30], О. П. Михайлов [91], Е. А. Новикова [96]. Основной акцент в этих работах направлен на разработку оптимальных законов управления для обеспечения плавности перемещения. При этом способу оценки механической части привода по критерию плавности вращения уделялось гораздо меньше внимания. Излагая основные требования по плавности движения выходного звена для высокоточных следящих систем, В. А. Бесекерский, дает определение плавности как равномерное движение с низкой скоростью без скачков и остановок, то есть под плавностью работы привода автор понимает отсутствие рывков и остановок выходного звена при постоянной частоте вращения приводного двигателя [30].

В практике применяются различные критерии, позволяющие оценить плавность движения привода, как качество его динамики. Например, определение плавности через коэффициент неравномерности скорости ЭП [74, 96]:

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{cp}}, \quad (1.1)$$

где  $v_{\max}$  – наибольшее значения скорости за цикл, м/с;  $v_{\min}$  – наименьшее значения скорости за цикл, м/с;  $v_{cp}$  – среднее значения скорости за цикл м/с.

Но более правильно с точки зрения объективности определять коэффициент неравномерности посредством требуемого значения скорости  $v_0$ :

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_0}, \quad (1.2)$$

где  $v_0$  – заданное значение скорости м/с.

Приведенные выше критерии разрабатывались для поступательного движения, а также могут быть использованы и для случая вращательного движения. В наибольшей степени точные оценки плавности перемещения изложены в работах И. И. Артоболевского [25, 26]. Далее его подходы в оценках плавности дополнены и развиты Б. В. Новоселовым [99, 100, 101] и В. В. Морозовым [99, 100]. В результате получен метод, который состоит в

определении степени неравномерности движения на бесконечно малом интервале времени  $\Delta t$ . Затем происходит суммирование этой величины для исследуемого участка.

Для учета, как мгновенных ускорений, так и мгновенных изменений ускорения используются критерии плавности первого и второго рода. Критерий первого рода, именуемый еще коэффициентом динамичности, представляет собой отношение момента сил инерции начального движения к кинетической энергии привода:

$$k(t) = \frac{2 \frac{d\Omega}{dt}}{\Omega^2}, \quad (1.3)$$

Критерий второго рода служит для оценки скорости изменения ускорения. Он вычисляется через отношение мгновенной мощности рывка к мгновенной мощности кинетической энергии:

$$\tau(t) = \frac{2 \frac{d^2\Omega}{dt^2}}{\Omega^3}, \quad (1.4)$$

Необходимо учитывать, что в критериях угловая скорость имеет размерность  $s^{-1}$ . Следовательно, они предназначены для оценки вращательного движения и не могут быть прямо использованы в случае с поступательным перемещением [62].

Морозов В. В., Костерин А. Б., Новикова Е. А. в работе [96] определяют плавность перемещения выходного звена электропривода с поступательным движением при помощи следующих критериев:

– показатель плавности первого рода:

$$I_1 = \frac{H}{T} \frac{Var v}{v_0^2} = \frac{H}{T} \int_0^T \frac{|a(t)|}{v_0^2} dt, \quad (1.5)$$

где  $H$  – длина хода штока, м;  $T$  – время наблюдения, с;  $v$  – скорость движения, м/с;  $v_0$  – заданная скорость, м/с.

– показатель плавности 2-го рода:

$$I_2 = \frac{H^2}{T} \frac{Var v}{v_0^3} = \frac{H^2}{T} \int_0^T \frac{|a(t)|}{v_0^3} dt \quad (1.6)$$

Критерий  $I_1$ , представляет интегральную оценку, определяющий среднюю не плавность во всем диапазоне наблюдения. Критерий  $I_2$  оценивает режимы, где происходит резкое изменение ускорения. Крайним вариантом такого режима движения является рывок или удар [93].

В результате установлено, что для оценки плавности приводов существует ряд показателей, позволяющих оценивать плавность выходного движения привода. При этом актуальная задача состоит в определении плавности вращения редуктора отдельно от других элементов привода.

На промышленных предприятиях используется методика оценки плавности редуктора по разности наибольшего и наименьшего момента трения. Контроль происходит непосредственно на редукторе путем вращения входного вала через шкив с тросом и динамометр, через который приводят в движение шкив и контролируют показания (см. рисунок 1.1).

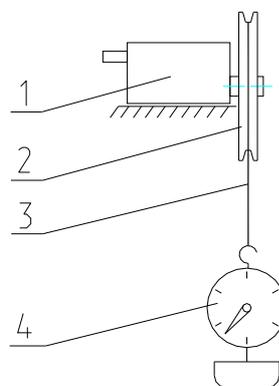


Рисунок 1.1 – Схема контроля плавности вращения редуктора: 1 – редуктор, 2 – шкив, 3 – трос, 4 – динамометр

Показания динамометра пересчитываются с учетом плеча приложения силы в величину момента трения. Достаточная плавность вращения считается, если максимальное и минимальное значение момента трения отличаются не более чем

в 2 раза. Точность данного способа не достаточна, так как зависит от нескольких факторов:

- скорости вращения шкива;
- момента инерции шкива;
- вектора приложения силы.

Наиболее распространен метод контроля плавности вращения редуктора в составе ЭП, который должен обеспечивать минимальную скорость движения объекта регулирования. Как правило, минимальная скорость не должна превышать 0,02 °/с. Также критерием плавности редуктора в составе СНВ является соответствие требованию: «на минимальных и наводочных скоростях допускается не плавность движения объекта не более 0,5 мрад». То есть при заданной (минимальной) скорости движения измеряется угол, характеризующий амплитуду рывков. Таким образом, на практике существуют два метода определения плавности: первый – не обеспечивающий необходимую достоверность измерения, но позволяющий оценить плавность на этапе испытаний редуктора и второй метод, требующий установки редуктора в изделие с электроприводом (что характеризует только плавность ЭП в сборе). Ни один из этих методов не дает количественную оценку плавности вращения редуктора. В обоих случаях дается заключение о соответствии или не соответствии заданным значениям, косвенно характеризующих плавность вращения механизма. В результате плавность вращения редукторов не стабильна и зависит от квалификации рабочего персонала. Необходимо принимать меры по повышению точности оценки плавности вращения и разработать методику отбраковки редукторов по критерию плавности.

### **1.3 Люфт редуктора. Причины и методика измерения**

В машинах и оборудовании, где отдельные механические элементы кинематически связаны между собой, существует люфт. Применительно к

системам управления люфт – это свободное пространство, возникающее при перемещении связанных между собой механических элементов. Как правило, люфт в механических системах отрицательно влияет на характеристики объекта регулирования. Для следящего электропривода люфт характеризуется величиной, на которую может быть повернут элемент управления, при этом каких либо изменений в системе не будет. [60]. Как правило, величина люфта со временем возрастает, поскольку происходит износ деталей в механизме. При этом определённый люфт в механизмах необходим, в том числе для устойчивой работы в заданном диапазоне температур [60]. Величина углового люфта редуктора складывается из нескольких составляющих. Основную часть вносят боковые зазоры в зацеплениях. ГОСТ 1643-81 устанавливает виды сопряжений зубчатых колес и соответствующие им боковые зазоры. Так чтобы исключить заклинивание зубчатой передачи из стали или чугуна от нагрева при разности температур шестерней и корпуса в  $25^{\circ}\text{C}$ , применяется вид сопряжения «В». Это сопряжение обеспечивает минимальную величину бокового зазора [43]. Также на величину люфта оказывают негативное влияние [49]:

- радиальные зазоры в подшипниках;
- зазоры в шпоночных или шлицевых соединениях вала и шестерни;
- посадка подшипников на вал и в корпусе.

В следящих электроприводах, как правило, применяют редукторы с суммарным люфтом 3...5 мрад, что обеспечивает требуемую точность позиционирования за минимальное время.

Применяемая на производстве редукторов методика измерения люфта состоит в следующем. При застопоренном при помощи специального стопорного винта или технологического приспособления входном вале редуктора измерительный наконечник индикатора устанавливается с достаточным натягом перпендикулярно к боковой поверхности одного из зубьев выходной шестерни редуктора (см. рисунок 1.2).

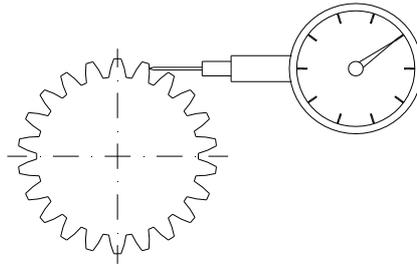


Рисунок 1.2 – Схема измерения люфта

С помощью ключа динамометрического прикладывается к выходной шестерне момент силы в одну сторону, равный  $(15 \pm 1,5)$  Нм, плавно снижается до нуля, устанавливается нуль шкалы индикатора напротив стрелки, прикладывается момент силы  $(15 \pm 1,5)$  Нм в противоположную сторону и фиксируется показание индикатора. Линейные показания индикатора пересчитывают в угловой поворот шестерни.

Операция по замеру люфта не является сложной, но требует квалифицированного исполнения ввиду сложности установки индикатора, который должен быть расположен строго по нормали к боковой поверхности зуба. Дополнительные сложности вызывает тот факт, что при повороте зуба угол установки индикатора меняется. В результате процесс замера люфта длительный, а объективность результата сильно зависит от квалификации оператора, производящего контроль. Необходимо автоматизировать процесс с целью обеспечения объективности измерений.

#### **1.4 Анализ причин, вызывающих не плавность работы редуктора**

Разработка методики оценки плавности вращения редуктора требует детального изучения причин, вызывающих не плавности в работе редуктора. Ввиду того, что работа посвящена характеристикам редукторов на стадии изготовления, то есть до введения в эксплуатацию, в исследованиях не рассматривается не плавность, вызванная дефектами зубьев, связанная с физическим износом, выкрашиванием, трещинами. Также в исследовании не

рассматривается вибрация корпуса, вызванная вращением подшипников, поскольку она фоновая в высокочастотной области спектра и при использовании качественных подшипников одинакова от образца к образцу.

Схема редуктора, как объекта диагностики, изображена на рисунке (см. рисунок 1.3). Структурно редуктор состоит из подшипниковых узлов и зубчатых зацеплений [51, 143]. Для каждого узла характерны свои дефекты, которые отрицательно влияют на плавность вращения редуктора.

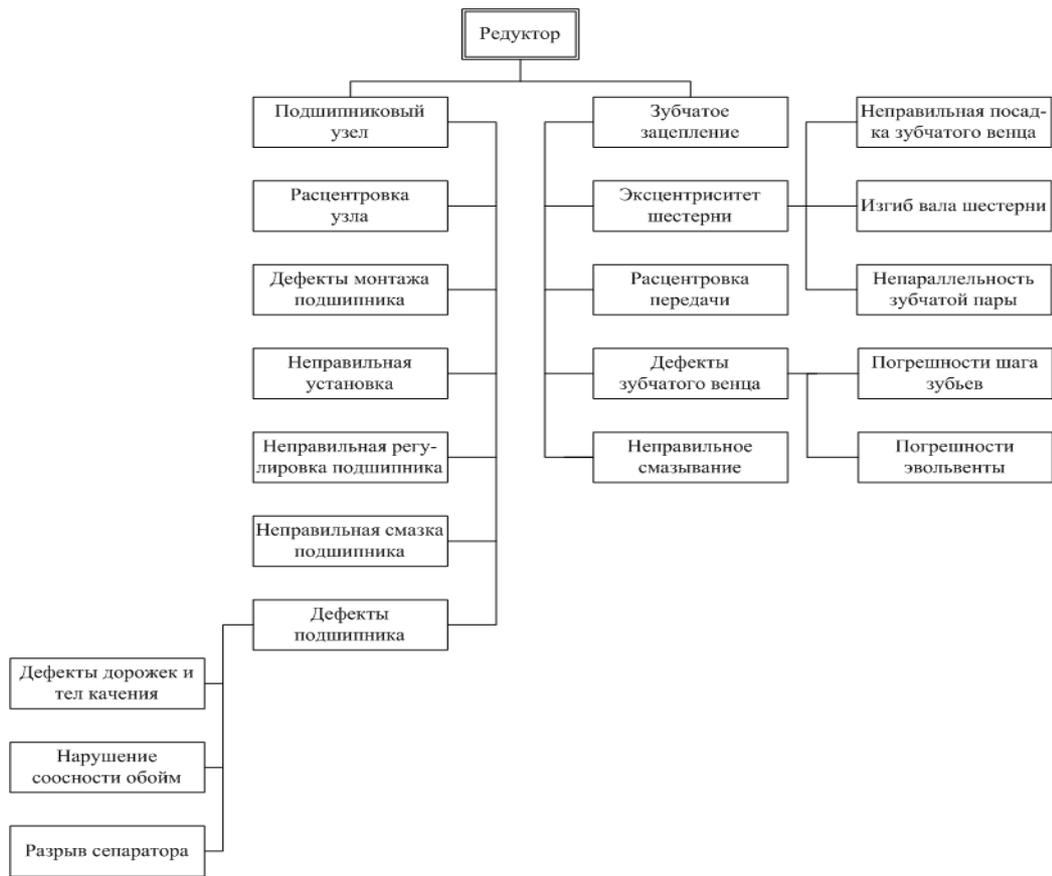


Рисунок 1.3 – Схема зубчатого редуктора, как объекта диагностики

Не плавность вращения редуктора вызвана конструктивными факторами и погрешностями изготовления, которые носят технологический характер [33]. Конструктивные факторы, оказывающие наибольшее влияние на плавность работы редуктора:

– Тип зубчатой передачи. Плавность и малый шум работы достигается использованием передач с параллельными осями. Напротив, передачи с

пересекающимися осями не желательно использовать для достижения высокой плавности вращения [62, 65, 66, 77, 78].

– Модуль зубчатой передачи. Малый модуль наиболее предпочтителен, поскольку с уменьшением модуля происходит увеличение торцового и осевого коэффициентов перекрытия и происходит снижение вибраций в зацеплениях. Необходимо учитывать, что уменьшение модуля приводит к уменьшению размеров зубьев. Следовательно, допускаемые нагрузки на них также уменьшаются, в результате чего возникает необходимость увеличения делительного диаметра, ширины зубчатых колёс и т. п. [62, 89].

– Угол зацепления зубчатой передачи. С целью снижения шума зубчатой передачи необходимо использовать минимально допустимый угол зацепления. При необходимости увеличения нагрузочной способности передачи, целесообразно применять угол зацепления  $\alpha = 25^\circ$ . Но при этом вследствие снижения торцового коэффициента перекрытия увеличивается шум передачи. Как показала практика, для бесшумной работы передачи с высокой нагрузочной способностью необходим угол зацепления  $\alpha = 20^\circ$  [62].

– Модификация зуба. В результате исследований установлено, что для снижения шума и повышения плавности работы необходима модификация профилей зубьев тяжело и легко нагруженных передач. При этом модификация позволяет компенсировать как погрешности изготовления и монтажа, так и упругие деформации зубьев [81]. С целью снижения динамических нагрузок применяется фланкирование головок и ножек зубьев [67, 68, 116, 128]. Еще одним эффективным способом модификации профилей является придание зубьям бочкообразной формы. Этот способ позволяет минимизировать погрешности монтажа и упругие деформации элементов передачи, а также гарантировать пятно контакта в средней части боковой поверхности и зубьев [36-43, 62, 113].

– Корпус. Грамотно спроектированный корпус препятствует распространению звука наружу. В силу своих конструктивных особенностей литые корпуса демпфируют вибрацию эффективнее, чем сварные. Но корпуса, изготовленные сваркой, обычно прочнее и дешевле в изготовлении [82, 109].

– Резонанс. Основным условием постоянной бесперебойной работы редуктора является отличие рабочих скоростей валов не менее чем на 20 % от их критических скоростей, а также от частот зубозацеплений механизма. Как показывает практика, для безаварийной работы достаточно отличия 10 – 15% собственных частот механизма от возмущающих частот [62, 124].

– Вязкость смазки. Поскольку более вязкая смазка эффективнее гасит вибрацию в зубозацеплении, ее применение наиболее целесообразно для обеспечения плавности. Однако для зубчатых передач, работающих при высоких скоростях, применение легких сортов турбинного масла наиболее предпочтительно [126]. В случае, если снижение КПД не критично для работы механизма, используют более вязкое масло, либо консистентную смазку [62].

Выше рассмотрены основные конструктивные факторы, но имеются и другие, которые не оказывают существенного влияния на плавность и бесшумность работы передачи.

Среди технологических погрешностей изготовления существует две группы – погрешности изготовления и погрешности сборки. Погрешности изготовления касаются отдельных деталей редуктора, среди которых зубчатые колеса, корпусные детали, валы. Среди погрешностей изготовления деталей выделяются [35, 46, 62, 79]:

- Погрешность профиля эвольвенты и погрешность шага зубьев;
- Погрешности изготовления геометрических размеров различных деталей вращения (см. рисунок 1.5);
- Погрешности изготовления корпусных деталей [62].

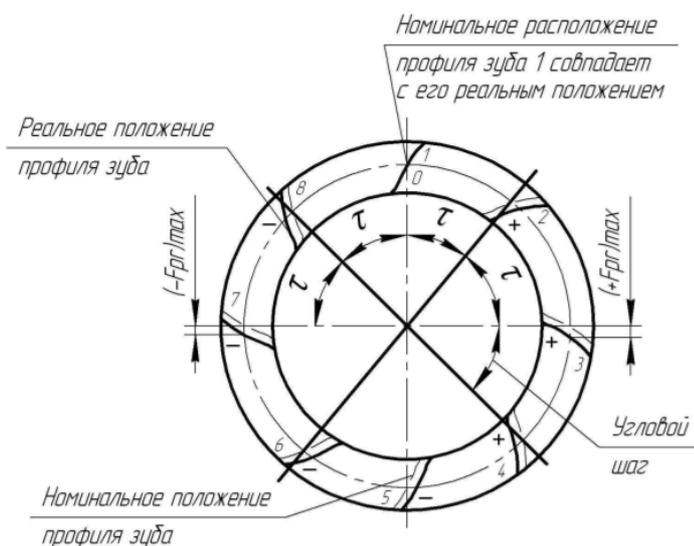


Рисунок 1.4 – Погрешность шага  $F_{pr}$

На рисунке 1.4 представлен результат совмещения проекции зубчатого венца проверяемого колеса с идеальным контуром этого венца. При совмещении профиля одного из зубьев с соответствующим теоретическим профилем, профили остальных зубьев колеса не совпадают с проверяемым контуром [62].

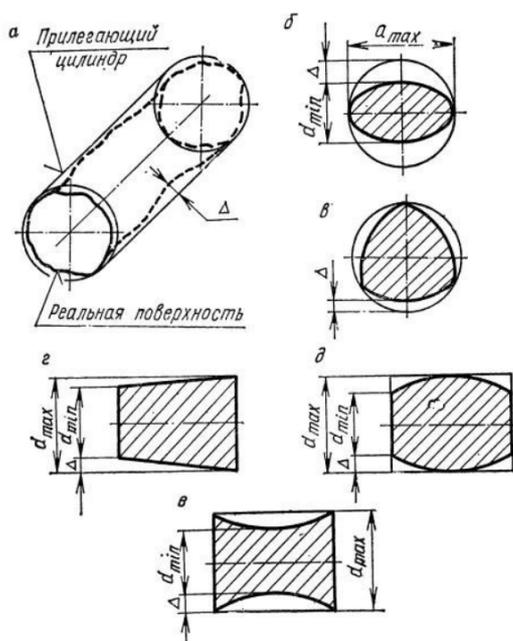


Рисунок 1.5 – Погрешности формы цилиндрических поверхностей:

а – нецилиндричность, б – овальность, в – огранка, г – конусообразность, д – бочкообразность, е – седлообразность

Погрешности сборки включают в себя [46, 87]:

– Установка зубчатого колеса на вал (см. рисунок 1.6), в результате которой возникает радиальное или торцевое биение, эксцентриситет и т. д.;

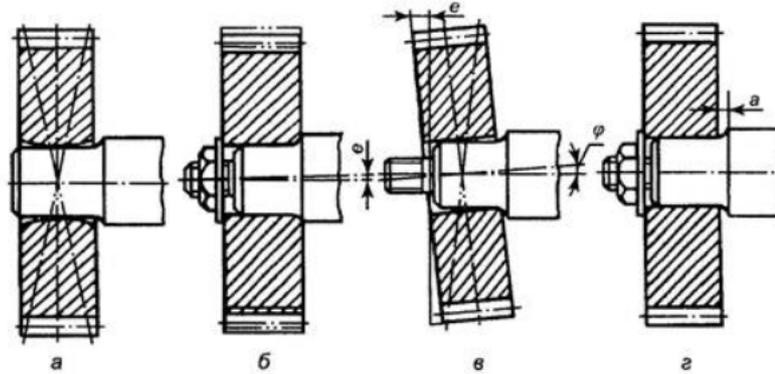


Рисунок 1.6 – Погрешности установки зубчатого колеса на валу:

а – качание на шейке вала, б – радиальное биение, в – торцевое биение, г – неплотное прилегание к буртику

– Неправильный монтаж подшипников;  
 – Неверная регулировка зубчатого зацепления [112, 127], контролируемая по пятну контакта (см. рисунок 1.7).

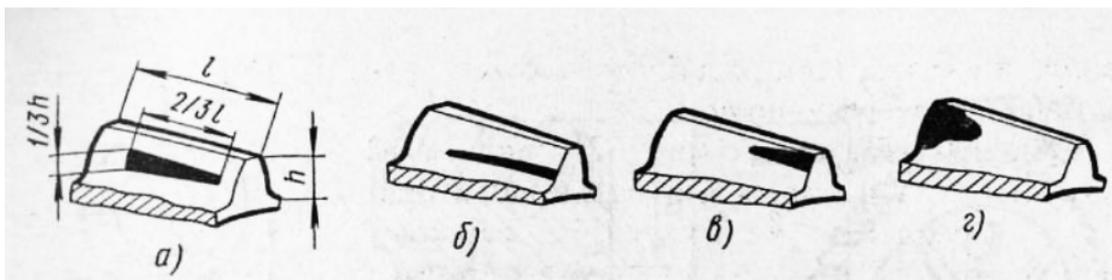


Рисунок 1.7 – Расположение пятен контакта:

а – правильное зацепление, б – недостаточный зазор, в, г – не отрегулированный межосевой угол

На основании вышеизложенного установлено, что на плавность работы редуктора влияет ряд факторов, среди которых технологические погрешности изготовления и сборки, а также особенности конструкции (см. рисунок 1.8) [62].



Рисунок 1.8 – Причины не плавности вращения редуктора

Разработка метода оценки плавности вращения редуктора предполагает наличие определения плавности. Анализ литературных источников показал, что не плавность может быть вызвана как динамическими ударами внутри механизма, приводящими к шуму и вибрациям, так и кинематическими погрешностями, приводящими к крутильным колебаниям. Динамические удары чаще всего вызваны двумя причинами – погрешностями изготовления и износом. В течение времени контактирующие поверхности зубьев шестерен подвергаются неравномерному износу: зона полюсной линии зубьев изнашивается меньше чем их вершина и основание [102, 103, 129]. Причина возникновения крутильных колебаний состоит в кинематической погрешности наборов зубчатых передач, из которых состоит редуктор. В конечном счете, суммарная величина кинематической погрешности всего набора зубчатых передач передается зубчатому колесу, которое жестко связано с выходным валом. В результате крутильных колебаний кинематической цепи возникает вибрация, сопровождающаяся шумом. Следовательно, плавность вращения редуктора может

быть оценена с применением информационно-измерительных средств регистрации параметров внутриузлового колебательного процесса [А23].

### 1.5 Постановка цели и задач исследований

Анализ литературных источников показал, что на плавность вращения механизмов точного позиционирования мобильных объектов оказывает влияние ряд факторов, носящих в основном технологический характер. Основные из них это погрешности изготовления и сборки. Для оценки плавности вращения существует ряд критериев, позволяющих оценивать плавность выходного движения привода. Но все существующие критерии плавности ориентированы на измерение скорости ЭП, что может быть реализовано либо в составе ЭП, либо с использованием громоздкого и дорогостоящего стендового оборудования [62]. В условиях кооперации среди предприятий ВПК механизмы точного позиционирования изготавливаются на специализированных организациях вдали от изготовителей ЭП. Поэтому актуальная задача состоит в достоверном определении плавности вращения редукторов на стадии их изготовления, так как действующая на предприятиях методика проверки плавности вращения редукторов не отвечает современным требованиям в силу своей низкой точности. Таким образом, цели и задачи исследования состоят в следующем.

**Цель исследования** состоит в обеспечении достоверности и повышении точности оценки плавности вращения, а также в отбраковке «не годных» по критерию плавности вращения редукторов. Для достижения указанной цели требуется решить следующие **задачи**:

1. Выполнить аналитическое исследование используемых в настоящее время критериев плавности вращения, средств и методов технической диагностики редукторов.
2. Разработать критерий для отбраковки редукторов по плавности вращения, метод определения плавности вращения и методику ее обеспечения.

3. Разработать имитационную модель механизма и провести модельные исследования факторов, влияющих на плавность его вращения.

4. Реализовать результаты диссертационных исследований в научно-производственной деятельности предприятий реального сектора промышленности.

### **1.6 Выводы по главе 1**

1 Приведены основные требования к редуктору, используемому в следящем электроприводе. Плавность вращения и угловой люфт редуктора являются определяющими параметрами для получения необходимого качества следящего электропривода.

2 Изучены основные критерии плавности следящих электромеханических приводов, приведены используемые на предприятиях методы оценки плавности вращения механических передач. При этом установлено, что ни один из методов не дает точную оценку плавности вращения редукторов, которую возможно использовать в производстве для отбраковки.

3 Проведено исследование и анализ причины не плавности вращения редукторов. Установлены основные из этих причин – это технологические погрешности сборки и погрешности изготовления деталей.

## Глава 2 Методы исследования

При выборе методов исследования плавности вращения механизмов точного позиционирования возникает необходимость уточнения определения «плавность» применительно к механическим передачам и к редукторам, в частности. Исследование причин недостаточной плавности вращения редукторов показало, что большинство из них носит технологический характер и вызвано погрешностями изготовления кинематических пар и погрешностями сборки механизмов [86]. В процессе работы редуктора эти погрешности вызывают внутриузловые динамические удары и крутильные колебания кинематических пар. Все это приводит к шуму и вибрациям. Таким образом, под плавностью вращения редуктора необходимо понимать крутильные колебания выходного вала, вызванные кинематическими погрешностями зубчатых пар, проявляющиеся также повышенным трением, шумом и вибрацией.

### 2.1 Обзор методов технической диагностики редукторов

С целью выбора современного метода диагностирования, пригодного для оценки плавности работы редуктора, необходимо провести анализ современных методов технической диагностики. В нормативно-технической документации понятие «техническая диагностика» представлено как область знаний, которая соединяет воедино теорию, методы и средства оценки технического состояния объектов. При этом задача диагностики – контроль технического состояния, поиск места и определение причин отказа, а также прогнозирование технического состояния [14]. На практике существуют различные методы диагностики и определения технического состояния редукторов [2, 3, 4, 14, 103, 114, 140]. На рисунке 2.1 представлены основные из этих методов, которые широко применяются в современной промышленности при диагностировании редукторов в сборе зубчатых передач в отдельности. [100].



Рисунок 2.1 – Основные методы технической диагностики

*Трибодиагностика* является эффективным методом диагностирования различных редукторов по анализу продуктов износа в масле. Отечественным основоположником этого метода являются ученые Российского Государственного Университета нефти и газа имени И. М. Губкина. Для определения концентрации продуктов износа в отработанной смазке наиболее распространены спектральные методы, характеризующиеся высокой точностью и чувствительностью [103]. Анализируя пробы масла, определяют концентрацию в масле материала трибосопряжения, по величине которой оценивают средний износ соответствующей детали [100]. В качестве повседневной практики трибодиагностика используется только для обслуживания газотурбинных двигателей [52]. Для контроля частиц изнашивания в пробах масла в лаборатории диагностики ОАО «Аэрофлот» применяются атомно-эмиссионные спектрометры МОА фирмы «БЭРД» и рентгеновские анализаторы «Спектроскан Макс-ОУ» (изготовитель – НПО «Спектрон», г. Санкт-Петербург). Широкий спектр аппаратуры феррографического анализа, дает возможность дополнительно спектральному анализу определять размер, форму и количество частиц износа в исследуемой пробе масла [103]. Недостатки данного метода – высокая стоимость диагностического оборудования, значительное время диагностики, требования к квалификации персонала.

Для предварительной оценки технического состояния механизма используется *органолептический метод* [103]. Предварительный вывод о характере дефекта в неисправном механизме делается на основе анализа дополнительных шумов, стуков. При этом решение принимается по результатам анализа чувственных восприятий, поэтому точность метода зависит от квалификации, опыта и способностей лиц, проводящих диагностирование. Принятое решение определяется диагностическими правилами «если – то» и имеет характер «соответствует – не соответствует. Для каждого узла в механизме диагностические признаки свои [100]. Основной органолептический метод, который используется для анализа состояния зубчатого редуктора в процессе эксплуатации, это анализ его шумов. Практически – это слуховое восприятие, меняющее акустическую картину механизма и позволяющее оценивать наиболее частые и значимые повреждения [А53, 143]. При повышенном биении зубчатого венца, для оценки дисбаланса или для диагностики ослабления посадки деталей этот метод достаточно эффективен. Диагностические признаки – изменение уровня шума, ритма или тональности.

В диагностической практике используются следующие отклонения от нормы:

- глухие толчки, сопровождающие изменение направления вращения вала свидетельствуют об износе шлицевых или шпоночных соединений, элементов муфт;
- тихие стуки низкого тона свидетельствуют о плохой соосности соединительных муфт, ослаблении шпоночного соединения;
- металлический стук сопровождает повреждения соединительных муфт;
- слабый писк вызван проскальзыванием ремней ременной передачи;
- резкие удары большой частоты соответствуют неправильной сборке карданных валов [118].

Как итог, органолептический метод, несмотря на свою субъективность, позволяет принять предварительное решение о состоянии механизма.

*Визуальный осмотр* труднодоступных зон механизмов с помощью эндоскопов в некоторых случаях позволяет локализовать дефектный узел [143]. Эндоскоп – это имеющий осветительную систему оптический прибор, который предназначен для осмотра внутренних элементов контролируемого объекта [17]. Эндоскопы оснащаются источником света и встроенной камерой, которая дает возможность отображать информацию на мониторе. Конструкции эндоскопов самые разнообразные: гибкие и жесткие, волоконно-оптические и линзовые [103]. Существующая инструкция по визуальному и измерительному контролю РД 03-606-03 определяет порядок использования эндоскопов. Согласно этому документу визуальный контроль возможно проводить как невооруженным глазом так и с применением оптических приборов (луп, микроскопов, эндоскопов) до 20-кратного увеличения. Необходимо отметить, что данный вид диагностики, несмотря на высокую стоимость оборудования, получил широкое распространение, особенно на предприятиях нефтегазового комплекса. К его недостаткам, кроме стоимости, относится зависимость от человеческого фактора, поскольку затруднительно дать объективную оценку при решении задачи распознавания.

*Параметрическая диагностика (ПД)* – это контроль нормируемых показателей работы оборудования, а также диагностика их опасных изменений [2, 3, 4]. ПД используется для управления и аварийной защиты оборудования. При этом диагностическая информация включает в себя совокупность отклонений величин диагностируемых параметров от номинальных значений. Системы ПД как правило включают в себя два и более каналов контроля рабочих процессов. Наиболее часто ПД применяется для контроля состояния гидравлических насосов и поршневых машин. Результаты измерений, как правило, передаются на персональную электронно-вычислительную машину для регистрации и обработки. Наиболее эффективно ПД используется при оценке технического состояния газоперекачивающих агрегатов (ГПА) [131]. Об изменении технического состояния машины или отдельных ее элементов судят по изменению характеристик и рабочих параметров. Изменение, как правило,

оценивается путем сравнения исходных характеристик исправного агрегата и работающего агрегата в данный момент времени. Исходные характеристики могут быть сняты и во время проведения стендовых, сдаточных или других видов испытаний. Отсутствие изменений в характеристиках агрегата свидетельствует о его рабочем состоянии, а изменение характеристик будет говорить об изменениях, происходящих в ГПА. Эффективность этого метода зависит от корректности выбора исходных данных и от совершенства диагностических алгоритмов, используемых для обработки собранных данных. Практическое внедрение метода направлено на разработку программ расчета выходных параметров агрегатов. Недостаток метода заключается в необходимости учета влияния внешних условий на выходные параметры агрегата [131].

*Метод поверхностной активации (МПА)* разрабатывался российскими учеными в МГТУ им. Н. Э. Баумана. На контролируемом участке поверхности объекта устанавливается радионуклидная метка, интенсивность излучения которой изменяется в процессе работы агрегата. Данный метод используется при контроле процессов деградации отдельных деталей машин и оборудования. Кроме того МПА применяется для контроля износа элементов редуктора, при котором в процессе работы происходит унос смазкой радиоактивного вещества и ее излучение уменьшается. Затем, пользуясь специальными графиками, изменение излучения пересчитывается в величину износа [100]. Метод поверхностной активации позволяет измерить износ и коррозию бесконтактным методом. Контроль возможен даже для тех частей оборудования, доступ к которым во время работы отсутствует. Точность метода исключительно высокая (0,01...0,1 мкм). Использование МПА состоит из трех этапов:

- подготовительное изучение объекта;
- установка радионуклидных меток;
- контроль степени износа или коррозии.

Вышеупомянутый метод используются при определении износа агрегатов газовой и нефтехимической промышленности. ГОСТ Р 52028-2003 устанавливает методы поверхностной активации для измерения износа и коррозии деталей

машин, изготовленных из любых материалов, за исключением органических, активация которых невозможна. На основе МПА разработано и экспериментально проверено большое количество различных методик контроля износа. При этом многие из методик применяются для выполнения испытаний машин в промышленности по ускоренной программе, а также в научно-исследовательских организациях и вузах [107]. Недостатков у МПА практически нет. Присутствует небольшой уровень радиоактивности деталей, но он не требует радиационной защиты.

*Вибрационный метод (вибрационная диагностика).* Метод основан на информации, содержащейся в колебательных процессах. Согласно [13, 15, 16], вибрация – движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин, а вибрационная диагностика – техническая диагностика, основанная на анализе вибрации объекта диагностирования. Большинство дефектов агрегатов, подвергающихся механическому воздействию от движущихся частей, характеризуется собственным портретом вибрации. Измеряя характеристики вибрации, имеется возможность оценить как общее техническое состояние агрегата, так и локализовать дефект по изменению его вибрационных характеристик [100]. За последнее время произошло существенное совершенствование измерительной и анализирующей техники в точности, универсальности, и в конструктивном исполнении [99, 115]. Широкое использование техники на основе микропроцессоров позволило качественно улучшить измерение параметров вибрации. Применение пьезоэлектрических датчиков вибрации, в которых механические колебания преобразуются в электрические сигналы, позволило проводить измерения механических колебаний с высокой точностью. Аппаратура для измерения стала высокоточной и миниатюрной. [100, 104]. Вибрационный метод активно используется во всех отраслях промышленности [27, 28, 34]. Ниже приведены некоторые примеры использования вибродиагностики в различных отраслях техники.

*Авиационная техника (АТ)*

Использование методов вибродиагностики в АТ рассмотрено в работах [48, 84, 141, 145]. Наиболее распространенный тип вибрации в АТ – это вибрация, вызванная механическим дисбалансом ротора газотурбинного двигателя (ГТД). Максимально допустимые уровни вибрации ГТД, а также требования по контролю установлены в [18]. Дисбаланс является одной из основных причин вибрации ротора. Его причины могут быть механического, аэродинамического и теплового характера. При эксплуатации контроль уровня вибрации проводится с помощью штатной аппаратуры воздушного судна. Наиболее часто аппаратура для контроля вибрации состоит из вибропреобразователей, электронного блока, световой сигнализации превышения уровня вибрации и стрелочного указателя величины вибрации. На рисунке 2.2 пример схемы контроля вибрации с одним датчиком [141].

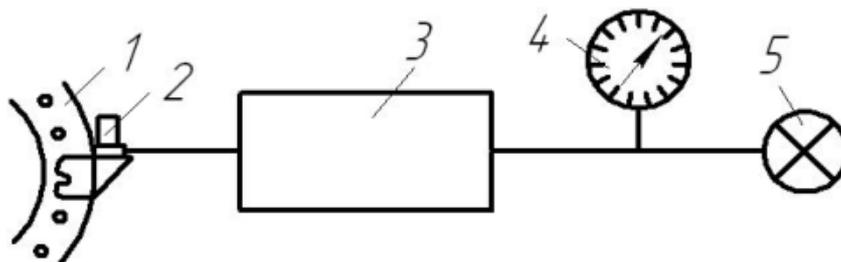


Рисунок 2.2 – Схема канала виброконтроля: 1 – двигатель; 2 – датчик вибрации; 3 – электронный блок; 4 – стрелочный указатель; 5 – сигнальная лампа

При работе ГТД его механические колебания с помощью датчика вибрации, установленного на корпусе двигателя, преобразуются в электрический сигнал, который после усиления и частотной фильтрации электронным блоком обрабатывается, и вычисляются параметры, характеризующие величину вибрации. Затем на стрелочный указатель производится вывод сигнала, пропорционального величине вибрации. При достижении вибрации предельного уровня в блоке формируется управляющий сигнал, и бортовая аппаратура выдает сигнал встроенным сигнализирующим устройством. На приборную доску выводится сигнализация о достижении предельного уровня вибрации в виде

светового табло красного цвета с предупреждающей надписью. Максимальные значения параметров вибрации для различных типов ГТД составляют 50...90 мм/с. Для трансмиссий вертолетов максимальное значение вибрации 100...200 мм/с. Для контроля работоспособности двигателя используется сравнение текущего значения уровня вибрации с предельно допустимым [141].

#### *Горное дело*

Вибродиагностика с успехом применяется в горном деле для распознавания эксплуатационных дефектов ленточных конвейеров [44, 121]. Используя методы вибрационной диагностики, имеется возможность устанавливать с помощью спектрального анализа различные дефекты. Среди них дисбаланс ротора двигателя, нарушение посадки подшипника, дефект элементов соединительной муфты. Наиболее точно диагностируются дефекты зубчатой передачи редуктора ленточного конвейера. Использование методов вибрационной диагностики позволяет получить количественную оценку степени развития дефектов оборудования. Также эти методы используются для прогноза остаточного ресурса агрегатов [44].

#### *Судостроение*

Большинство промысловых судов российского флота имеет в своем арсенале дизель-редукторные агрегаты. Их техническое состояние определяется вибродиагностическими методами [24, 47, 108, 110, 117]. При этом периодически производят съем вибрационной информации, затем определяют значений диагностических параметров. Далее текущие значения сравнивают с максимально допустимыми. Также на основе анализа изменения характеристик диагностических признаков происходит прогнозирование остаточного ресурса зубчатых зацеплений. [9].

#### *Железнодорожный транспорт*

В настоящее время вибродиагностический метод является наиболее эффективным и технологичным для определения технического состояния узлов подвижного состава железных дорог. В статье [120] авторы описывают опыт внедрения вибродиагностического комплекса и его программного обеспечения

для диагностики колесно-редукторных и колесно-моторных блоков электропоездов и электровозов в процессе технического обслуживания и ремонта. Работа диагностического комплекса состоит в следующем. В память переносного виброизмерительного устройства, которую хранит базовый компьютер в лаборатории диагностики депо, загружают программу сбора информации, соответствующую виду подвижного состава. В программе содержатся необходимые сведения о режимах измерений, точках установки вибродатчиков и колесных парах. Поочередно колесные пары вывешивают на домкратах и записывают вибросигнал в установленных точках при вращении с рабочей частотой. Полученные данные поступают в компьютер, где специальный алгоритм проводит автоматизированный поиск неисправностей. Далее компьютерная программа выдает информацию, где указаны диагностируемые узлы и процент их остаточного ресурса. В зависимости от состояния узлов программа формирует рекомендации по дальнейшей эксплуатации или ремонту. Достоверность диагностирования на уровне 85...90 % достигается при большом объеме статистики по исправным и неисправным узлам. Это объясняется улучшением понимания происходящих в механизмах процессов по мере накопления статистических данных, а также позволяет совершенствовать алгоритмы диагностирования, и тем самым повышать достоверность диагностирования [120].

Также известно, что вибрационные методы используются в железнодорожном транспорте для определения плавности хода пассажирских вагонов. Показатель плавности определяется через среднеквадратичное значение виброускорений кузова, откорректированных специальным фильтром. При испытаниях измеряются виброускорения в горизонтальном и вертикальном направлениях на полу кузова. При необходимости производится измерение виброускорений в других точках кузова. Подробно методика определения плавности хода изложена в отраслевом стандарте [20].

*Редукторы и мотор-редукторы*

Для оценки технического состояния зубчатых передач, а также для своевременного обнаружения при работе эксплуатационных повреждений зубьев (износа, выкрашивания на рабочих поверхностях, трещины и поломки зубьев) широко используются методы и средства виброакустической диагностики [122]. Эти методы основаны на синхронном накоплении сигналов вибрации редукторов [9]. Методика диагностики технического состояния зубчатых колес, а также виброизмерительная и диагностическая аппаратура, рекомендуемая для диагностики, приведены в [1, 5, 7, 9, 19].

Проведение работ по этой методике состоит из двух основных этапов: настройки контрольно-диагностического комплекса конкретного вида редуктора и осуществления диагностики состояния зубчатых передач. «На этапе настройки формируются вектора диагностических признаков, характеризующие нормальное (бездефектное) состояние сопряженных зубчатых колес для каждой ступени диагностируемого редуктора. Компонентами векторов являются числовые значения следующих четырех параметров вибрации зубчатого зацепления:

- параметр 1 – общий уровень вибрации с частотой пересопряжения зубьев;
- параметр 2 – суммарный уровень гармонических составляющих частоты вращения ведущего зубчатого колеса;
- параметр 3 – то же, ведомого зубчатого колеса;
- параметр 4 – уровень составляющей на частоте зацепления зубьев в спектре сигнала огибающей амплитуды высокочастотной вибрации редуктора.

При формировании диагностических признаков применяют метод синхронного накопления сигналов вибрации как на периоде зубцовой частоты диагностируемой ступени (параметры 1 и 4), так и на периодах частот вращения сопряженных зубчатых колес (параметры 2 и 3). В качестве синхронизирующего используют пилот-сигнал с датчика оборотов выходного вала, требуемое значение частоты следования импульсов которого предварительно формируется в блоке преобразования частоты пилот-сигнала. Этот метод легко реализуется для переборных редукторов, значительно сложнее – для планетарных.

На этапе настройки также формируют пороговые значения выбранных диагностических признаков для каждого класса технических состояний зубчатых колес. Определенные таким образом значения диагностических параметров, их пороговые величины, а также значения нагружающего момента и частоты вращения входного вала, дату съема вибрационной информации фиксируют и заносят в эксплуатационный паспорт зубчатых колес для редукторов данного вида. Этап диагностики состоит в периодическом съеме вибрационной информации, определении значений диагностических параметров, сравнений текущих значений с предельными и принятии решений при их превышении. Прогрессирующий износ зубьев сопряженных зубчатых колес диагностируемой ступени редуктора приводит к значительному возрастанию величины диагностического параметра 1. Появление усталостных повреждений на отдельных зубьях (выкрашивание, скол, трещина у основания, поломка) обуславливает рост значений параметров 2 и 3, распространение усталостных повреждений по зубчатым венцам сопряженных зубчатых колес (например, выкрашивания) приводит к возрастанию величины параметра 4. Методика позволяет не только проводить дифференцированную диагностику повреждений зубчатых колес, но и на основе анализа изменения трендовых характеристик диагностических признаков (при соответствующем наборе статистических данных) осуществлять прогнозирование остаточного ресурса зубчатых зацеплений по предельным состояниям эксплуатационных повреждений зубьев зубчатых колес» [9]. Состояние подшипниковых узлов в процессе эксплуатации диагностируется аналогичным способом. В приложении В источника [9] изложена методика проведения диагностики.

Исключить аварийный выход из строя подшипника возможно при периодическом контроле подшипникового узла по параметрам вибрации. В этом случае для оценки износа подшипников измеряется ударная вибрация при помощи приборов, способных работать в диапазоне частот, превышающих 20 кГц. При этом в начале работы агрегата проводится контроль подшипниковых узлов по вибрационным параметрам и полученные величины вибрации заносятся

в эксплуатационный паспорт подшипниковых узлов с отметкой даты и вида нагрузки редуктора. Повторный замер проводят после 2...3 месяцев эксплуатации при схожих нагрузках на редуктор, после чего сравнивают параметры вибрации с данными, полученными ранее. Далее с указанной периодичностью производят проверки, постоянно сравнивая результаты. При установившемся режиме работы механизма результаты измерения обычно близки. Возрастание параметров вибраций указывает либо на нарушение подачи смазочного масла, появление в нем посторонних частиц, либо на появление первых признаков выкрашивания. Интервалы между проверками необходимо сократить в случае если отмечено нарастание вибраций. Если подтверждается нарастание ударной вибрации, требуется замена подшипника [100].

Проанализировав имеющиеся методы технической диагностики, для достижения поставленной цели, целесообразно использовать вибрационный метод по нескольким причинам:

- данный метод применяется для определения общего технического состояния машин, в том числе и редукторов;
- вибрационный метод применяется для определения плавности хода пассажирских вагонов [20];
- имеется возможность спектрального представления сигнала, что необходимо при анализе редуктора, так как все вибросигналы от него носят периодический характер;
- разработан международный стандарт, в котором изложены общие руководящие принципы измерения и оценки механической вибрации.

Кроме того, методы вибрационной диагностики позволяют достаточно точно и самое главное объективно оценить состояние редуктора. Частотный анализ механических колебаний редуктора дает возможность обнаружения их источников, соответствующих определенным дефектам редуктора. Таким образом, для достоверной оценки плавности вращения редуктора, а также для выявления дефектов изготовления деталей и погрешности их монтажа

целесообразно использование методов вибрационной диагностики на стадии сборки и испытаний.

## 2.2 Обзор методов вибрационной диагностики

Вибрационная диагностика (вибродиагностика) это не требующий разборки узла метод контроля, поддающийся автоматизации, что позволяет ускорить процесс контроля и привлекать менее квалифицированный персонал. Применение этого метода позволяет [142]:

- снизить затраты на контроль готовой продукции;
- находить скрытые дефекты;
- не требует сборки-разборки изделия;
- малое время диагностирования;
- возможность обнаружения неисправностей на этапе их зарождения;
- возможность автоматизации процесса диагностики;
- минимизация ожидаемого риска действия системы обслуживания.

Наиболее часто встречающиеся неисправности узлов и деталей машин – дефекты опорной системы, дефекты роторов, подшипников качения и скольжения, зубчатых передач. На обнаружение и распознавание этих неисправностей направлены существующие методы вибрационной диагностики. Основные используемые на практике методы вибрационной диагностики представлены в таблице 2.1 [139].

Таблица 2.1 – Используемые методы вибрационной диагностики

Метод вибрационной диагностики	Объект диагностирования	Достоинства метода диагностики	Недостатки метода диагностики
Измерение общего уровня вибрации, анализ формы сигнала	Предварительная оценка технического состояния механизма	1. Доступность получения информации 2. Простота трактовки результатов	1. Малая чувствительность к составляющим вибрации с небольшой амплитудой 2. Низкая степень достоверности

Продолжение таблицы 2.1

Метод вибрационной диагностики	Объект диагностирования	Достоинства метода диагностики	Недостатки метода диагностики
Метод пик – фактора	Оценка состояния подшипниковых узлов	Легкость получения вибродиагностических данных	1. Низкая защищенность от помех 2. Требуется проведение многократных измерений
Статистический анализ	Используется при определении тенденций изменения параметров вибрации во времени	Возможность прогнозировать состояние оборудования	1. Требуется знать точные границы пороговых значений 2. Требуется большое количество информации по результатам измерений 3. Необходим точный выбор периодичности измерения
Частотная селекция	Контроль уровней вибрации в определенном частотном диапазоне	Возможность оценки вибрации на определенных частотах	Необходимо выполнение дальнейшего анализа полученных данных
Анализ спектра	Дефекты механизмов, возникшие, вследствие изменения НЧ вибрации	1. Реализован во всех современных приборах для анализа вибрации 2. Возможность распознать большое количество развитых дефектов	1. Слабая пространственная локализация частотных составляющих 2. Анализ только стационарной вибрации 3. Сложность определения зарождающихся дефектов
Спектр огибающей высокочастотной вибрации	Дефекты на ранней стадии	Максимальная чувствительность к зарождающимся дефектам	1. Необходимость дорогостоящего оборудования и специализированного ПО 2. Необходимость точной установки датчика
Кепстральный анализ	Небольшие ударные периодические импульсы в НЧ вибрации	Диагностика вибросигналов с импульсными вибрационными составляющими	Сложная интерпретация результатов
Нейронные сети	Дефекты, на которые обучена нейронная сеть	1. Точность локализации дефекта. 2. Автоматизация процесса диагностирования	Сложность обучения нейронной сети

Продолжение таблицы 2.1

Метод вибрационной диагностики	Объект диагностирования	Достоинства метода диагностики	Недостатки метода диагностики
Вейвлет-анализ	Специфические особенности сигнала	1. Сосредоточение дефекта одновременно во временной частотной и областях 2. Доступность получения точных данных из малых частей сигнала	Проблема трактовки результатов

При анализе таблицы 2.1 отмечено, что для выполнения какой-то одной задачи применяется лишь один из представленных способов. При этом для контроля технического состояния всего механизма требуется использование нескольких методов анализа данных одновременно. Представленные выше методы вибрационной диагностики направлены лишь на диагностирование уже развитых или вновь появляющихся неисправностей, но отсутствует метод, который позволял бы одновременно проводить исследование изделия по вибрациям во всем частотном диапазоне. Наиболее существенная проблема заключается в том, что для правильной интерпретации трудоемких и сложных методов контроля и диагностирования возникающих дефектов необходима высокая квалификация специалиста. В случае исследования вибрации высокой частоты присутствуют трудности при определении дефектов оборудования, поскольку отсутствуют разработанные документы, которые дадут возможность классифицировать дефекты и уровни их развития. Аналогичные трудности имеются и при оценке оборудования по вибрации в низкочастотной области. Все существующие методы диагностики, несмотря на их большое разнообразие, обладают собственными недостатками. Некоторые ориентированы на диагностику дефектов конкретного элемента оборудования, например метод пик-фактора, а другим требуется большой объем измерительной информации и предельно точные значения вибрационных параметров (статистический анализ). Измеряя общий уровень вибрации и анализируя форму сигнала, трудно получить

неопровержимые сведения о состоянии оборудования, точно определить тип и локализацию дефекта. Спектральный анализ хорошо зарекомендовал себя при диагностике в низкочастотной области, но при этом существенно ограничен при анализе высокочастотной вибрации. Кепстральный анализ и метод спектра огибающей [144] высокочастотной вибрации нуждаются в наличии программного обеспечения, а также дорогостоящего оборудования. Частотная фильтрация требует последующую обработку полученных данных.

Таким образом, сравнивая применяемые в разных отраслях техники методы вибрационного контроля, нужно подчеркнуть, что все они нацелены либо на обнаружение дефектов оборудования в процессе эксплуатации, либо на обнаружение грубых погрешностей изготовления деталей и сборки механизмов.

### **2.3 Методы вибрационной диагностики редукторов**

Как показано выше, для диагностики зубчатых редукторов, а также других аппаратов и механизмов, содержащих зубчатые передачи, хорошо зарекомендовал себя метод вибрационной диагностики. Источник [15] определяет его как техническую диагностику, основанную на анализе вибрации объекта диагностирования. Теоретически, идеальная машина не должна создавать механических колебаний, так как в ней вся энергия должна превращаться в полезную работу. Но в реальности преобразование энергии происходит с потерями. В редукторе отдельные элементы – подшипники и зубчатые колеса при работе сами создают некоторую вибрацию, чаще всего фоновую. Такая вибрация, в определённых пределах, не является признаком дефектного редуктора [94]. Но появление каких-либо механических дефектов, либо погрешности изготовления и сборки всегда приводит к увеличению вибрации, которая сопровождается возникновением дополнительных динамических усилий на редуктор, что является крайне нежелательным для следящей системы. При помощи анализа вибросигналов возможно оценить техническое состояние редуктора, локализовать источник вибрации и принять меры для снижения уровня

вибрации. Достоинство вибрационной диагностики в том, что диагностика осуществляется в рабочих режимах, без разборки. Суть метода заключается в измерении вибрации работающего механизма и ее анализе, после которого делается заключение о пригодности (или непригодности) контролируемого изделия [1]. В дальнейшем изложении будут использованы следующие термины по [15]:

- «виброперемещение – элемент перемещения, который описывает вибрацию;
- виброскорость – производная виброперемещения по времени;
- виброускорение – производная виброскорости по времени» [15].

Для диагностики высокоточных редукторов из имеющегося многообразия вибродиагностических методов наиболее целесообразно использовать следующие:

*Общий уровень вибрации (среднеквадратичное значение (СКЗ) виброскорости)*

В государственном стандарте приведено определение СКЗ виброскорости, а именно указано, что это «квадратный корень из среднеарифметического или среднеинтегрального значения квадрата виброскорости в рассматриваемом интервале времени» [15].

$$\bar{x} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2} . \quad (2.1)$$

В диагностической практике обычно используется среднеквадратичное значение виброскорости, СКЗ. Применение значения СКЗ на практике обусловлено тем, что ранее для контроля вибрации использовались стрелочные приборы, которые показывают среднеквадратичное значение сигнала, так как по своему принципу действия являются интегрирующими.

Примерные параметры СКЗ для машин разных классов приведены в [1]. Как правило, высокоточные редукторы, применяемые в следящих электроприводах, передают поток мощности в пределах 2 кВт и согласно [1] относятся к 1-му

классу (механизмы с мощностью до 15 кВт), следовательно, рекомендованный диапазон СКЗ для них:

- 0,28...0,71 мм/с для новых, только что введенных в эксплуатацию;
- 1,12...1,8 мм/с для пригодных к дальнейшей эксплуатации.

Поскольку [1] является основным нормативным документом, в нем описаны общие принципы оценки и измерения механической вибрации элементов машин. Конкретные критерии оценки состояния машин разных типов устанавливает изготовитель, пользуясь рекомендациями данного стандарта. В данной работе параметр СКЗ виброскорости использован для количественной оценки плавности вращения редуктора.

#### *Анализ спектра*

«Спектр колебаний (вибрации) – совокупность соответствующих гармоническим составляющим значений величины, характеризующей колебания (вибрацию), в которой указанные значения располагаются в порядке возрастания частот гармонических составляющих» [15]. На основе анализа спектра вибрации зубчатого редуктора, делается вывод про качество изготовления зубчатых зацеплений в редукторе. При повороте зубчатой пары, зубья, находящиеся в зацеплении, подвержены повторяющемуся воздействию, которое приводит к появлению вибрации с частотой зубозацепления:

$$f_z = Z \times f_{вр}. \quad (2.2)$$

и частоты, кратные этой частоте:

$$k \times f_z = k \times Z \times f_{вр}. \quad (2.3)$$

где  $k = 2, 3, 4, \dots$ ,  $f_{вр}$  – частота вращения шестерни,  $Z$  – число зубьев шестерни

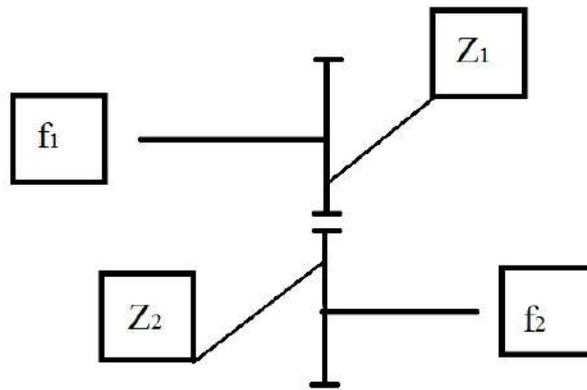


Рисунок 2.3 – Кинематическая схема одноступенчатой зубчатой передачи:  $f_1$  – ведущий вал ( $n_1 = 4800$  об/мин);  $f_2$  – ведомый вал ( $n_2 = 3600$  об/мин);  $Z_1$  – ведущая шестерня ( $z = 18$ );  $Z_2$  – ведомая шестерня ( $z = 24$ )

Для передачи, изображенной на рисунке 2.3, в спектре вибрации будут присутствовать зубцовые составляющие с частотами  $k \times f_z = k \times Z_1 \times f_1 = k \times Z_2 \times f_2 = k \times 18 \times 80 = k \times 24 \times 60 = k \times 1440$  Гц,

где  $k=1, 2, 3, 4, 5, 6$ .

На рисунке 2.4 эти составляющие обозначены соответственно 1Z, 2Z, 3Z, 4Z, 5Z, 6Z.

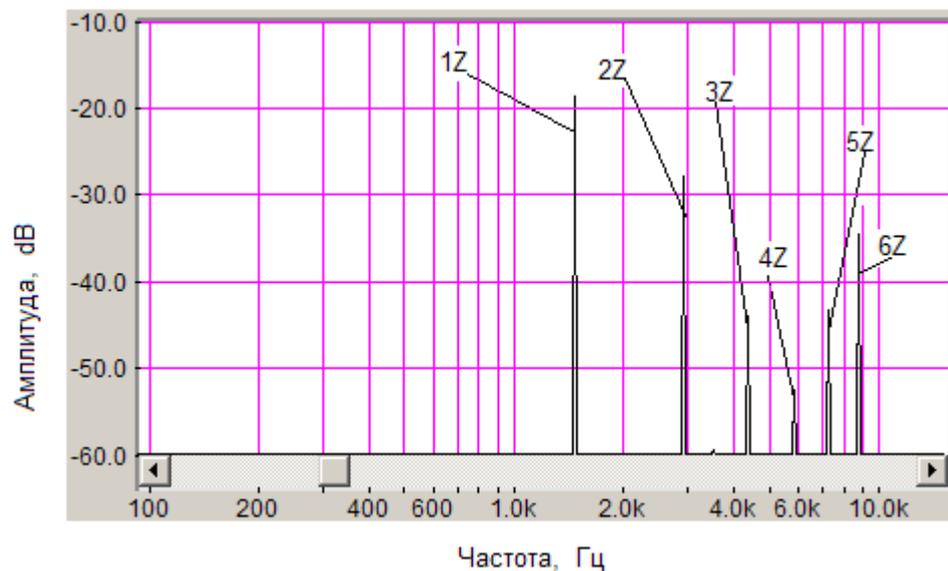


Рисунок 2.4 – Спектр вибрации одноступенчатой зубчатой передачи

В спектре вибрации многоступенчатого редуктора имеются составляющие вибрации каждой ступени, расположенные на частотах, определяемых передаточным отношением кинематической пары, и частотами вращения валов. Следовательно, технологические погрешности изготовления деталей редуктора, или неточности монтажа легко дифференцируется на спектрах вибрационных сигналов. Учитывая, что практически все приборы для регистрации и анализа вибросигналов имеют встроенную функцию спектрального преобразования, данный способ широко применяется [117].

#### *Анализ формы сигнала*

В большинстве случаев при вибрационной диагностике применяют метод анализа вибросигналов, основанный на первичном преобразовании Фурье, который имеет ряд недостатков, связанных с заменой исходного сигнала на сигнал периодический. В процессе спектрального преобразования вибросигнала информация о временном факторе и представление о динамике изменения спектрального состава сигнала теряется. Это затрудняет процесс диагностирования и требует применения дополнительных вспомогательных методов. «Именно вибросигнал, обладая достаточно емкой информацией о работе агрегата и его элементов, может являться достоверным показателем его состояния» [117]. В связи с этим присутствует необходимость разработки методов анализа вибросигналов которые не зависят от параметров работы оборудования и позволяют наиболее качественно оценить информацию, получаемую при замерах вибрационных параметров.

### **2.4 Разработка модели контакта зубчатой передачи**

При изучении плавности работы механической передачи и влияющей на нее вибрации, обычно используется экспериментальный подход. При этом имеются некоторые ограничения. Учитывая, что эксперимент – это единичный случай с множеством неизвестных факторов, число экспериментов, которые возможно провести, сильно ограничено дороговизной исследования. Математическое

моделирование дает возможность рассмотреть различные режимы работы, выбрать оптимальные управляющие воздействия, составить объективный прогноз будущих состояний объекта до создания реального объекта или возникновения реальной ситуации [29, 45, 132]. Кроме этого, существует много параметров, которые сложно, а иногда и невозможно измерить непосредственно. Поэтому всё более значимую роль приобретают модельные исследования. Изучение плавности вращения редукторов это именно такой случай. Необходимо разработать имитационную модель редуктора, в которой будут учтены основные факторы, влияющие на плавность вращения. Известны различные математические модели редукторов с учетом погрешностей изготовления отдельных элементов редуктора, однако эти модели не учитывают контакт в зацеплении зубчатых колес. При разработке модели такого контакта будут приняты некоторые допущения.

Основное допущение заключается в том, что рабочий процесс редуктора рассматривается как детерминированный – случайных характер фактора погрешности изготовления и связанных с этим других факторов на данном этапе моделирования не учитывается. Второе допущение касается функции трения проскальзывания в зубчатых зацеплениях. Величина этого трения зависит от точки контакта на профиле зуба, шероховатости поверхности, смазки, скорости, материала колес. Подробное описание этого фактора – задача отдельного исследования, поэтому характеристика трения линеаризована и представлена через коэффициент вязкого трения.

Контакт зубьев в редукторе состоит из упругой и вязкой составляющей:

$$M_{\text{контакта}} = M_{\text{упругого контакта}} + M_{\text{вязкого контакта}} \quad (2.4)$$

Упругая составляющая контактной силы - это произведение относительной скорости на жесткость контакта зубчатых колес [136]:

$$M_{\text{упругого контакта}} = \begin{cases} C_{\varphi} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) & \text{при } (\varphi_1 - \varphi_2) < -\varphi_0 \\ & \text{и } (\varphi_1 - \varphi_2) > \varphi_0 \\ 0 & \text{при прочих } \varphi \end{cases} \quad (2.5)$$

где  $\varphi_1$  – угол поворота шестерни;  $\varphi_2$  – угол поворота колеса;  $\varphi_0$  – половина величины углового люфта в зацеплении;  $C\varphi$  – жесткость контакта.

Вязкая составляющая силы – это произведение относительной скорости шестерни на коэффициент трения:

$$M_{\text{вязкого контакта}} = k_{\text{в.т}} \cdot (\omega_1 - \omega_2) \text{ при } \varphi_1 < \varphi < \varphi_2 \quad (2.6)$$

где  $k_{\text{в.т}}$  – коэффициент вязкого трения;  $\omega_1$  – угловая скорость приводной шестерни;  $\omega_2$  – угловая скорость зубчатого колеса.

При контакте зубьев дополнительно возникает вязкая составляющая силы, затем обе составляющих контакта суммируются и передаются в прямой цепи на следующую шестерню с плюсом (на разгон), и с отрицательным знаком на предыдущую шестерню (на торможение). Путём сравнения высокочастотных составляющих амплитуд в спектрах экспериментальном и модельном подбирается коэффициент вязкого трения, который характеризует диссипацию энергии при ударном взаимодействии зубьев. На рисунке 2.7 представлена функциональная модель контакта в общем виде.

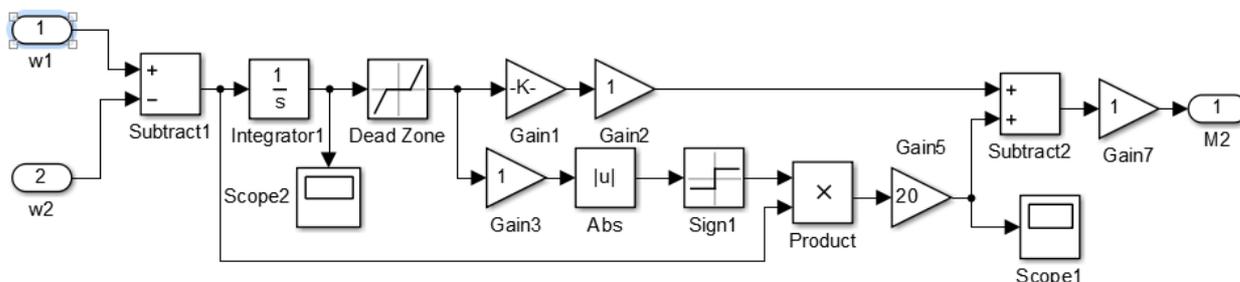


Рисунок 2.7 – Функциональная модель контакта зубчатой передачи

Модель контакта двух зубчатых колес представлена на рисунке 2.8.

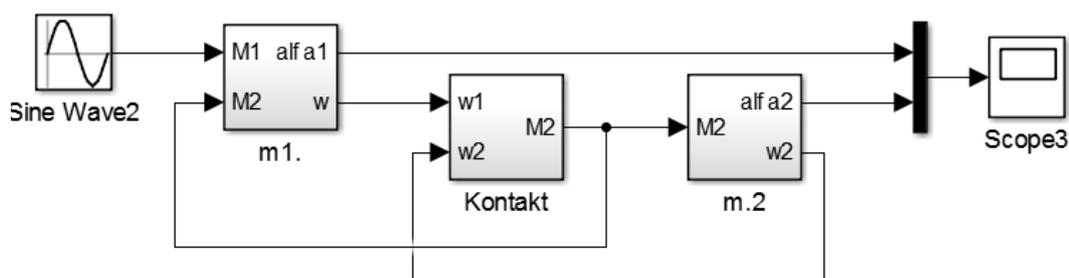


Рисунок 2.8 – Функциональная модель контакта двух зубчатых колес

## 2.5 Разработка модели редуктора с учетом технологической погрешности зубчатой передачи

Требования к модели состоят в том, чтобы она отражала на спектре вибрации вид и характер погрешности изготовления шестерён редуктора, люфт в зацеплении, упругость конструкции, характер используемой в редукторе смазки. Виртуальные тесты, в свою очередь, обеспечивают возможность диагностировать качество редуктора и его параметры. Из приведённого выше следует, что модель должна отвечать следующим требованиям: рассчитывать все мгновенные значения сил в контактах всех пар редуктора. При этом должны учитываться натяги и люфты, а также упруго-вязкий характер контакта. Необходимо, при этом, разработать и методику задания погрешности изготовления шестерён. Такая постановка задачи объясняется следующими соображениями. Машины и агрегаты состоят из совокупности элементов, взаимодействующих между собой. Характер этого взаимодействия определяет физические свойства машин, в том числе плавность их работы. Например, в следящих электроприводах не плавность работы влечет за собой ошибки позиционирования и дополнительные динамические погрешности. Поскольку целью данной работы является обеспечение достоверности и повышение точности оценки плавности вращения редукторов, задачами модельных исследований являются:

- разработка функциональной модели многоступенчатого редуктора, учитывающей многомассовость, передаточные отношения ступеней, люфты, упруго-вязкое трение;

- получение спектра вибрации скорости выходного звена редуктора для анализа причин не плавности;
- исследование влияния вязкого трения на плавность работы редуктора.

При создании модели редуктора и электропривода с редуктором приняты следующие допущения:

- жесткость подшипников и валов редуктора отдельно не рассматриваются и учтены в жесткости контакта зубчатой передачи;
- корпус редуктора считается абсолютно жестким [105]. Допущение основано на результатах расчетов корпусных элементов при приложении рабочих нагрузок. Деформация корпуса, приведенная к выходному валу редуктора, составляет не более 2 % от суммарной деформации;
- неуравновешенность объекта регулирования равна нулю. Поскольку рабочий диапазон рассматриваемой системы находится в диапазоне  $\pm 10^\circ$ , нагрузка уравнивается в районе горизонта и при повороте на рабочий угол неуравновешенность изменяется не значительно;
- поскольку зацепление зубчатых колес при использовании люфтовывбирающего устройства (ЛВУ) является двухпрофильным [106], при работе происходит циклическое сжатие пружины ЛВУ для компенсации бокового зазора в зацеплении. При достаточно малой величине бокового зазора трение, вызванное моментом ЛВУ постоянное и учтено упруго-вязким трением.

Модель сформирована поэтапно, создавая иерархию моделей с последовательным усложнением задач. На первом этапе рассмотрен одноступенчатый цилиндрический редуктор. Редуктор – это промежуточный элемент между двигателем и нагрузкой, поэтому для имитации его функционирования нужно в общую модель интегрировать модель приводного электродвигателя, и нагрузки. На рисунке 2.9 представлена кинематическая схема редуктора.

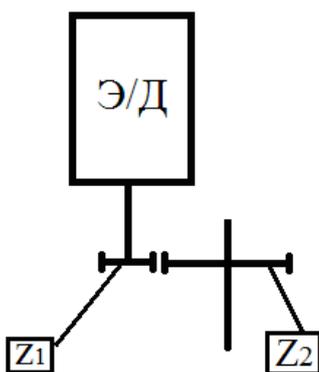


Рисунок 2.9 – Кинематическая схема редуктора

В рассматриваемом случае редуктор это двухмассовая система. Взаимодействие масс осуществляется посредством контакта зубьев кинематической пары. Ниже рассматривается редуктор с количеством зубьев шестерни  $Z_1 = 20$  и количеством зубьев колеса  $Z_2 = 45$ . Угловая частота вращения электродвигателя  $50 \text{ с}^{-1}$ . С учетом уравнения движения вращающегося тела, уравнение для момента инерции каждой ступени редуктора:

$$M_{\text{ин}} = M_{\text{дв}} - M_{\text{сопр}} - M_{\text{тр}}, \quad (2.7)$$

где  $M_{\text{дв}}$  – момент, движущий данную ступень;  $M_{\text{сопр}}$  – момент сопротивления, действующий на данную ступень;  $M_{\text{тр}}$  – момент трения ступени редуктора.

Функциональная модель одной ступени зубчатого редуктора представлена на рисунке 2.10.

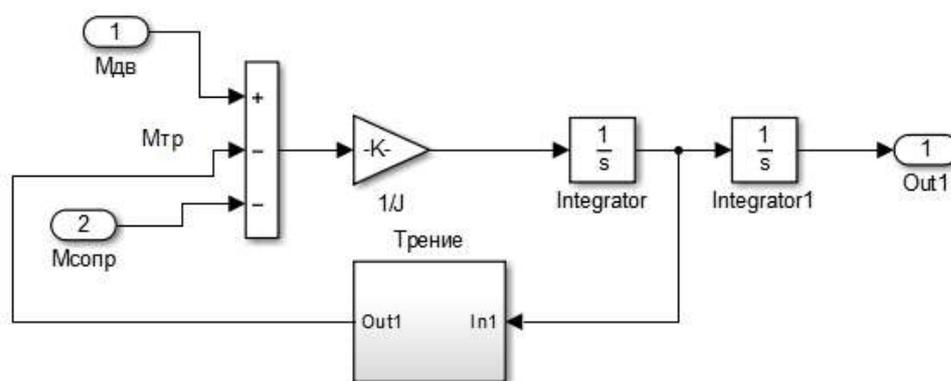


Рисунок 2.10 – Функциональная модель ступени редуктора

На рисунке 2.11 представлена модель зубчатого редуктора с приводным электродвигателем. Его кинематическая схема представлена на рисунке 2.9. В модели учтена инерционность, люфт и передаточное отношение [A56, A57].

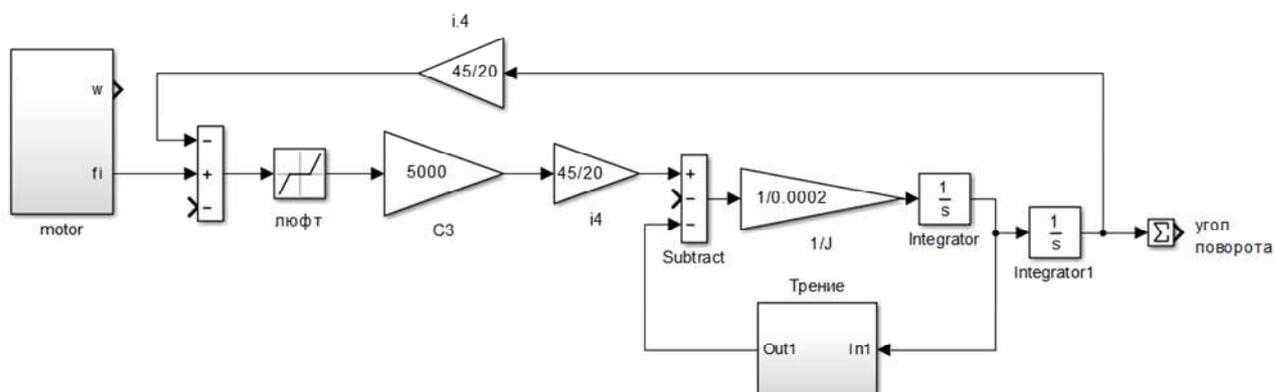


Рисунок 2.11 – Функциональная модель зубчатого редуктора с электродвигателем

Модель рассматривается как двухмассовая, в ней учитывается инерционность приводного двигателя и инерционность ступени редуктора. Развернутая модель двухступенчатого редуктора, учитывающая все массы, передаточные отношения и контакты в зацеплениях представлена на рисунке 2.12.

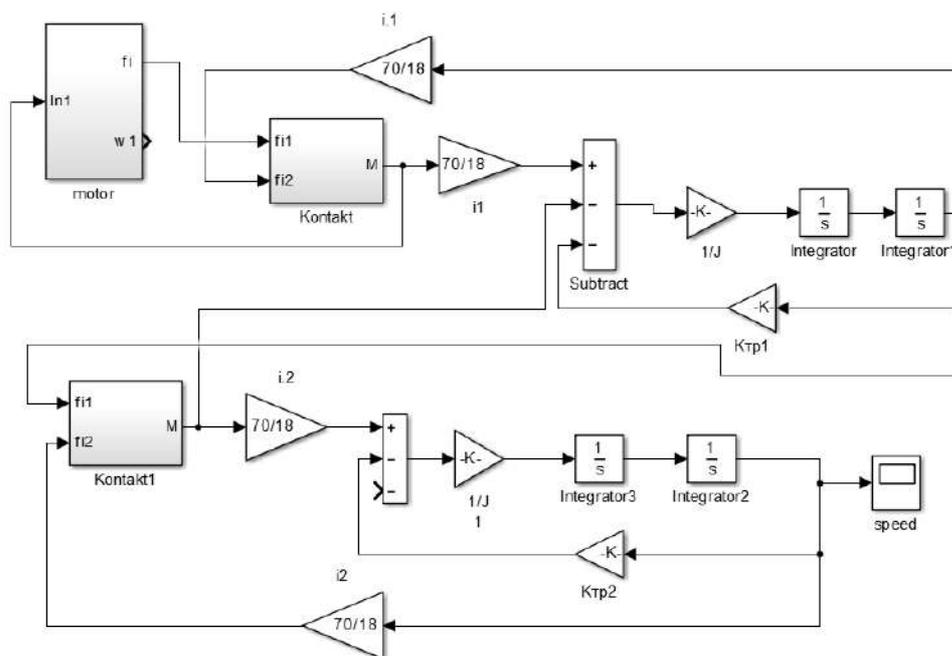


Рисунок 2.12 – Развернутая функциональная модель редуктора

При разработке функциональной имитационной модели необходимо учесть влияние погрешностей изготовления зубчатых колес. Эта погрешность будет отражаться на спектральной характеристике колебаний частоты вращения выходного вала. Следовательно, анализируя экспериментальные характеристики, регистрируемые при помощи виброанализатора, появляется возможность идентификации характера дефекта редуктора. Функциональная модель радиального биения шестерни с учетом количества зубьев представлена на рисунке 2.13.

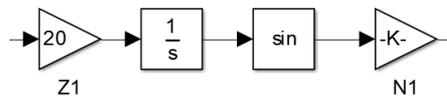


Рисунок 2.13 – Функциональная модель погрешности зубчатого зацепления

В модели полученная величина масштабируется величиной погрешности изготовления зубьев  $N1$ . Полученная величина суммируется с величиной угла, заставляя люфт меняться в пределах погрешности. Здесь принято допущение, что все имеющиеся погрешности описаны в виде одного коэффициента. На рисунке 2.14 представлена модель редуктора с учетом числа зубьев и погрешности изготовления шестерни [A55, A56, A57, A58].

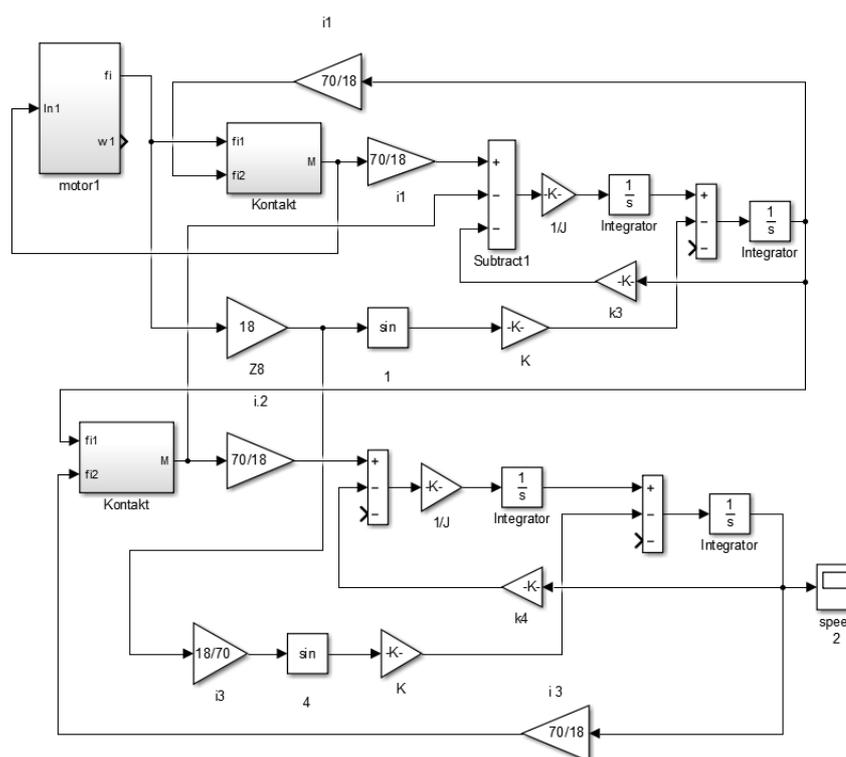


Рисунок 2.14 – Функциональная модель двухступенчатого редуктора с учетом погрешности зубозацепления

В результате модельного расчета, получен спектр изменения скорости вращения выходного вала (см. рисунок 2.15), который характеризует плавность вращения редуктора. В спектре содержатся три основных гармоники, которые соответствуют оборотной частоте вращения двигателя  $f_{об} = 157 \text{ с}^{-1}$  и частотам зубозацепления. При этом частота зубозацепления быстроходной ступени рассчитывается по формуле:

$$f_1 = \omega \times z, \quad (2.8)$$

где  $z$  – число зубьев шестерни;  $f_1$  – частота зубозацепления,  $\text{с}^{-1}$ ;  $\omega$  – частота вращения вала электродвигателя,  $\text{с}^{-1}$ .

В случае исследуемого редуктора имеется:

$$f_1 = 157 \times 18 = 2826 \text{ с}^{-1}.$$

Частота зубозацепления тихоходной ступени меньше частоты первой ступени пропорционально передаточному отношению:

$$f_2 = f_1 \times 18/70.$$

Для рассматриваемого случая:

$$f_2 = 2826 \times 18/70 = 726 \text{ c}^{-1}.$$

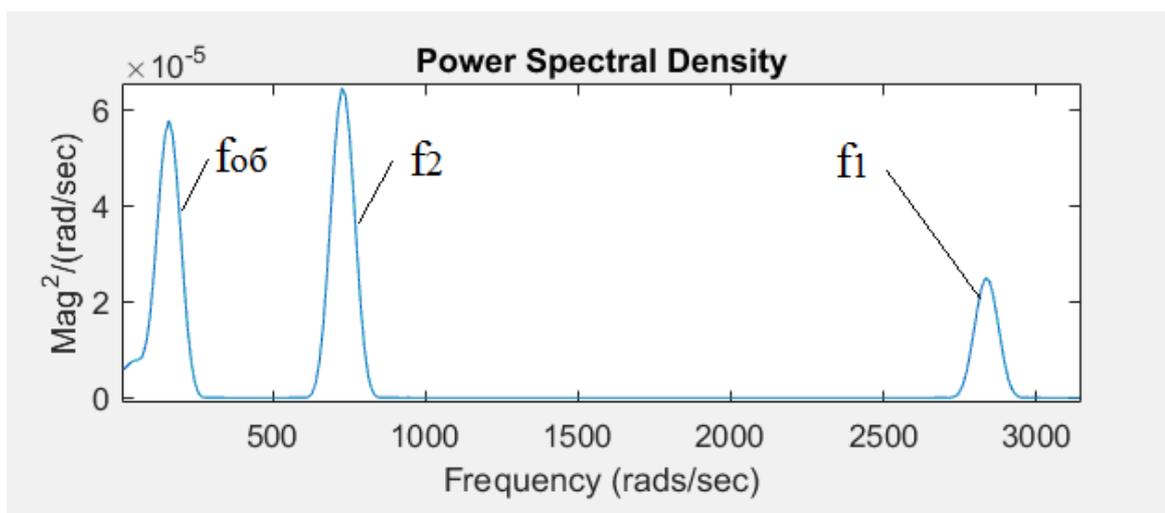


Рисунок 2.15 – Спектр скорости вращения выходного вала редуктора

Плавность работы редуктора определяется величиной вибрации, а и соответственно амплитудой спектра на частотах зубозацепления. В других частотных диапазонах виброскорость имеет меньшую амплитуду, что в большей мере определяется величиной жесткости в зоне контакта и зазорами в зацеплении зубчатых пар. Также на спектре вибрации отражаются погрешности сборки редуктора и технологические дефекты изготовления деталей [А58].

## 2.6 Выводы по главе 2

1. Приведены методы исследования, используемые в настоящей работе. Среди них методы имитационного и математического моделирования, а также современные научно-методологические достижения в области вибрационной диагностики.

2. Рассмотрены и обобщены основные методы и средства технической диагностики, используемые в разных отраслях промышленности. Обзор методов технической диагностики показал их разнообразие, а также узкую направленность каждого метода.

3. Более подробно рассмотрен вибродиагностический метод и сделан обзор его применения в машиностроении. В редукторостроении область применения методов вибрационной диагностики ограничена определением дефектов и предельных состояний подшипниковых узлов и зубчатых зацеплений. Сделан вывод о преимуществах данного метода для достижения поставленных в работе целей. Сделан вывод о возможности использования отдельных методов вибрационной диагностики для достижения необходимой плавности вращения редуктора.

4. Разработана имитационная модель механизма, учитывающая технологические погрешности зубчатой передачи и трение в ней. Использование разработанной модели позволило исследовать различные факторы, влияющие на плавность вращения редуктора.

## Глава 3 Экспериментальные исследования плавности вращения редуктора

### 3.1 Обобщенный алгоритм отбраковки редукторов по критерию плавности вращения

Проблема нормирования уровня вибрации редуктора, как характеристики его плавности вращения, состоит в отсутствии документации, нормирующей как уровни всего вибросигнала, так и его отдельных частей. Следовательно, для оценки плавности вращения и отбраковки редуктора необходимо сравнить спектр вибросигнала исследуемого редуктора со спектром вибросигнала заведомо исправного редуктора. Аналогичный метод в литературе носит название «сравнение с опорным спектром» и для оценки плавности вращения редуктора является предпочтительным. В основу методики положен обобщенный алгоритм (см. рисунок 3.1), базирующийся на сравнении спектра внутриузловой вибрации испытуемого редуктора с эталонным спектром, полученным на аналогичном редукторе с удовлетворительной плавностью вращения.

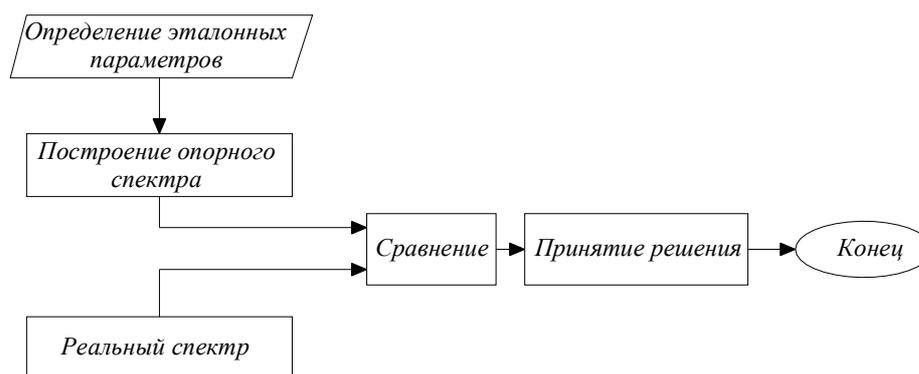


Рисунок 3.1 – Обобщенный алгоритм отбраковки

Необходимость использования алгоритма predetermined, в том числе, отсутствием нормативной информации по допустимым уровням вибросигнала для зубчатых передач в зависимости от нормы плавности.

### 3.2 Определение предельных (эталонных) значений параметров вибрации

Целью исследования является определение предельных значений параметров вибрации, которые в дальнейшем будут использованы в качестве эталонных для оценки плавности вращения и отбраковки редукторов. Для определения предельных значений этих параметров проверена партия (7 штук) редукторов в составе СНВ. Кинематическая схема редуктора, на котором проводились исследования, приведена на рисунке 3.2.

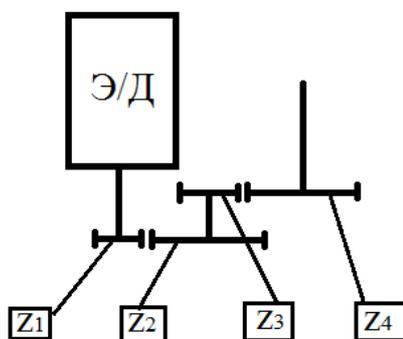


Рисунок 3.2 – Кинематическая схема редуктора

Число зубьев и расчетные частоты зубозацепления для исследуемого редуктора приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – расчетные частоты зубозацепления

Параметр	Шестерня Z1	Колесо Z2	Шестерня Z3	Колесо Z4
Число зубьев	22	78	18	66
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2400	761	761	207
Частота вращения, Гц	40	9,2	9,2	2,5
Частота сопряжения зубьев, Гц	880	880	203	203

В ходе экспериментальных исследований каждый редуктор установлен на специальный комплексный стенд, и произведен контроль следующих параметров следящего электропривода:

1. минимальная скорость движения, не более 0,02 °/с;
2. максимальная скорость движения, не менее 3 °/с;
3. перебросочная скорость, не менее 45 °/с;
4. на минимальных и наводочных скоростях допускается неплавность движения башни не более 0...0,25 мрад;
5. в диапазоне наводочных скоростей допускается вибрация, не мешающая наблюдению и прицеливанию;
6. статическая ошибка привода должна составлять не более 0,15 мрад.

Результаты испытаний сведены в таблицу 3.2.

Условные обозначения:

«+» соответствует требованию

«-» не соответствует требованию.

Таблица 3.2 – Результаты испытаний редукторов в составе электропривода

Номер редуктора	Проверяемый параметр					
	1	2	3	4	5	6
1	+	+	+	+	+	+
2	+	+	+	+	+	+
3	+	+	+	+	+	+
4	-	+	+	-	-	+
5	-	+	+	-	+	-
6	+	+	+	+	+	+
7	-	+	+	-	+	+

Установлено, что редукторы № 4, 5, 7 не выдержали испытания. После испытаний редукторов в составе следящего электропривода, каждый из редукторов был проверен по вибрационным параметрам. Оценивалась амплитуда вибросигнала на частотах, соответствующих частотам вращения валов и частоте зубозацепления. Результаты проверки редукторов приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты проверки редукторов по вибрационным параметрам

Частота, Гц	Значение вибропараметров	
	Вращение по часовой стрелке	Вращение против часовой стрелки
<b>Редуктор № 1</b> СКЗ 0,9 мм/с		
2,5±2,5	0,09	0,085
9,2±2,5	0,03	0,025
40±4	0,018	0,039
203±20	0,395	0,403
880±90	0,145	0,628
<b>Редуктор № 2</b> СКЗ 0,6 мм/с		
2,5±2,5	0,065	0,095
9,2±2,5	0,086	0,042
40±4	0,847	0,672
203±20	0,266	0,092
880±90	0,074	0,058
<b>Редуктор № 3</b> СКЗ 0,9 мм/с		
2,5±2,5	0,089	0,054
9,2±2,5	0,051	0,045
40±4	0,18	0,81
203±20	0,3	0,1
880±90	0,12	0,14
<b>Редуктор № 4</b> СКЗ 1,2 мм/с		
2,5±2,5	0,098	0,15
9,2±2,5	0,048	0,094
40±4	0,422	0,974
203±20	0,205	0,089
880±90	0,063	0,061
<b>Редуктор № 5</b> СКЗ 1,3 мм/с		
2,5±2,5	0,056	0,065
9,2±2,5	0,073	0,075
40±4	0,362	0,366
203±20	0,645	1,37
880±90	0,272	0,103

## Продолжение таблицы 3.3

Частота, Гц	Значение вибропараметров	
	Вращение по часовой стрелке	Вращение против часовой стрелки
<b>Редуктор № 6</b> СКЗ 0,7 мм/с		
2,5±2,5	0,08	0,079
9,2±2,5	0,055	0,045
40±4	0,037	0,252
203±20	0,147	0,183
880±90	0,21	0,165
<b>Редуктор № 7</b> СКЗ 0,1,4 мм/с		
2,5±2,5	0,21	0,095
9,2±2,5	0,086	0,094
40±4	0,673	0,582
203±20	0,056	0,046
880±90	0,275	0,254

В результате анализа таблицы 3.3 определены предельные значения параметров вибрации и предельное значение СКЗ виброскорости (см. таблицу 3.4). Превышение уровня вибрации на частоте 3,5 Гц для редукторов № 4 и № 7 свидетельствует о повышенном биении выходного вала. Проведя анализ валов на соответствие требования чертежа по радиальному биению, обнаружено превышение заданной величины в 2 раза. Валы заменены, дефект устранен. Для редуктора № 5 повышенная вибрация на частоте зубозацепления первой ступени связано с повышенным биением зубчатого венца. Произведена прикатка первой ступени, дефект устранен.

Таблица 3.4 – Предельные значения вибрационных параметров

Частота, Гц	Предельное значение вибропараметра, мм/с	Предельное значение среднеквадратичного значения виброскорости, мм/с
2,5±2,5	0,1	1,2
9,2±2,5	0,1	
40±4	0,25	

Продолжение таблицы 3.4

Частота, Гц	Предельное значение вибропараметра, мм/с	Предельное значение среднеквадратичного значения виброскорости, мм/с
203±20	0,35	1,2
880±100	0,3	

Таким образом, с помощью экспериментальных исследований, определены предельные значения вибропараметров для исследуемого редуктора, а также локализованы и устранены источники повышенной вибрации. Эти предельные значения использованы в качестве эталонных при проверке плавности данного типа редукторов и отбраковки. Экспериментально установлено, что редукторы с величиной СКЗ виброскорости более 1,2 мм/с не пригодны для использования в электроприводе с заданным параметром быстродействия [123].

### 3.3 Способ определения плавности вращения редуктора

Метод сравнения с опорным спектром широко используется в различных отраслях техники, в том числе и в машиностроении. Но его применение ограничено диагностикой предельных состояний вращающегося оборудования, например эксплуатационных дефектов редукторов, вызванных износом зубчатых пар или подшипников. Смысл известного метода состоит в сравнении амплитуд на спектре вибрации исследуемого редуктора с амплитудой вибрации заведомо исправного редуктора. При этом спектр вибрации исправного редуктора носит название «опорного» спектра, а уровни амплитуд вибрации, превышающие амплитуду в опорном спектре, считаются признаком неисправности. Применение вышеупомянутого метода для оценки плавности позволяет не только сформулировать заключение о соответствии или не соответствии узла по критерию плавности, но и установить причину (в случае несоответствия) с целью ее устранения. Таким образом, достигаемым техническим результатом является

повышение плавности редуктора и как следствие повышение эксплуатационных характеристик объекта его применения [23, А62].

Далее рассмотрен пример определения плавности для конкретного 2-х ступенчатого редуктора, кинематическая схема которого приведена на рисунке 3.2. Первым этапом построен опорный спектр. Он получен путем придания отдельным узким диапазонам, соответствующим диапазонам интересующих частот, максимального значения, которое было определено на исправном редукторе (см. таблицу 3.4). Построенный по полученным значениям опорный спектр показан на рисунке 3.5.

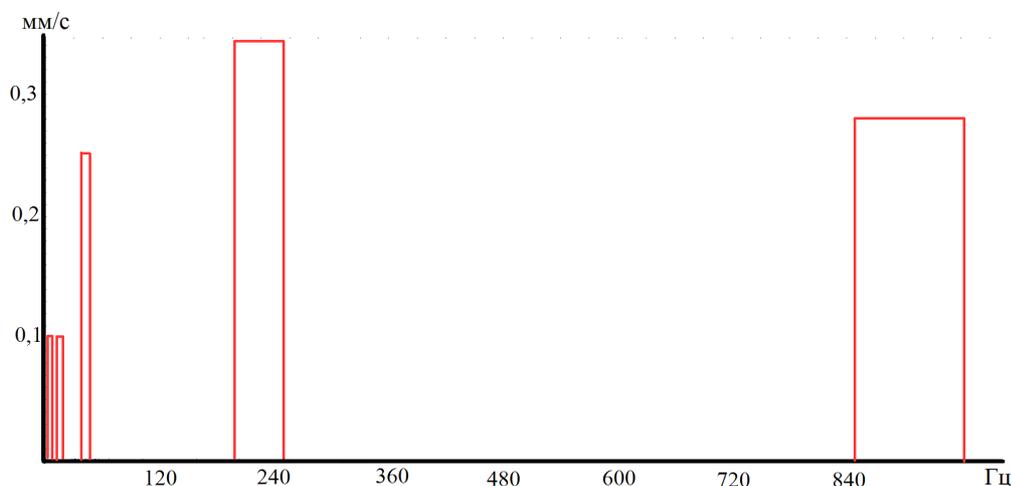


Рисунок 3.5 – Опорный спектр

Этап проверки редуктора и локализации дефекта состоит в сравнении спектра виброскорости поверяемого редуктора (см. рисунок 3.6) с опорным спектром. Анализируя спектры отмечено, что на частоте зубозацепления первой ступени имеется превышение амплитуды над эталонным значением (см. рисунок 3.7). Следовательно, необходимо ее проводить доработку или замену зубчатых колес этой кинематической пары. Таким образом, оценка плавности вращения редуктора определяется как разность амплитуды колебаний корпуса эталонного и испытуемого редукторов в диапазоне частот зубозацепления. По результатам работы получен патент РФ на изобретение № 2765520 «Способ определения плавности вращения редуктора».

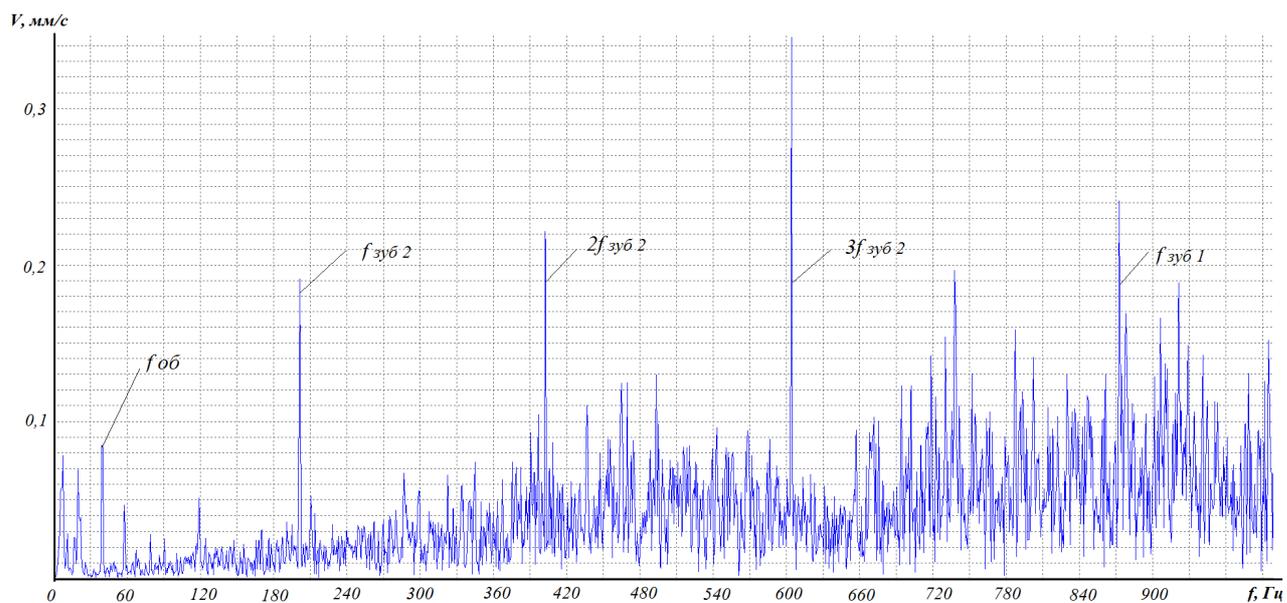


Рисунок 3.6 – Спектр виброскорости редуктора:  $f_{об}$  – частота вращения входного вала;  $f_{зуб 1}$  – частота зубозацепления быстроходной ступени редуктора;  $f_{зуб 2}$  – частота зубозацепления тихоходной ступени редуктора;  $2f_{зуб 2}$  – вторая гармоника частоты зубозацепления тихоходной ступени редуктора;  $3f_{зуб 2}$  – третья гармоника частоты зубозацепления тихоходной ступени редуктора

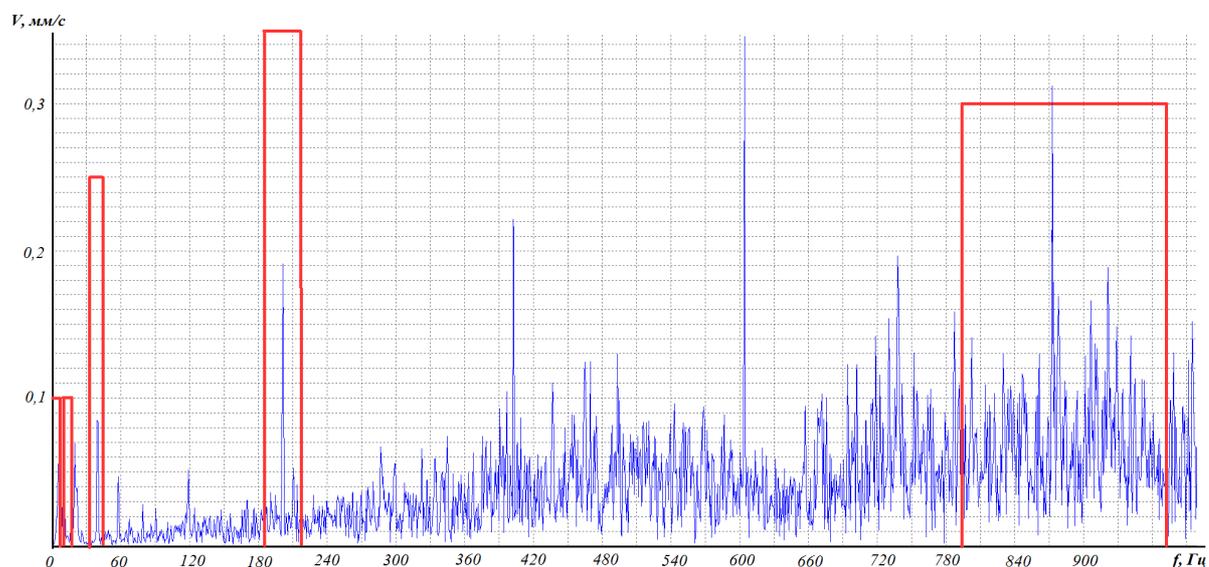


Рисунок 3.7 – Сравнение реального спектра виброскорости редуктора с опорным спектром

Погрешность метода определяется погрешностью измерения виброскорости анализатором вибрации. Для прибора «Vibro vision-2» эта величина составляет не более 10 %. Предложенная методика определения плавности вращения позволяет проводить отбраковку редукторов в условиях серийного производства и может быть использована для других механизмов разных кинематических схем.

### **3.4 Влияние смазочных материалов на виброактивность редукторов**

В высокоточных следящих электроприводах наиболее важная задача – это снижение виброактивности механической передачи, что вызвано высокими требованиями к плавности перемещения объекта регулирования и требованием обеспечения минимальных скоростей при наведении [A53] Отсюда вывод, что величина вибрации редуктора – это одна из основных эксплуатационных характеристик, определяющих конструктивное совершенство механизма и его текущее техническое состояние. В механизмах вязкое трение и трение скольжения являются основными поглотителями энергии вибраций [101, 111]. Вязкое трение вызвано присутствием масляной пленки в зубчатых парах и в подшипниках. Трение скольжения образуется в случае относительного перемещения отдельных элементов машины. [73]. Установлено, что вибрация механизма возрастает в случае малого внутриузлового трения, поскольку в результате отсутствия поглощения, происходит накопление энергии вибрации. Как результат – в машинах с подшипниками качения более высокая в отличие от машин с подшипниками скольжения вибрационная нагрузка [64, 103].

С целью исследования влияния различных смазочных материалов на внутриузловую вибрацию механизмов точного позиционирования проводилось их экспериментальное изучение. Для исследования использован четырехступенчатый редуктор с передаточным отношением  $I_{ред} = 48,6$ . Первая ступень этого редуктора планетарная, вторая – коническая, а третья и четвертая – цилиндрические. На рисунке 3.8 представлена кинематическая схема исследуемого редуктора. При помощи анализатора вибрации «Vibro Vision-2»

проводилась регистрация сигналов. На крышку подшипника редуктора установлен выносной датчик вибрации виброанализатора. На рисунке 3.9 представлен общий вид редуктора с габаритными размерами. Так как корпус редуктора, для облегчения, выполнен из легкого сплава, датчик вибрации при помощи встроенного постоянного магнита установлен на стальную крышку подшипника [А53].

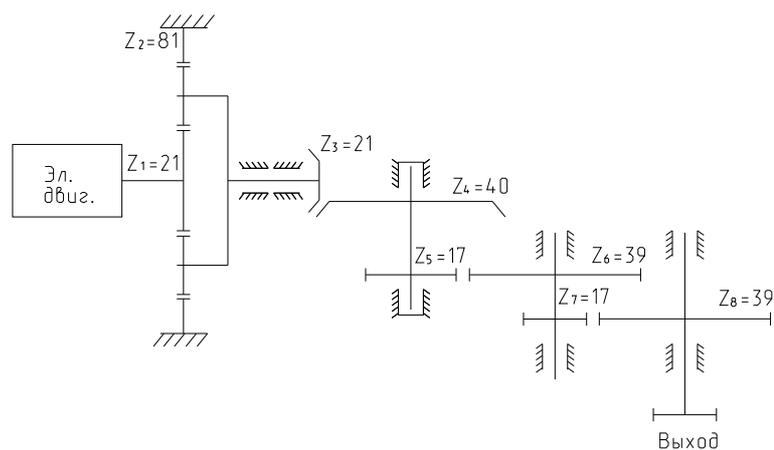


Рисунок 3.8 – Кинематическая схема редуктора

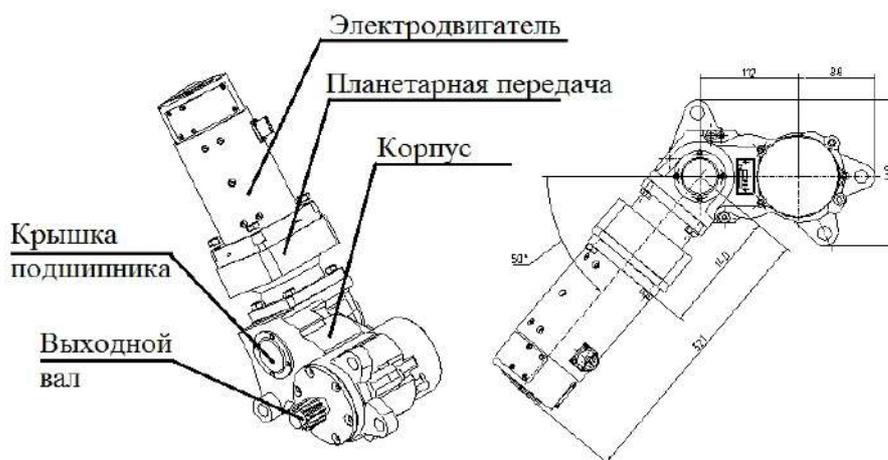


Рисунок 3.9 – Общий вид редуктора

Оценка внутриузловой вибрации проведена с использованием среднеквадратичного значения (СКЗ) виброскорости в определенном частотном диапазоне, разделенном на несколько полос. Используемое для исследования программное обеспечение включает несколько разновидностей расчета. Граничные полосы частот представлены в таблице 3.5, при этом ширина полосы составляет 1/3 октавы [А61].

Таблица 3.5 – Граничные полосы частот

Номер полосы	Нижняя граница, Гц	Верхняя граница, Гц
1	22,0	27,7
2	27,7	34,9
3	34,9	44,0
4	44,0	55,4
5	55,4	69,8
6	69,8	88,0
7	88,0	110,9
8	110,9	139,7
9	139,7	176,0
10	176,0	221,7
11	221,7	279,4
12	279,4	352,0
13	352,0	443,5

Объективность эксперимента обеспечена проведением исследований на одном и том же редукторе, а также промывкой редуктора перед заменой смазки. Используются консистентные смазки ЦИАТИМ-221 и ВНИИНП-254 Атланта, а также трансмиссионное масло ТСЗП 8. На рисунке 3.10 представлен результат эксперимента, содержащий распределение СКЗ виброскорости редуктора с трансмиссионным маслом. Анализируя график отмечено, что максимальная величина СКЗ виброскорости сосредоточена в диапазоне частот 90...180 Гц.

Пиковые значения виброскорости 0,32 мм/с расположены в диапазоне 110...140 Гц [А53].

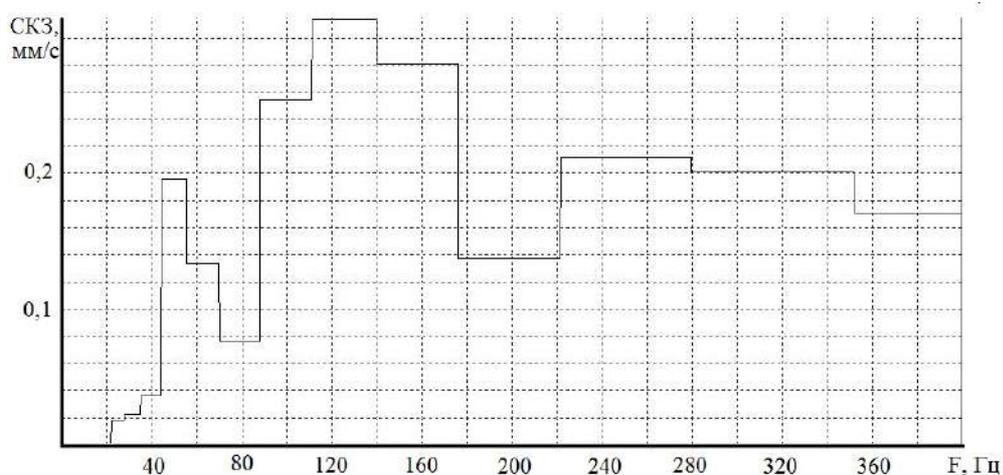


Рисунок 3.10 – Распределение СКЗ виброскорости в полосах частот для редуктора с маслом ТС3П 8

Анализируя представленный на рисунке 3.11 результат испытаний редуктора со смазкой ВНИИНП-254 Атланта, установлено, что максимальная величина СКЗ виброскорости расположена в частотном диапазоне 220...400 Гц, а предельное значение виброскорости 0,27 мм/с находится в диапазоне 280...350 Гц [А61].

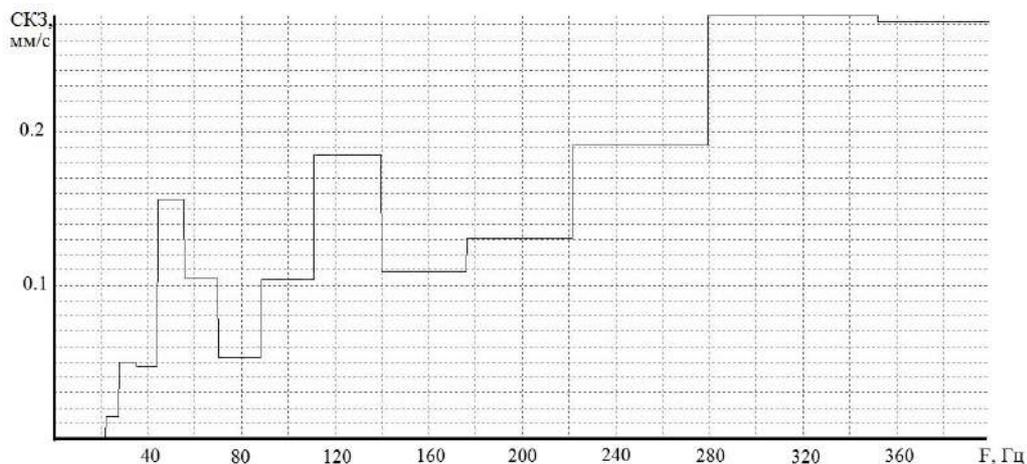


Рисунок 3.11 – Распределение СКЗ виброскорости в полосах частот для редуктора со смазкой ВНИИНП-254 Атланта

Анализируя представленный на рисунке 3.12 результат измерения СКЗ виброскорости редуктора со смазкой ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433-80, установлено, что максимальная вибрация находится в диапазоне 220...400 Гц, а предельное значение 0,28 мм/с приходится на диапазон 280...350 Гц.

Обобщенные результаты измерений СКЗ виброскорости редуктора с разными типами смазки сведены в таблицу 3.6. На рисунке 3.13 данные из таблицы представлены в виде гистограммы для максимальной наглядности [А61].

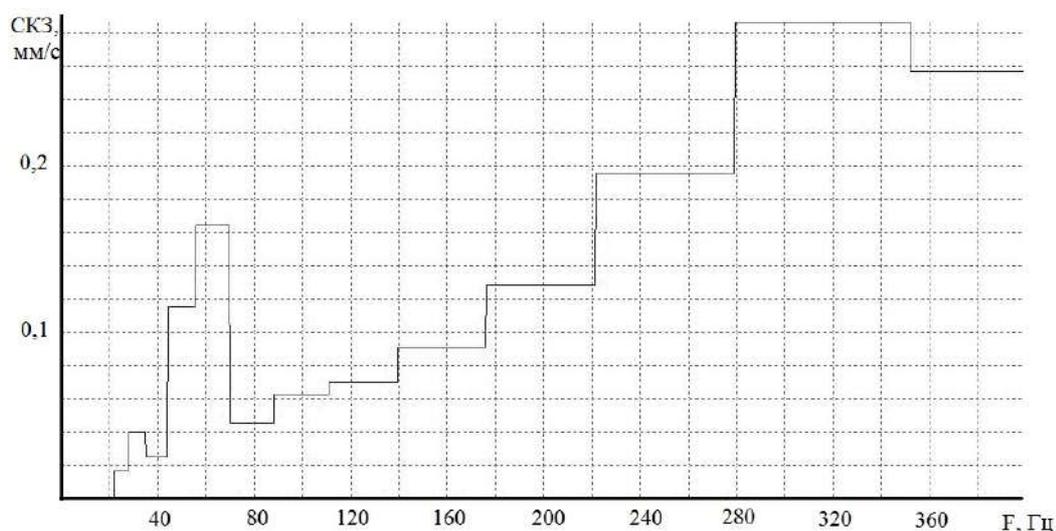


Рисунок 3.12 – Распределение СКЗ виброскорости по полосам частот для редуктора со смазкой ЦИАТИМ-221

Таблица 3.6 – Результаты измерений

Граничные полосы частот, Гц	Среднеквадратичное значение виброскорости, мм/с		
	Масло ТСЗП 8	Смазка ВНИИНП-254 Атланта	Смазка ЦИАТИМ-221
22-27,7	0,01796	0,01450	0,01627
27,7-34,9	0,02264	0,04979	0,04020

Продолжение таблицы 3.6

Граничные полосы частот, Гц	Среднеквадратичное значение виброскорости, мм/с		
	Масло ТСЗП 8	Смазка ВНИИНП- 254 Атланта	Смазка ЦИАТИМ-221
34,9-44,0	0,03615	0,04726	0,02504
44,0-55,4	0,19578	0,15590	0,11545
55,4-69,8	0,13369	0,10439	0,16446
69,8-88,0	0,07678	0,05297	0,04553
88,0-110,9	0,25400	0,10398	0,06225
110,9-139,7	0,31324	0,18482	0,06979
139,7-176,0	0,28040	0,10912	0,09112
176,0-221,7	0,13713	0,13038	0,12872
221,7-279,4	0,21136	0,19132	0,19564
279,4-352,0	0,20088	0,27620	0,28705
352,0-443,5	0,17036	0,27206	0,25703

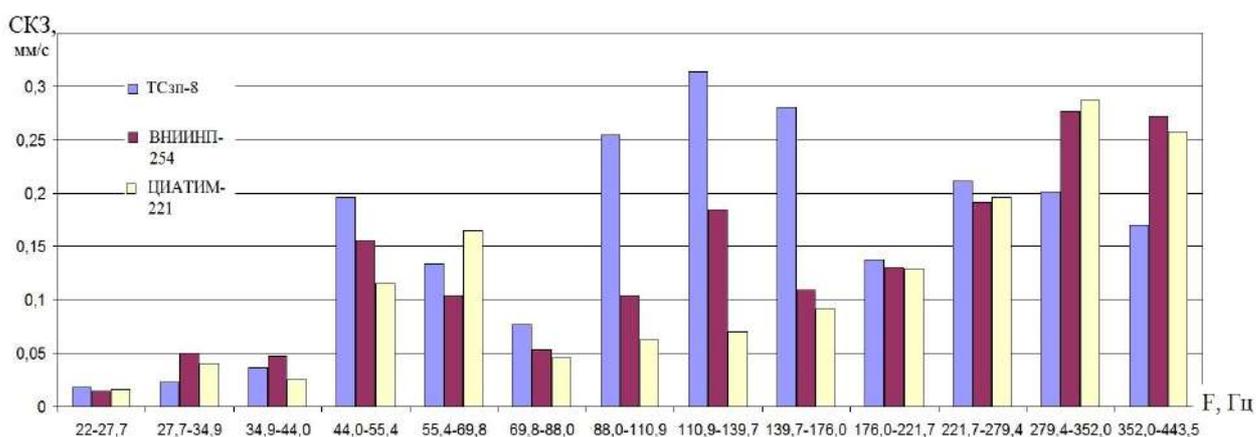


Рисунок 3.13 – Гистограмма распределения СКЗ виброскорости по полосам частот

Основываясь на результатах анализа графиков распределения вибрации по полосам частот, выявлено, что в частотном диапазоне от 0 до 44 Гц тип

смазочного материала оказывает несущественное влияние на амплитуду вибрации. В диапазоне частот 44...176 Гц максимальная вибрация обнаружена у редуктора с трансмиссионным маслом ТСЗП 8, а в частотном диапазоне свыше 280 Гц редуктор с трансмиссионным маслом ТСЗП 8 обладает минимальной виброактивностью в отличие от консистентных смазок [А53].

Таким образом, экспериментально установлено, что выбор смазочного материала редуктора необходимо обосновать с учетом частотного диапазона зубозацепления отдельных ступеней редуктора [А61].

Ниже приведен пример выбора смазки на основе проведенного эксперимента. Частота зубозацепления зубчатой пары равна произведению оборотной частоты шестерни на ее количество зубьев. Для входной шестерни испытуемого редуктора, которая находится на валу электродвигателя и вращается с частотой 50 Гц, частота зубозацепления будет составлять  $50 \times 21 = 1050$  Гц. Учитывая, что частота значительно превышает 280 Гц, предпочтительно использование в этой передаче жидкой смазки.

Установленная на выходе планетарной передачи коническая пара шестерен имеет частоту зубозацепления (с учетом передаточного отношения планетарной передачи 4,86) 216 Гц. Учитывая результаты проведенного исследования, а также гистограмму на рисунке 4.10, для этой кинематической пары целесообразно использование консистентной смазки.

Остальные кинематические пары в исследуемом редукторе имеют более низкие частоты вращения, а следовательно, и низкие частоты зубозацепления. Следовательно, для обеспечения максимальной плавности вращения (минимальной вибрации редуктора), необходимо применение различных смазочных материалов:

- в быстроходной первой ступени – трансмиссионного масла;
- консистентной смазки в других кинематических парах.

В процессе экспериментального исследования было установлено, что в частотном диапазоне 44...176 Гц консистентные смазки гасят вибрацию наиболее эффективно. На более высоких частотах вращения, где частота зубозацепления

свыше 280 Гц, предпочтительнее применять трансмиссионное масло. Наиболее вероятной причиной такого явления может быть различная толщина слоя смазки в зоне зубчатого зацепления.

Наличие на зубчатых передачах значительной центробежной силы обуславливает присутствие эффекта «разбрасывания» достаточно толстого слоя консистентной смазки из зоны зубозацепления на периферию, что неизбежно влечет за собой уменьшение демпфирования вибрации. В результате использования в редукторе относительно жидкого трансмиссионного масла толщина слоя смазки в зоне контакта зубьев минимальна, что положительно влияет на сохранение ее в зоне контакта зубьев. Следует отметить, что редуктор с трансмиссионным маслом работает в условиях «масляного тумана», вследствие чего происходит непрерывное смазывание контактирующих поверхностей брызгами и парами масла. Установлено, что на тихоходных ступенях редуктора при частоте зубозацепления, не превышающей 200 Гц, консистентные смазки наиболее эффективно гасят энергию вибрации, что обусловлено их достаточно большой вязкостью, в результате этого толщины смазочного слоя хватает для заполнения основной части бокового зазора в зацеплении зубьев, в результате чего сопряжение зубьев становится плавным. Использование предложенной методики для подбора смазки позволяет получить наилучшие показатели плавности работы редуктора и наименьший шум [А53].

### **3.5 Прикатка редуктора как метод обеспечения плавности вращения**

Как было установлено выше, в высокоточных следящих ЭП, которые работают при сравнительно малых нагрузках, большое влияние на плавность работы и на характеристику выходного перемещения оказывают технологические погрешности, возникающие при изготовлении механической части ЭП. Для минимизации влияния этих погрешностей на плавность работы целесообразно использование внутриузловой прикатки. Её применение позволит достичь необходимой плавности вращения механической передачи ЭП за счет частичного

уменьшения дефектов изготовления и сборки. В качестве объекта исследований взят двухступенчатый цилиндрический редуктор, кинематическая схема которого изображена на рисунке 3.14.

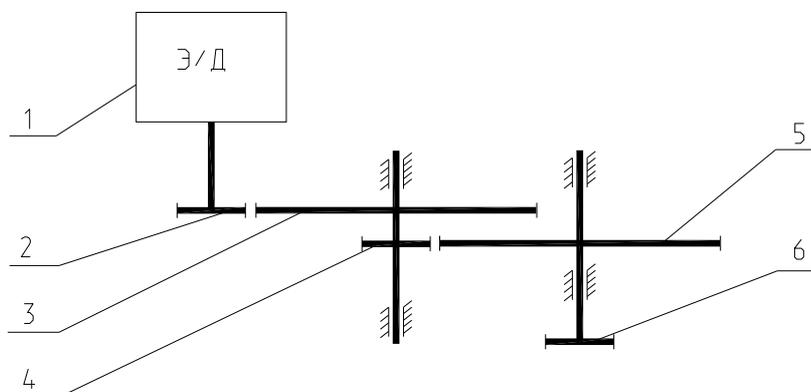


Рисунок 3.14 – Кинематическая схема редуктора: 1 – приводной электродвигатель; 2 – шестерня ( $Z = 18$   $m = 1$ ); 3 – колесо зубчатое ( $Z = 70$   $m = 1$ ); 4 – шестерня ( $Z = 18$   $m = 1$ ); 5 – колесо зубчатое ( $Z = 70$   $m = 1$ ); 6 – выходной вал

В редукторе используется приводной электродвигатель постоянного тока с частотой вращения  $1500 \text{ мин}^{-1}$ .

Расчетные частоты редуктора:

- частота вращения быстроходного вала 25 Гц;
- частота вращения промежуточного вала 6,44 Гц;
- частота вращения тихоходного вала 1,65 Гц;
- частота зубосопряжения 1-й ступени 450 Гц;
- частота зубосопряжения 2-й ступени 116 Гц.

Экспериментальное исследование влияния внутриузловой прикатки на плавность вращения редуктора проводилось следующим образом. После установки редуктора на стенд проведена его обкатка по 10 мин в каждую сторону. Далее замерены параметры вибрации редуктора, при этом датчик вибрации необходимо закрепить в направлении линии, соединяющей центры валов редуктора. После чего редуктор демонтирован со стенда, удалена смазка и

нанесен специальный состав для прикатки на зубья шестерен 2-й ступени. Затем произведена прикатка редуктора в течение 10 часов (со сменой направления через 5 часов) и замерены параметры вибрации редуктора.

Для оценки достигнутого от прикатки эффекта производилась регистрация сигнала виброперемещения и СКЗ виброскорости. Далее, с помощью программы «Синхронный регистратор Атлант» [92] сигнал виброперемещения преобразован в спектр. Анализ представленной на рисунке 3.15 экспериментальной характеристики редуктора в начале цикла прикатки показал, что сигнал виброперемещения обладает большим количеством колебаний разной частоты и амплитуды. Присутствующие в сигнале высокочастотные составляющие отражают технологические дефекты в кинематических парах [А59]. Ими являются дефекты геометрии зубьев, вызванные термообработкой а также микронеровности, являющиеся результатом механической обработки. Измеренное значение СКЗ виброскорости соответствует величине 1,3 мм/с. Наблюдения показали, что для механизмов, работающих в составе следящего ЭП, величина СКЗ должна быть не более 0,5...1,2 мм/с.

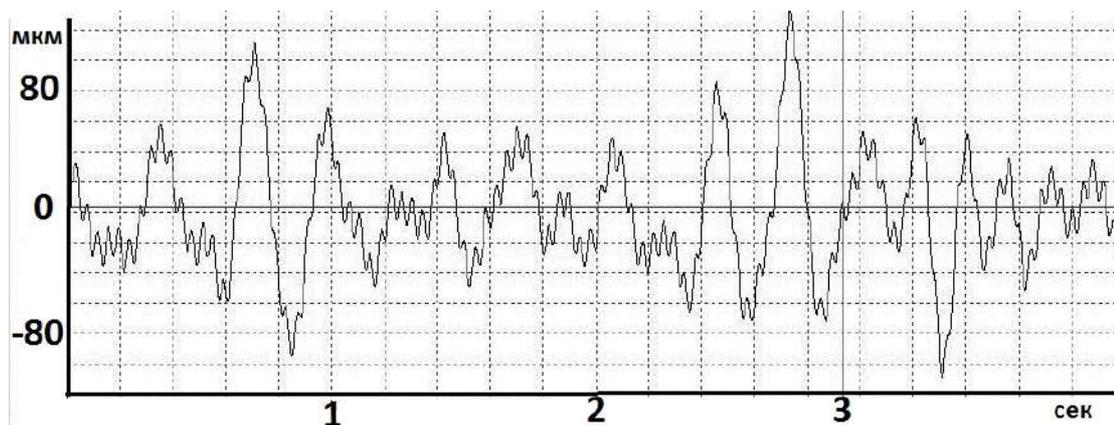


Рисунок 3.15 – Сигнал виброперемещения в начале цикла прикатки

Представленные на рисунках 3.16 и 3.17 спектры виброперемещения и виброскорости иллюстрируют начало цикла прикатки редуктора. Локальные пики на графиках отражают частоту приводного двигателя 25 Гц, а также частоты зубозацепления второй ступени и ее гармоники. Вибрация от зубозацепления

первой ступени редуктора имеет небольшую амплитуду и находится на частоте 450 Гц. Вибрации на низких частотах до 30 Гц обусловлена погрешностями изготовления отдельных зубьев колеса тихоходного вала, а также дисбалансом тихоходного и промежуточного валов [А58].

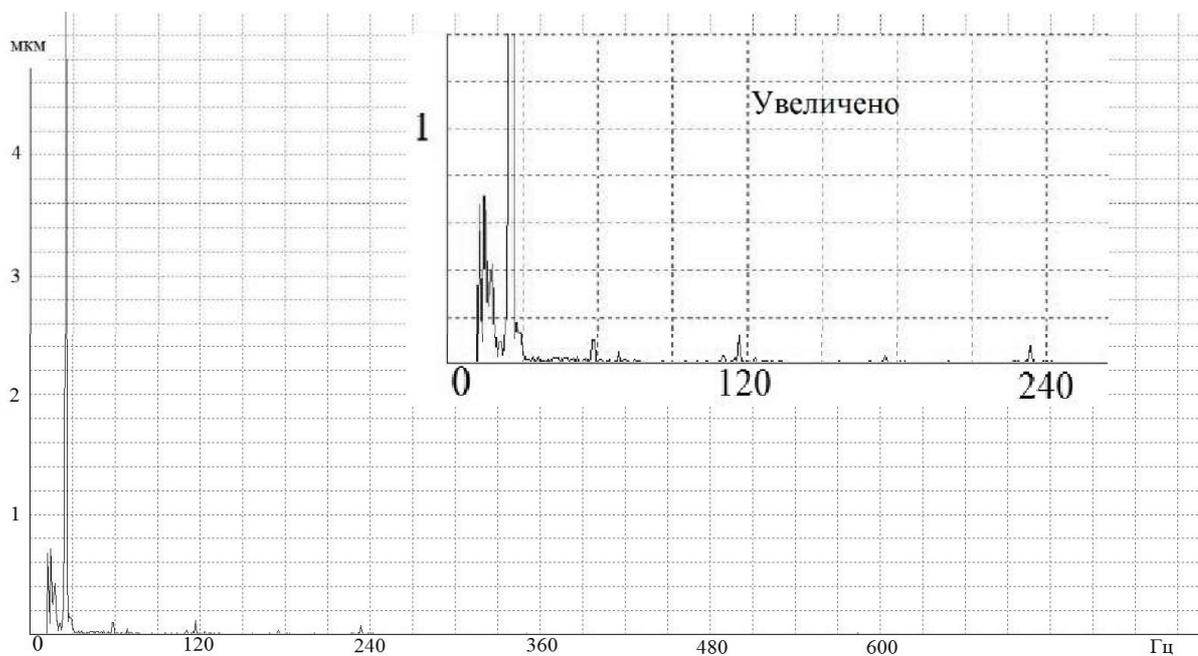


Рисунок 3.16 – Спектр виброперемещения в начале цикла прикатки

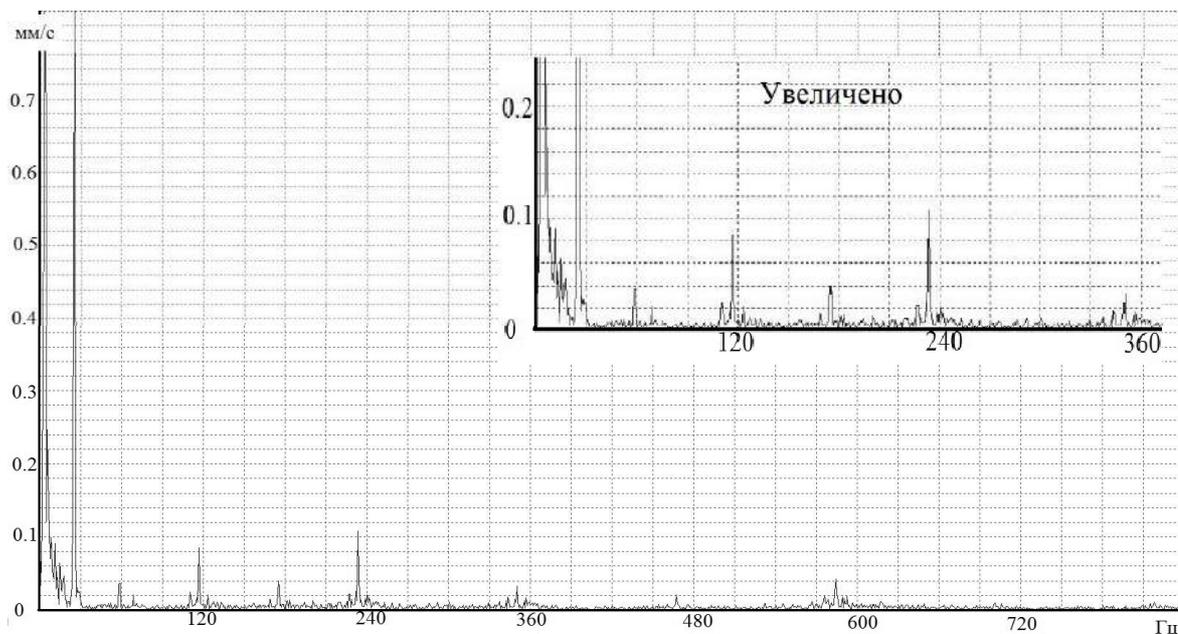


Рисунок 3.17 – Спектр виброскорости в начале цикла прикатки

На рисунке 3.18 представлен сигнал виброперемещения после цикла прикатки длительностью 10 часов..

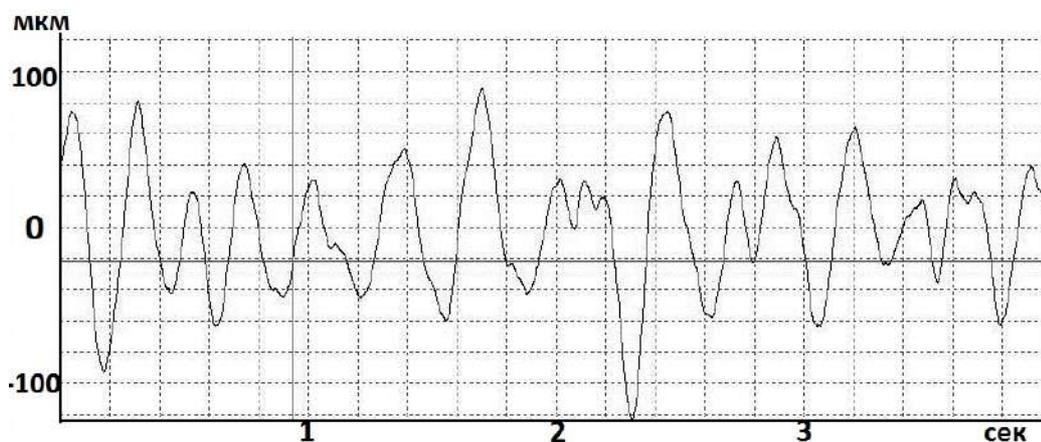


Рисунок 3.18 – Сигнал виброперемещения в конце цикла прикатки

Анализируя график отмечено, что форма сигнала виброперемещения существенно изменилась, исчезли высокочастотные составляющие. При этом форма сигнала приблизилась к синусоиде. В результате произведенной внутриузловой прикатки произошло существенное снижение величины СКЗ виброскорости с 1,3 до 0,4 мм/с, вызванное сглаживанием микронеровностей на боковых поверхностях зубьев. Спектры сигналов виброскорости и виброперемещения после завершения внутриузловой прикатки приведены на рисунках 3.19 и 3.20. Зафиксированные вибрационные параметры перед и после внутриузловой прикатки представлены в таблице 3.7 [А63].

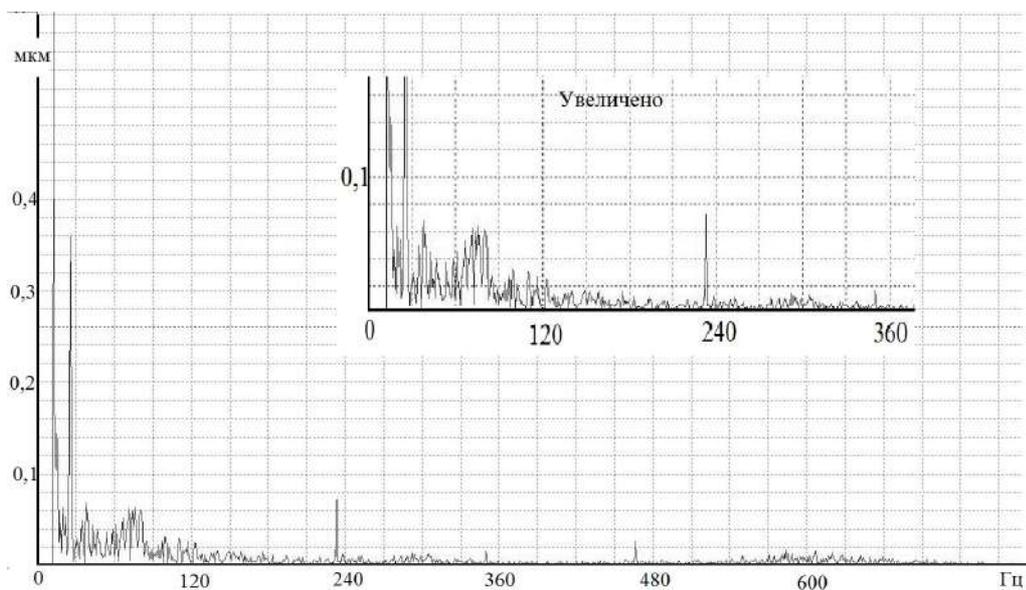


Рисунок 3.19 – Спектр сигнала виброперемещения

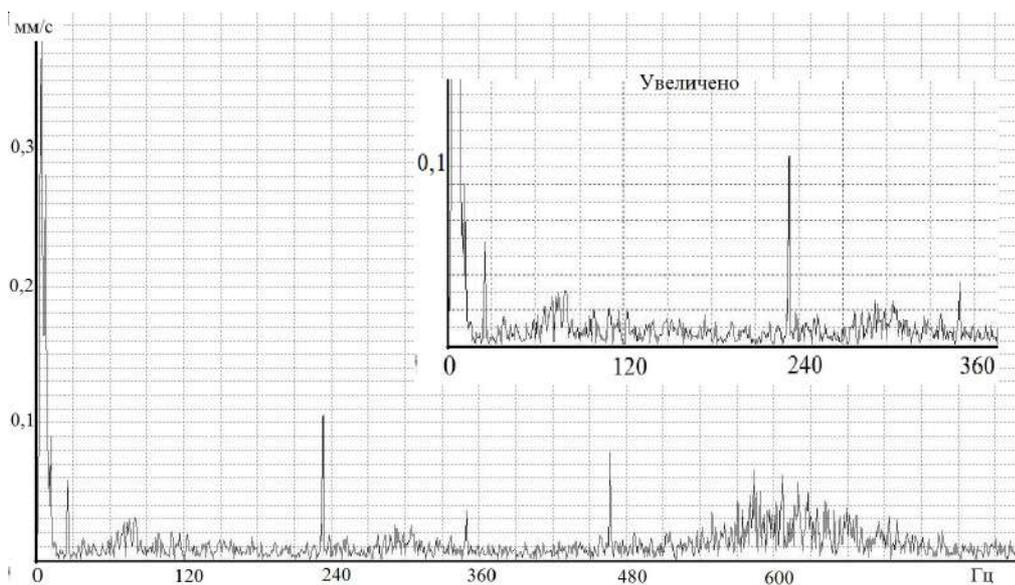


Рисунок 3.20 – Спектр сигнала виброскорости

Таблица 3.7 – Параметры вибрации после прикатки

Частота, Гц	Виброскорость, мм/с		Виброперемещение, мкм	
	До прикатки	После	До прикатки	После
480	0,02	0,02	-	-
123	0,08	0,02	-	-
25	-	-	5,8	0,4
6,5	-	-	6,5	3,7

На основе результатов исследования построен экспериментальный график (см. рисунок 3.21) зависимости СКЗ виброскорости от времени прикатки (без нагрузки), анализируя который отмечено, что снижение СКЗ происходит в течение 10 часов. Дальнейшая прикатка значительного эффекта не дает. Данный график построен для редуктора, зубчатые передачи которого имеют твердость 57...63 HRC. В случае использования материалов с меньшей твердостью, время прикатки должно быть сокращено.

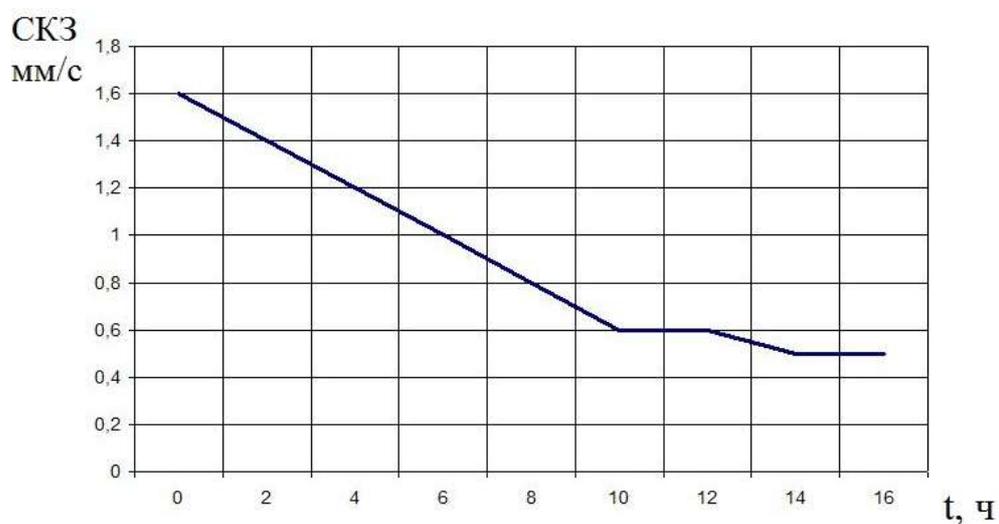


Рисунок 3.21 – Зависимость СКЗ виброскорости от времени прикатки

Так как малый люфт редуктора наряду с плавностью вращения является важнейшей характеристикой редуктора, через каждый час прикатки контролировалась величина люфта редуктора. Зависимость люфта от времени прикатки приведена на рисунке 3.22. Первые 10 часов люфт редуктора линейно увеличивается, то есть происходит сглаживание микронеровностей поверхности зубьев и увеличивается боковой зазор, далее величина люфта меняется не значительно.

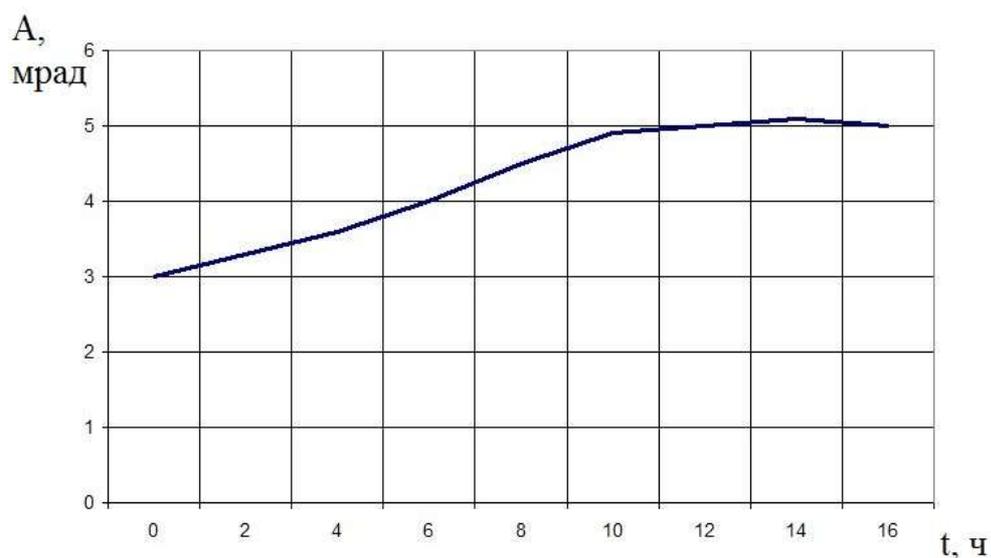


Рисунок 3.22 – Зависимость люфта редуктора от времени прикатки

В результате исследования установлено, что в результате цикла прикатки снизилось СКЗ виброскорости в 3,25 раза. Значительное уменьшение амплитуды виброперемещения на частотах зубозацепления и на частоте быстроходного вала, подтверждает улучшение плавности вращения редуктора и снижение внутриузловых шумов. Последующая прикатка нецелесообразна ввиду значительного возрастания бокового зазора в каждой ступени редуктора, что означает увеличение углового люфта редуктора.

Экспериментально определено время отработки угла  $2,5^\circ$  электроприводом с редукторами, отличающимися параметрами вибрации. На рисунке 3.23 представлен график ошибки привода при приведении на заданный угол.

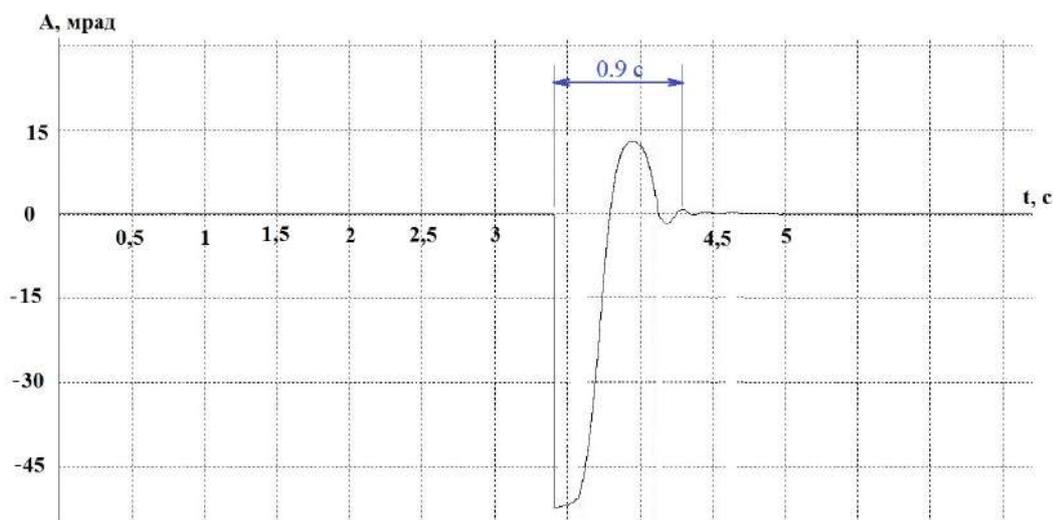


Рисунок 3.23 – График ошибки электропривода

В данном случае редуктор характеризуется повышенным шумом и СКЗ виброскорости составляет 1,4 мм/с. При этом время переходного процесса электропривода находится в пределах 0,9 с, что не соответствует требованию быстродействия к электроприводу. График на рисунке 3.24 иллюстрирует ошибку привода с редуктором после внутриузловой прикатки, величина СКЗ которого составляет 1,2 мм/с. Переходной процесс в этом случае также имеет колебательный вид и длится 0,5 с. Величина перерегулирования в обоих случаях находится в пределах 0,25 мрад.

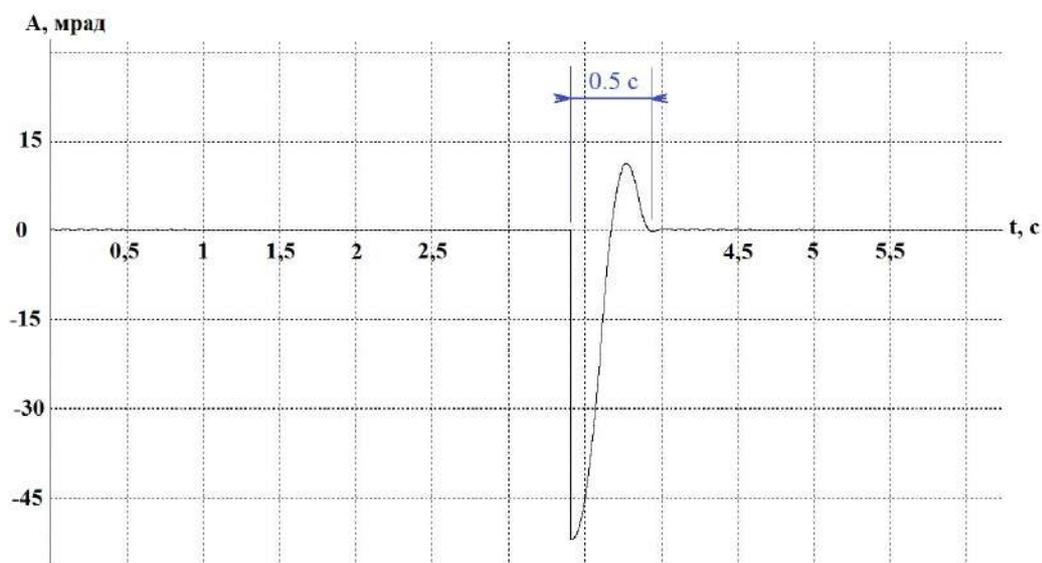


Рисунок 3.24 – График ошибки электропривода

Экспериментально установлено, что внутриузловая прикатка редуктора служит действенным методом для обеспечения плавности его вращения, а следовательно приводит к повышению точности следящего ЭП за счет снижения времени переходного процесса на 40 %.

### **3.6 Автоматизации измерения люфта**

Минимальный угловой люфт редуктора позволяет достигать высокую точность работы ЭП с минимальным временем отработки входного воздействия. Учитывая, что существующие в настоящее время методы его измерения не соответствуют современным требованиям, есть необходимость в автоматизации процесса с целью более объективного и быстрого замера. Гипотеза экспериментального исследования сводится к следующему. Если подать на электродвигатель редуктора возмущающее воздействие в виде синусоиды определенной амплитуды и частоты, выходной вал отработает это воздействие, с неизменной частотой. Но при смене направления вращения вала двигателя, в силу наличия угловых люфтов в кинематических парах редуктора, выходной вал будет некоторое время неподвижен, а время простоя выходного вала прямо пропорционально величине суммарного углового люфта редуктора [А60]. Таким образом, для оценки суммарного люфта редуктора необходимо измерить время «простоя» выходного вала. Данная гипотеза сопровождается рисунками. На рисунке 3.25 представлен теоретический график поворота выходного вала идеального редуктора, у которого отсутствует угловой люфт. График совпадает по частоте с возмущающим воздействием.

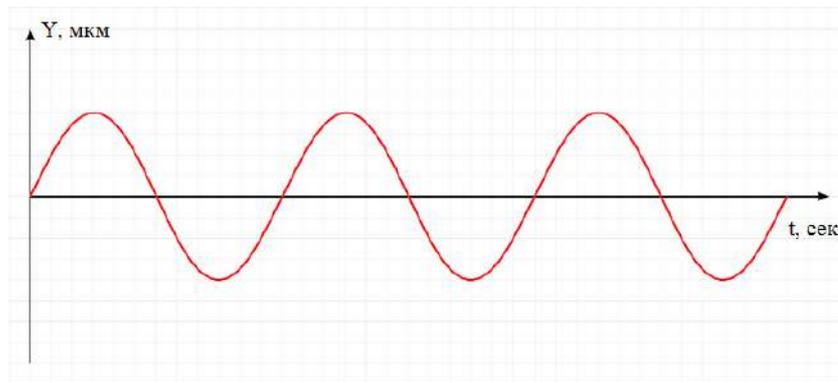


Рисунок 3.25 – График поворота выходного вала идеального редуктора

Предполагаемый график движения выходного вала реального редуктора, обладающего угловым люфтом, изображен на рисунке 3.26.

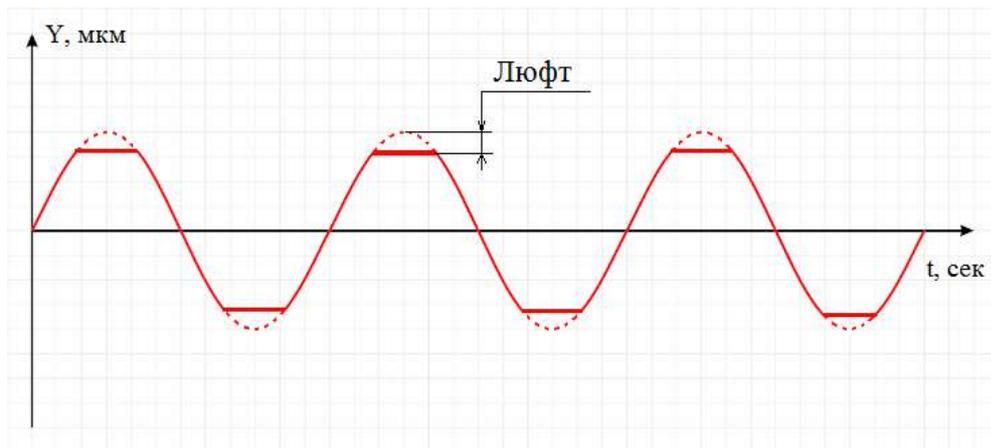


Рисунок 3.26 – График движения выходного вала редуктора с люфтом

С изменением направления движения выходной вал редуктора определенное время неподвижен вследствие наличия люфта. При этом амплитуда перемещения не изменяется. Величина люфта больше, если больше срезаны вершины синусоиды. Главная задача состоит во взаимосвязи времени «простоя» с величиной люфта.

Для проверки этой теории экспериментальным методом собран стенд, схема которого приведена на рисунке 3.27.

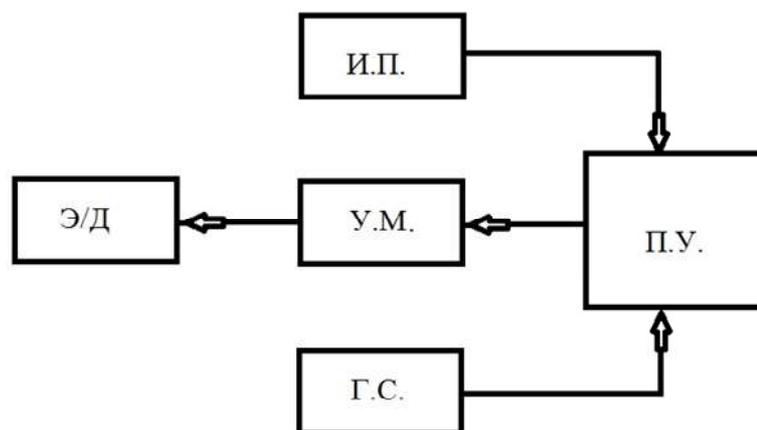


Рисунок 3.27 – Структурная схема стенда: Э/Д – приводной электродвигатель; У.М. – усилитель мощности; П.У. – пульт управления; И.П. – источник питания; Г.С. – генератор сигналов

Испытания проводились на редукторе, схема которого представлена на рисунке 3.8. Для фиксации движения выходного вала редуктора использован виброанализатор «Vibro Vision-2», датчик вибрации которого, который закреплен на выходном валу редуктора посредством специального приспособления, исключаящего люфт в месте его сочленения с валом. Генератор сигналов формирует синусное возмущающее воздействие, которое далее через пульт управления и усилитель мощности поступает на приводной двигатель редуктора. Измеренный при помощи виброанализатора сигнал виброперемещения вала при входном воздействии с амплитудой 0,6 В и частотой 5 Гц представлен на рисунке 3.28 [А60]. Анализ этого графика показывает, что синусоида имеет срезанные вершины. Следовательно, в кинематической цепи редуктора имеется угловой люфт, который в данном случае характеризуется временем «простоя»  $T = 0,048$  с [А60]. На протяжении этого времени амплитуда графика практически не изменяется.

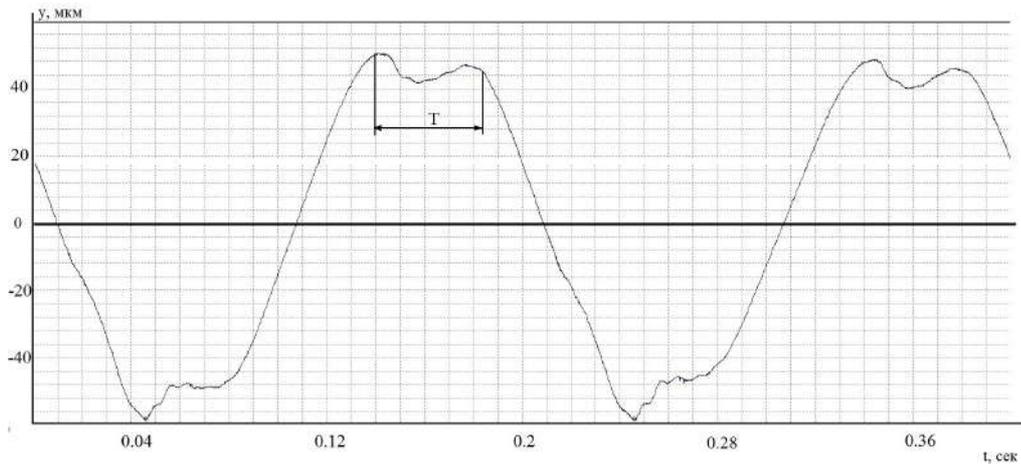


Рисунок 3.28 – Измеренный сигнал виброперемещения

С целью численной оценки люфта требуется перевести время «простоя» в угол поворота выходного вала. Пользуясь известными характеристиками электродвигателя и усилителя, а также известными инерционными свойствами редуктора, проведены расчеты с помощью имитационной модели. Результат расчета представлен на рисунке 3.29. Угол поворота выходного звена изменяется в диапазоне  $\pm 0,009$  радиан.

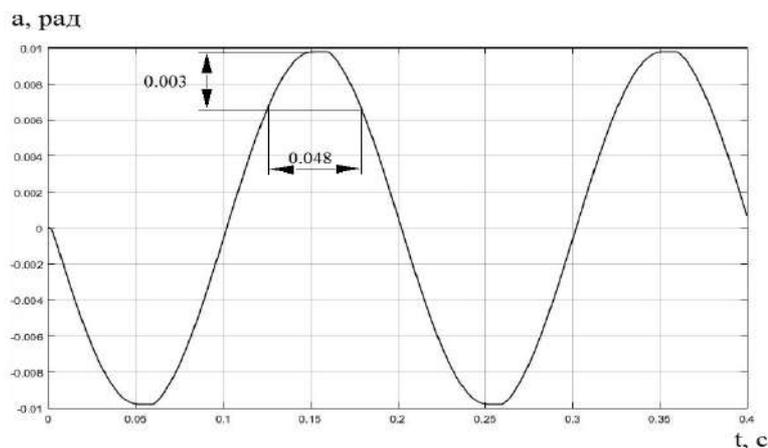


Рисунок 3.29 – Угол поворота выходного вала

Анализируя график определено, что искомая величина люфта, которая соответствует времени «простоя» 0,048 с составляет 3 мрад. Поскольку люфт редуктора и плавность его вращения являются важнейшими характеристиками, влияющими на точность работы следящего электропривода, предложенный подход позволяет автоматизировать контрольную операцию по замеру люфта,

сделать ее более объективной, что позволяет обеспечить отбраковку не годных редукторов.

### **3.7 Выводы по главе 3**

1. Разработанный способ определения плавности вращения редуктора позволяет количественно оценить плавность с использованием метода опорного спектра путем сравнения амплитуды вибрации испытуемого редуктора с эталонным значением, полученным на заведомо исправном редукторе и использовать опорный спектр в качестве критерия отбраковки.

2. Исследование влияния типа смазочного материала на плавность вращения редуктора показало, что в частотном диапазоне 44-176 Гц консистентные смазки наиболее предпочтительны для снижения вибрации, тогда как на более высоких частотах предпочтительно применение трансмиссионного масла.

3. Экспериментальные исследования доказали, что, внутриузловая прикатка зубчатой передачи позволяет обеспечить необходимую плавность вращения редуктора, что приводит к повышению точности следящего ЭП.

## Глава 4 Практическое использование результатов работы

### 4.1 Влияние скорости вращения и трения в зоне контакта зубьев на плавность вращения редуктора

В большинстве известных имитационных моделей редукторов трение в зубчатом зацеплении упрощенно представляется через коэффициент демпфирования, значение которого чаще всего выбирается на основе экспериментальных данных и варьируется в широком диапазоне. Но в целом известно, что потери энергии в зацеплении зубчатых колес (ЗК) довольно существенные и обусловлены как демпфирующими свойствами материала ЗК и слоя смазки в контакте зубьев, так и трением скольжения контактирующих рабочих поверхностей зубьев. В настоящей работе разработана имитационная модель редуктора и модель вязкого трения в зазоре ЗК с учетом упругости контакта зубьев.

Цель данного виртуального исследования - оценить влияние типа смазочного материала и скорости вращения электродвигателя на плавность вращения редуктора. В качестве объекта для оценки влияния сил трения в зацеплении на плавность использована разработанная во второй главе имитационная модель двухступенчатого редуктора, включающая в себя модель упруго-вязкого контакта зубьев. Исследования проведены для двух типов смазочного материала - трансмиссионного масла и консистентной смазки. В имитационной модели это реализовано различной силой вязкого трения. В качестве критерия плавности использована мощность вибрации на частотах зубозацепления 1-й и 2-й ступени. Эксперимент проведен при различных угловых частотах приводного двигателя. На рисунках 4.1 и 4.2 приведены результаты исследования для угловой частоты приводного электродвигателя  $150 \text{ с}^{-1}$ . На полученных в результате исследования спектрах измерен уровень мощности вибрации на частоте зубозацепления каждой ступени (известно, что мощность

вибрации зависит от квадрата амплитуды колебаний, а вибрационная энергия механической системы постепенно рассеивается в тепло). Результаты эксперимента при различных частотах вращения для минерального масла и консистентной смазки приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Мощность вибрации при разных угловых частотах вращения

Мощность вибрации, Вт $\times 10^{-3}$										
Угловая частота электродвигателя, $\text{с}^{-1}$	120		130		140		150		160	
	I ступень	II ступень								
Минеральное масло	0,1	17	0,095	3,292	0,293	0,858	0,531	0,258	1,007	0,344
Консистентная Смазка	0,104	16	0,125	2,823	0,350	0,774	0,710	0,317	1,015	0,371

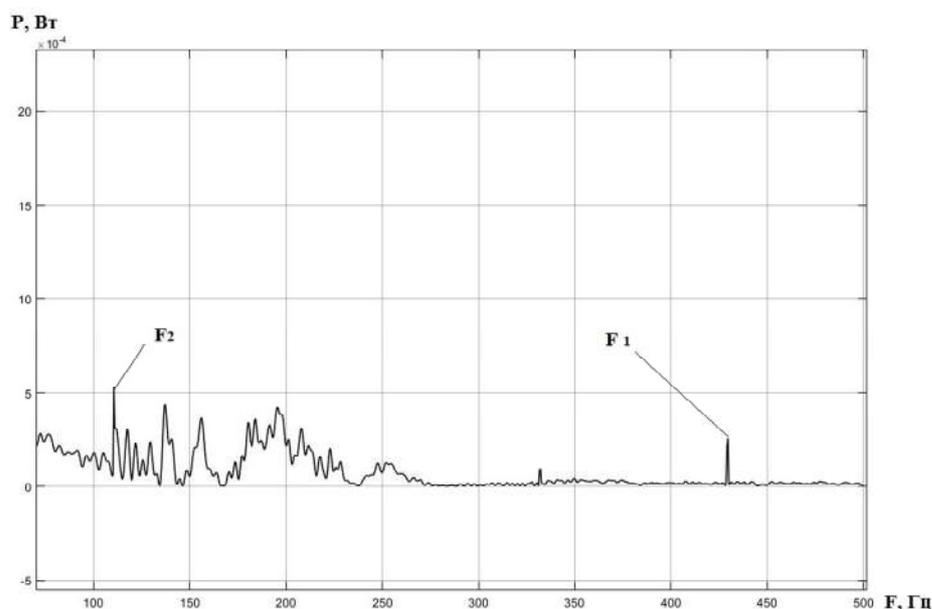


Рисунок 4.1 – Спектр скорости вращения выходного вала редуктора с консистентной смазкой при угловой частоте приводного двигателя  $150 \text{ с}^{-1}$ :  $F_1 = 430 \text{ Гц}$  – частота зубозацепления первой ступени редуктора;  $F_2 = 110 \text{ Гц}$  – частота зубозацепления второй ступени редуктора

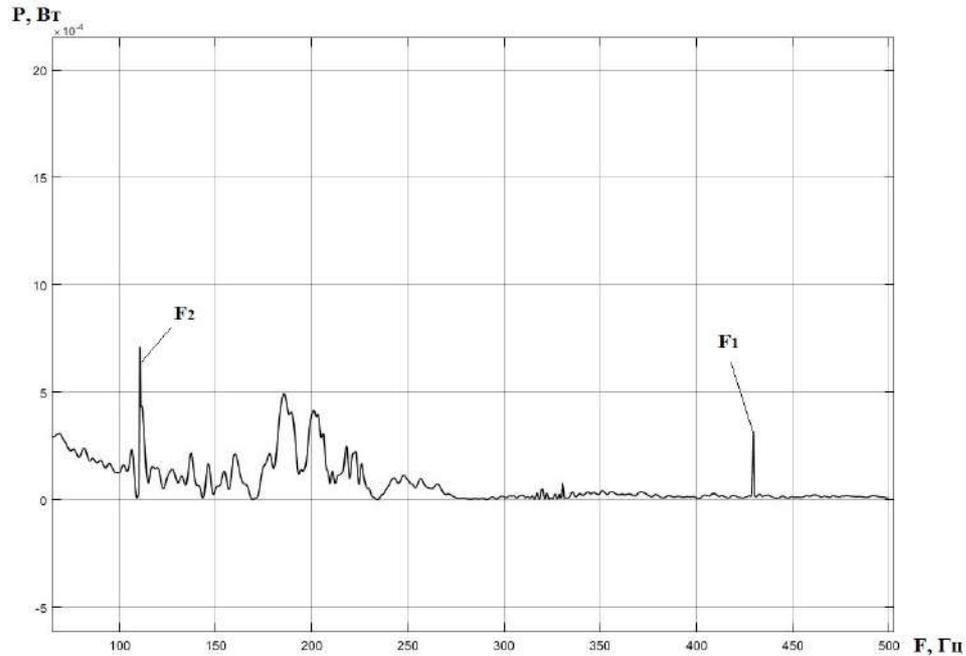


Рисунок 4.2 – Спектр скорости вращения выходного вала редуктора с жидкой смазкой при угловой частоте приводного двигателя  $150 \text{ с}^{-1}$ :  $F_1 = 430 \text{ Гц}$  – частота зубозацепления первой ступени редуктора;  $F_2 = 110 \text{ Гц}$  – частота зубозацепления второй ступени редуктора

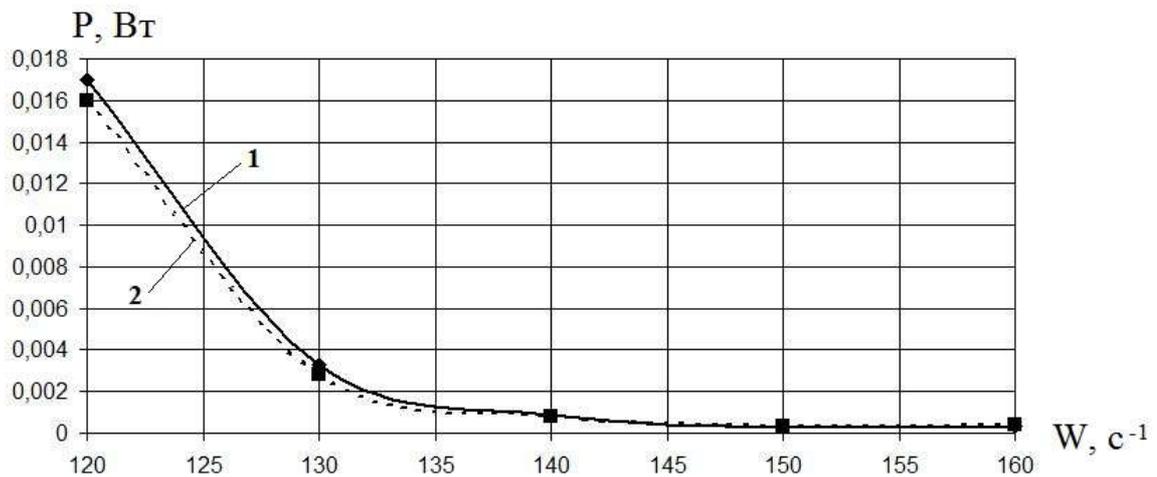


Рисунок 4.3 – Зависимость мощности вибрации первой ступени редуктора от частоты вращения приводного двигателя: 1 – консистентная смазка; 2 – минеральное масло

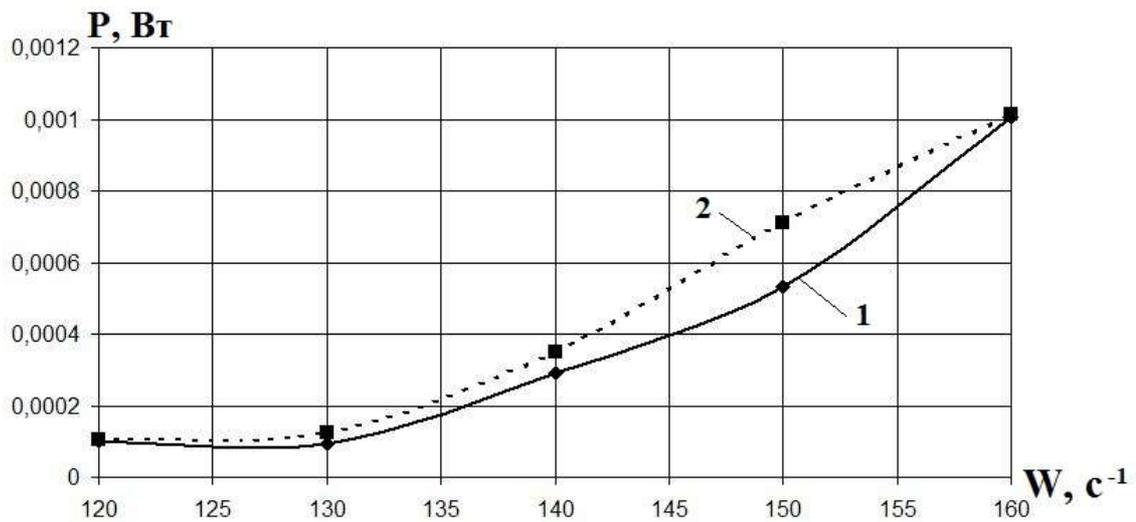


Рисунок 4.4 – Зависимость мощности вибрации второй ступени редуктора от частоты вращения приводного двигателя: 1 – консистентная смазка; 2 – минеральное масло

На основе полученных в результате исследования данных построены графики зависимости мощности вибрации первой и второй ступеней редуктора от частоты вращения приводного двигателя (см. рисунок 4.3 и рисунок 4.4)

Анализ данных, полученные в результате модельного исследования, показал различие в мощности вибрации выходного вала редуктора для разных смазочных материалов. Для первой ступени редуктора максимальное отличие в мощности вибрации на частоте вращения  $120 \text{ с}^{-1}$  составляет 4 %. Наибольшее отличие для второй ступени на частоте вращения  $150 \text{ с}^{-1}$  составляет 22,8 %. При этом мощность вибрации первой ступени снижается в 10 раз с ростом частоты вращения, а вибрация второй ступени увеличивается в 2 раза. Таким образом, в результате исследования установлено:

1. Тип смазки влияет на вибрацию редуктора, вызванную трением в месте контакта ЗК;
2. Вибрация первой ступени редуктора снижается с ростом частоты вращения;

3. Вибрация второй ступени редуктора увеличивается с ростом частоты вращения;
4. Применение консистентной смазки наиболее целесообразно для второй ступени редуктора.

#### 4.2 Исследование характеристик электропривода

Рассмотрен электропривод (см. рисунок 4.5), включающий редуктор Р, электродвигатель ЭД, объект регулирования ОР, имеющий возможность поворота относительно оси поворота ОП и кинематически связанный с редуктором через зубчатую передачу П. На оси поворота размещен датчик положения объекта регулирования ДП, который связан с блоком управления БУ, который в свою очередь электрически связан с электродвигателем.

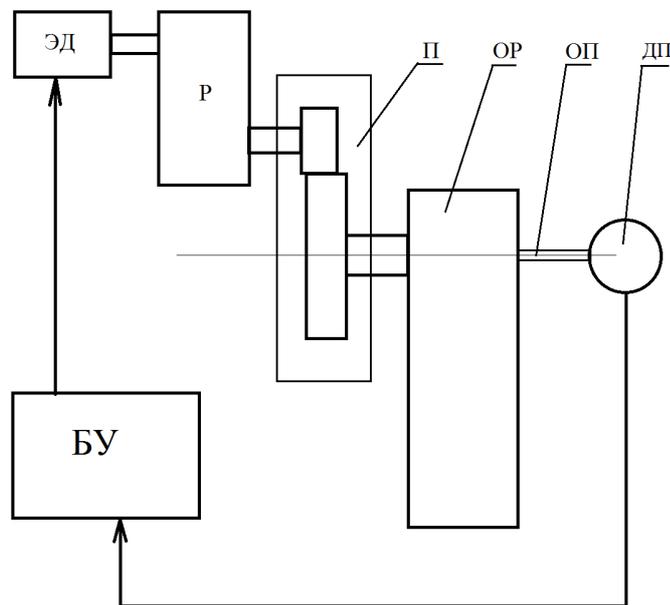


Рисунок 4.5 – Структурная схема электропривода

Формирование управляющего сигнала для электродвигателя происходит с применением пропорционально – интегрально – дифференцирующего (ПИД) регулятора. Он размещается в блоке управления и позволяет получить требуемую точность и качество переходного процесса. Формирование управляющего сигнала

осуществляется ПИД-регулятором в виде суммы трех слагаемых. Первое из них пропорционально сигналу рассогласования, второе – интеграл сигнала рассогласования, а третье – это производная этого сигнала. Функциональная схема ПИД - регулятора представлена на рисунке 4.6.

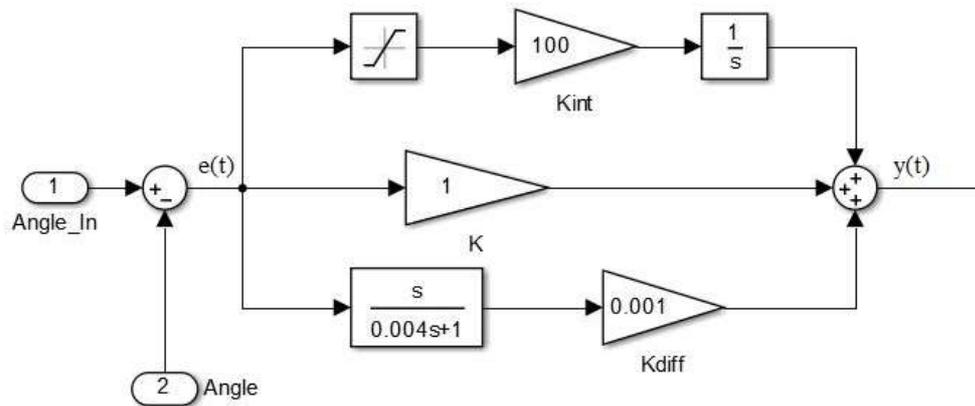


Рисунок 4.6 – Функциональная схема ПИД-регулятора, управляющего величиной  $y(t)$

Назначение ПИД-регулятора заключается в поддержании заданного значения входного сигнала (угла поворота) [54, 88]. На выходе регулятора имеется сумма слагаемых:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) dt + K_d \frac{de}{dt}, \quad (4.1)$$

где  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$  – коэффициенты усиления пропорциональной, интегрирующей и дифференцирующей составляющих регулятора соответственно;  $e(t)$  – ошибка, подаваемая на вход регулятора.

Как известно, принцип действия двигателя постоянного тока основан на взаимодействии тока проводников обмотки якоря с магнитным полем в воздушном зазоре, созданным результирующей магнитодвижущей силой всех обмоток двигателя. В результате возникают электромагнитные силы, действующие на проводники обмоток якоря, которые создают электромагнитный момент, приводящий якорь во вращение.

При разработке математической модели двигателя сделано допущение, что управление осуществляется по цепи якоря, магнитный поток в зазоре двигателя постоянен, а реакция якоря и гистерезис магнитной цепи отсутствуют.

Уравнение напряжений для цепи якоря двигателя:

$$U_{\text{я}} = L_{\text{я}} \frac{di_{\text{я}}}{dt} + R_{\text{я}} i_{\text{я}} + c_e \omega, \quad (4.2)$$

где  $U_{\text{я}}$  – напряжение на якоре двигателя, В;  $i_{\text{я}}$  – ток якоря, А;  $R_{\text{я}}$  – сопротивление якоря, Ом;  $c_e$  – коэффициент противо ЭДС В × с/рад;  $\omega$  – скорость вращения двигателя рад/с.

Уравнение моментов на валу двигателя:

$$J_{\text{д}} \frac{d\omega}{dt} + M_{\text{сопр}} = M_{\text{д}}, \quad (4.3)$$

где  $J_{\text{д}}$  – момент инерции ротора двигателя, кг × м<sup>2</sup>;  $M_{\text{сопр}}$  – момент нагрузки на роторе двигателя Н × м;  $M_{\text{д}}$  – момент двигателя Н × м.

Функциональная схема электродвигателя, разработанная на основе дифференциальных уравнений, описывающих поведение при переходных процессах двигателя, представлена на рисунке 4.7 [41, 42, 47, 69, 75].

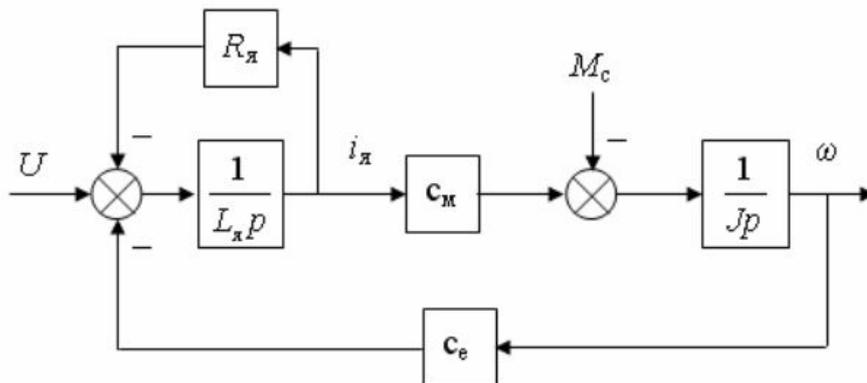


Рисунок 4.7 – Функциональная схема электродвигателя

Поскольку в реальных экспериментах использован электродвигатель ЭДМ-120 производства ОАО «КЭМЗ», характеристики его известны:

- $R_{\text{я}}=0,15$  Ом (сопротивление цепи якоря);
- $L_{\text{я}}=54 \times 10^{-6}$  Гн (индуктивность якоря);

- $C_m=0.54$ ;
- $C_e=0.6$ ;
- $J_a=0,047 \times 10^{-3}$  кг $\times$ м<sup>2</sup> (момент инерции якоря).

Функциональная схема электропривода, замкнутого по положению объекта регулирования, представлена на рисунке 4.8 [138, 146-152]. Редуктор и объект регулирования в данной модели связаны через зубчатую передачу, имеющую определенную жесткость и люфт [83]. Входом и выходом модели является угол.

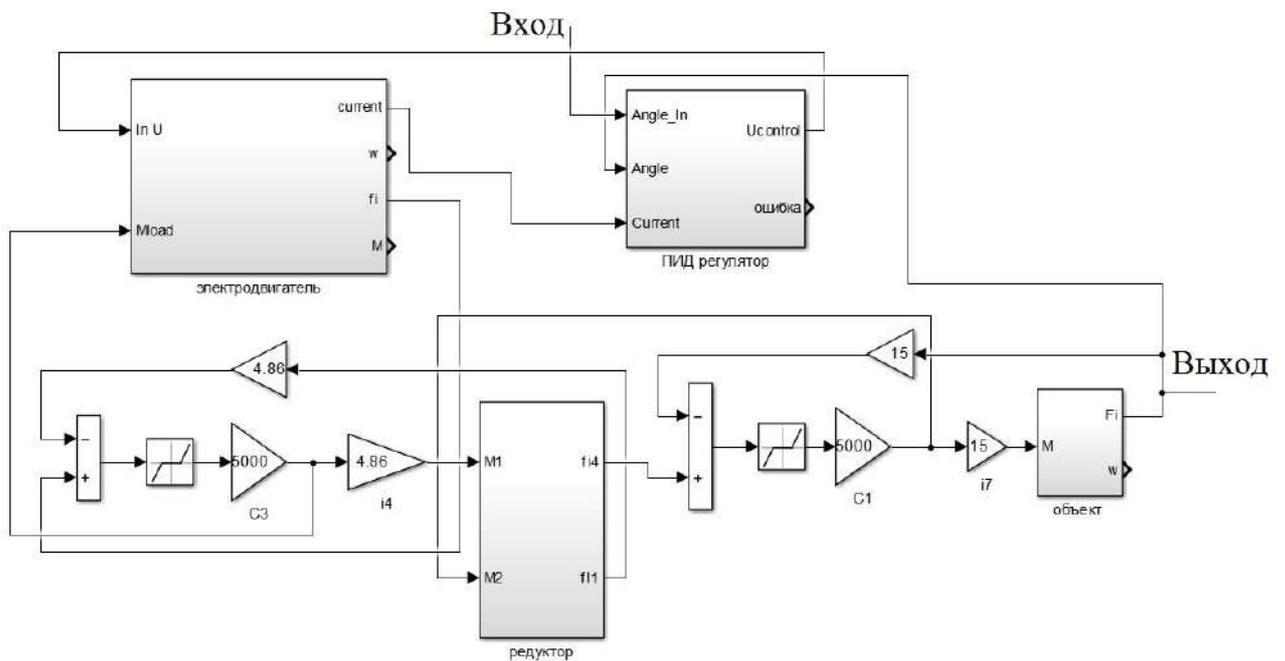


Рисунок 4.8 – Функциональная схема электропривода

Поскольку основной люфт в механической передаче сосредоточен в последней от электродвигателя паре шестерен, там и целесообразно применение люфтовыбирающего устройства (ЛВУ). Различные конструкции ЛВУ рассмотрены в [32, 49, 80, 137]. Одна из наиболее распространенных конструкций ЛВУ приведена на рисунке 4.9.

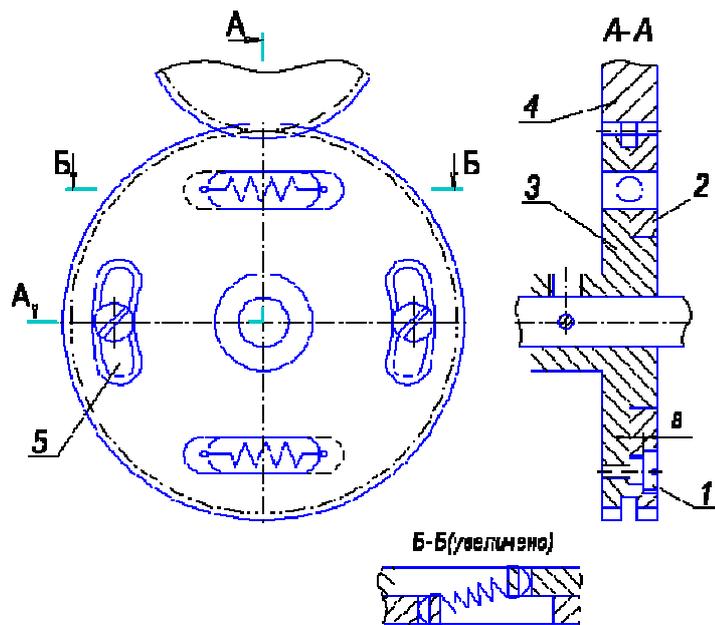


Рисунок 4.9 – Типовая конструкция ЛВУ

Люфтовыбирающее устройство, как правило, состоит из двух зубчатых колес 2 и 3, обладающих одинаковыми параметрами зацепления. При этом они соединены между собой посредством винтов 1. Для передачи крутящего момента зубчатое колесо 3 жёстко крепится к валу, а колесо 2 обладает возможностью свободно вращаться на определенный угол, ограниченный пазами 5. Примененная в конструкции пружина одним зацепом соединена с колесом 2, а другим зацепом – с колесом 3. Для реализации двухпрофильного зацепления колесо 2 поворачивается относительно колеса 3 на определенный угол, растягивая пружину. Под действием усилия пружины зубья колес 2 и 3 прижимаются к зубьям колеса 4, образуя двухпрофильное зацепление. Правильное функционирование ЛВУ обеспечивается, если момент, создаваемый пружинами, в 1,5...2,5 раза превышает передаваемый момент. Для этого, как правило, необходимо установить в этот узел две или три пружины. В размере В должен быть обеспечен гарантированный зазор.

Специфика работы ЛВУ заключается в том, что при одном направлении вращения движение передается через кинематическую ветвь, упругий элемент в которой отсутствует [95]. Допустим, что это направление «по часовой стрелке».

При противоположном направлении движение передается через упругий элемент (против часовой стрелки). В результате, при использовании механических ЛВУ отсутствует принцип «однопрофильного зацепления». Момент трения в редукторе, который прямо пропорционален моменту ЛВУ, резко увеличивается (Известно, что однопрофильное зацепление – это при котором по противоположным боковым поверхностям есть определенный боковой зазор).

На рисунке 4.10 показана зависимость момента, приложенного к объекту управления, при заторможенном вале электродвигателя. При приложении момента «по часовой стрелке», механическая часть передачи будет деформироваться и зависимость момента  $M$  от угла поворота  $\Theta$  определится прямой  $OA$ , угол наклона которой

$$\varphi = \arctg c,$$

где  $c$  – коэффициент жесткости механической передачи

При приложении момента «против часовой стрелки» зависимость между моментом  $M$  и углом  $\Theta$  определяется прямой  $OB$ , которая является продолжением прямой  $OA$ . Эта зависимость будет действительной до тех пор, пока момент не достигнет значения  $M_{ЛВУ}$ . После этого начнет «раскрываться» ЛВУ, а жесткость будет определяться эквивалентным коэффициентом при последовательном соединении жесткости ЛВУ и жесткости механической передачи:

$$C_2 = C_{ЛВУ} \frac{C}{C + C_{ЛВУ}} \quad (4.4)$$

Зависимость между моментом  $M$  и углом  $\Theta$  в пределах люфта (в пределах работы ЛВУ) будет определена прямой  $BC$  с углом наклона:

$$\varphi_1 = \arctg \frac{C}{C + C_{ЛВУ}} C_{ЛВУ} \quad (4.5)$$

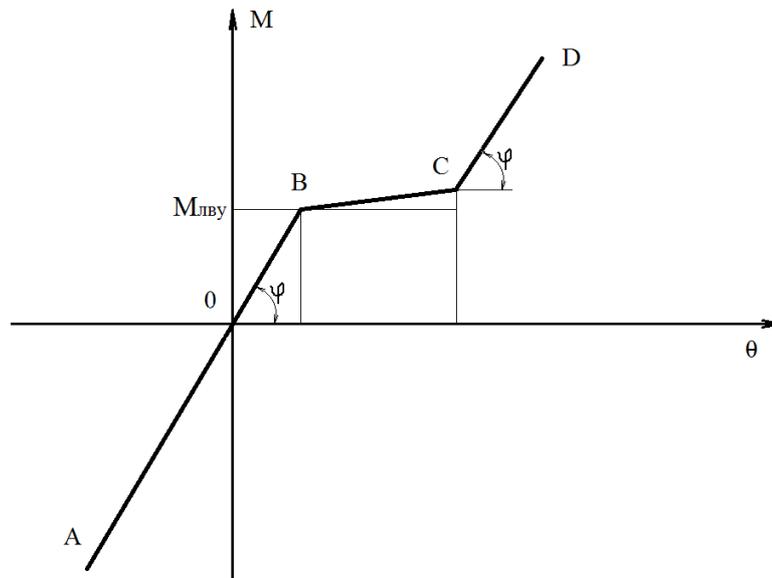


Рисунок 4.10 – Характеристика жесткости механической передачи

После того, как люфт выбран, зубчатые диски 2 и 3 (см. рисунок 4.9) образуют единую жесткую систему, у которой зависимость между моментом  $M$  и углом  $\Theta$  определится прямой  $CD$  с углом наклона  $\varphi = \arctg c$ . Для расчета принято, что силовая характеристика ЛВУ имеет вид, изображенный на рисунке 4.11. Наклон отрезка  $BC$  определяет жесткость ЛВУ  $897 \text{ Нм/рад}$ .

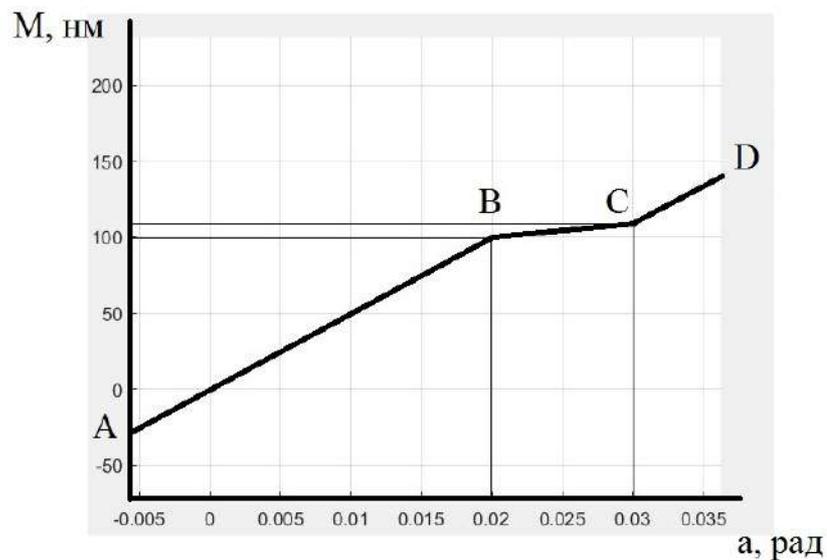


Рисунок 4.11 – Силовая характеристика ЛВУ

Жесткость контакта в зубчатом зацеплении составляет в рассматриваемом случае 5000 Нм/рад и определяется наклоном отрезков АВ и CD. В модели характеристика ЛВУ реализована блоком, представляющим ряд значений функции одной переменной. Входной сигнал блока это угол, выход – это момент соответствующих значений. Функциональная схема электропривода с ЛВУ, схема которого изображена на рисунке 4.9, представлена на рисунке 4.12.

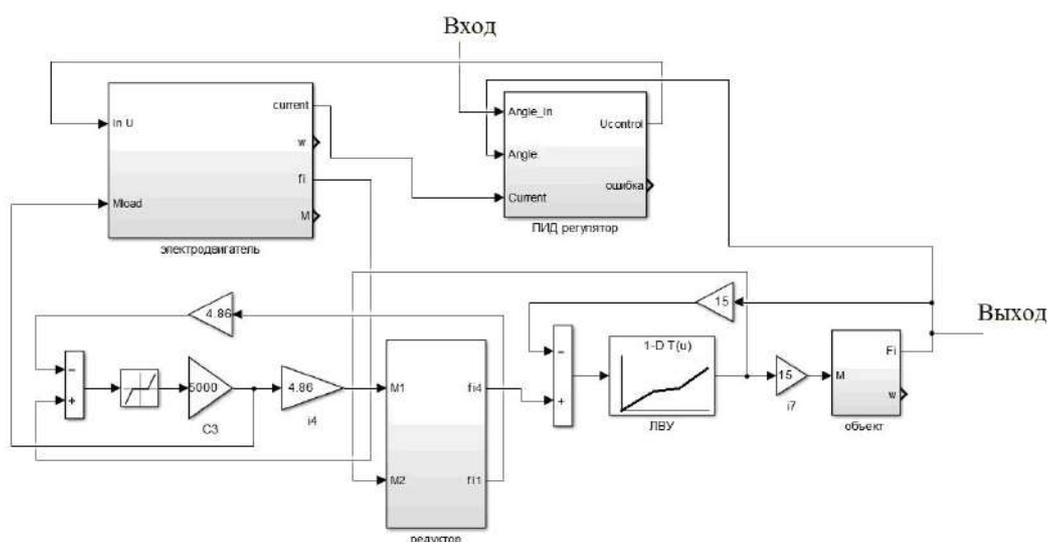


Рисунок 4.12 – Функциональная схема электропривода с ЛВУ

Разработанную имитационную модель необходимо идентифицировать. Задачей идентификации является согласование результатов моделирования с результатами натуральных испытаний. Модель должна быть адекватна реальному объекту. По существу, задача идентификации является так называемой «обратной» задачей, когда вместо того, чтобы переписать алгоритм модели, производится подбор значений входных данных при заданных выходных. Применительно к рассматриваемому случаю, идентификация заключается в сравнении реального графика ошибки наведения привода с модельным графиком и подборе необходимых значений коэффициентов. На рисунке 4.13 представлен экспериментальный график изменения параметров электропривода при приведении его на угол  $2,5^\circ$ . График отражает изменение тока электродвигателя

(I), угловой скорости вращения электродвигателя (W) и ошибки наведения (A). График на рисунке 4.14 является результатом моделирования процесса наведения на тот же угол  $2,5^\circ$ . В результате моделирования определены необходимые коэффициенты ПИД – регулятора, коэффициенты упругости звеньев редуктора и коэффициенты трения в зубчатых передачах. Итоговая характеристика ошибки наведения привода соответствует реальной с погрешностью 5 %. Таким образом, модель электропривода с редуктором идентифицирована и может быть использована для дальнейших исследований.

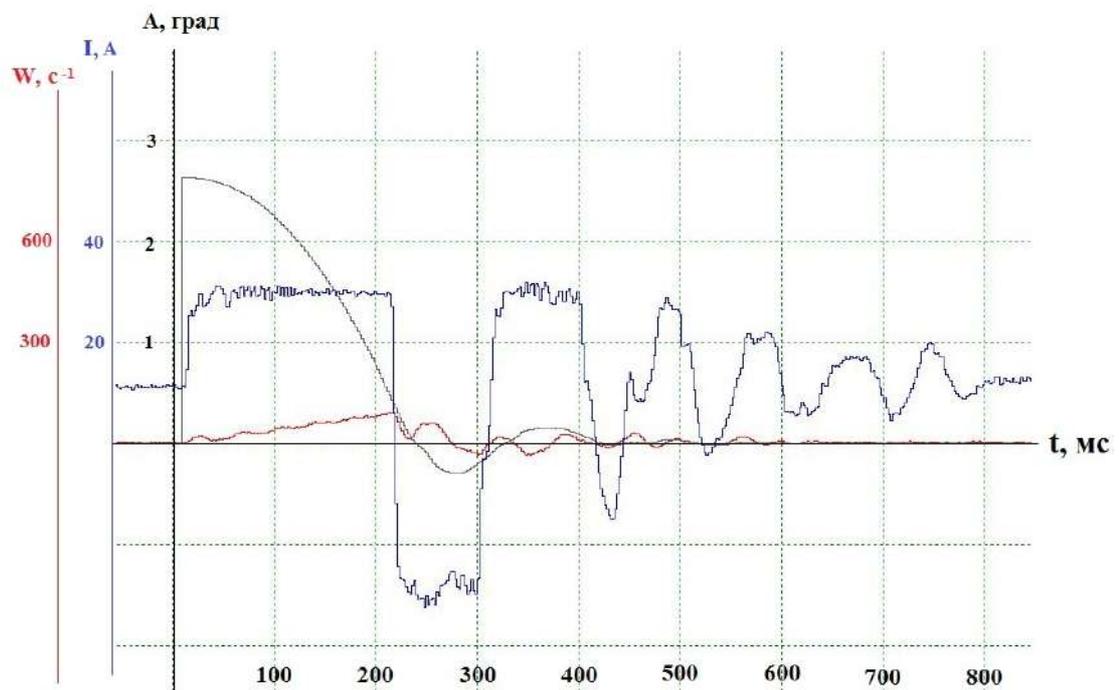


Рисунок 4.13 – Экспериментальный график

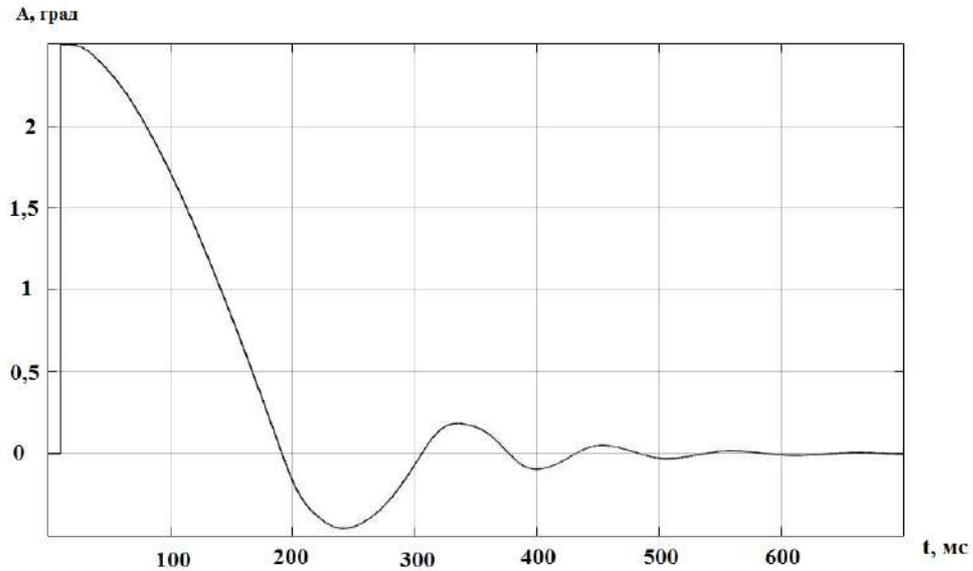


Рисунок 4.14 – Ошибка электропривода, полученная в результате моделирования

Для исследования эффекта работы ЛВУ на вход имитационной модели подано синусоидальное воздействие частотой 30 Гц амплитудой 27 В. Угол поворота объекта регулирования при этом показан на рисунке 4.15. Красная линия – это угол поворота привода без ЛВУ, черная – с ЛВУ. На графике амплитуда красной линии превышает амплитуду черной на 0,01 радиан, которые составляет боковой зазор в кинематической паре.

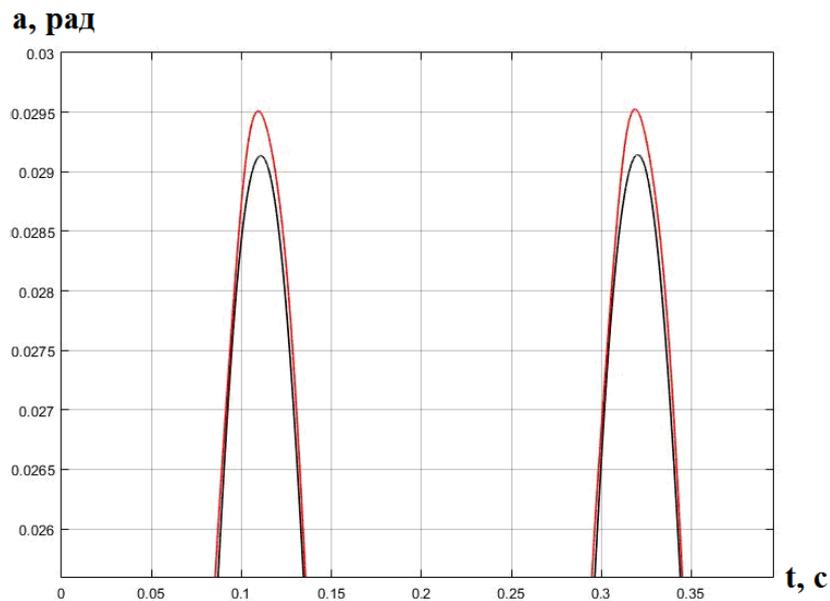


Рисунок 4.15 – Угол поворота вала объекта регулирования

Исследовано приведение электропривода на заданный угол 1 градус. Переходной процесс для электропривода без ЛВУ имеет вид, изображенный на рисунке 4.16.

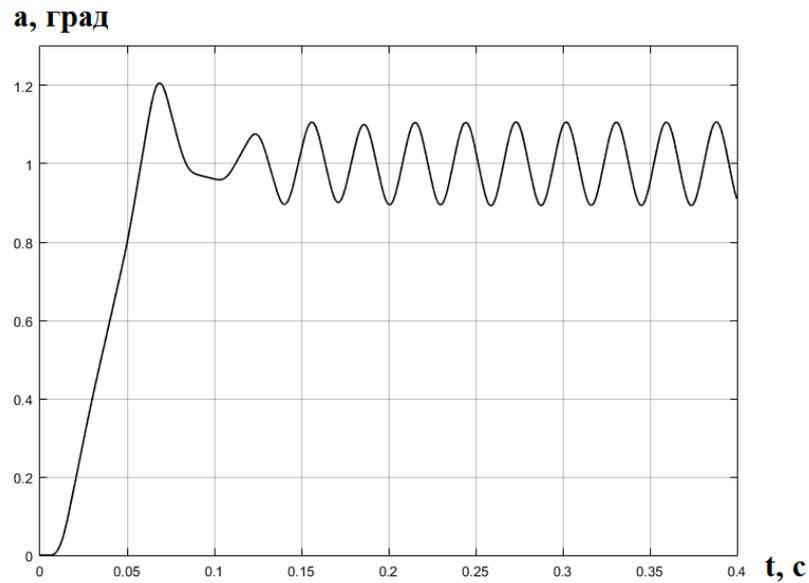


Рисунок 4.16 – Переходной процесс электропривода без ЛВУ

Колебания в установившемся режиме имеют амплитуду  $0,2^\circ$ . Далее рассмотрен аналогичный переходной процесс для электропривода, имеющего в своем составе ЛВУ (см. рисунок 4.17).

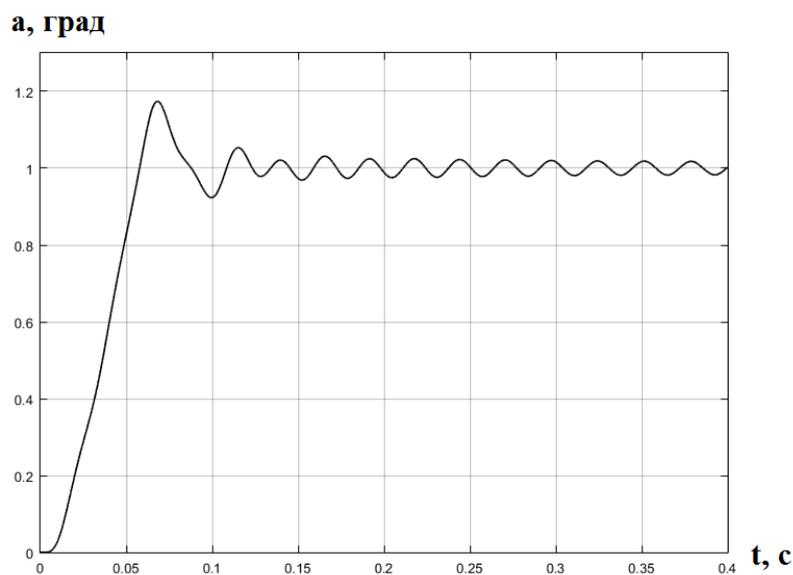


Рисунок 4.17 – Переходной процесс электропривода с люфтовывбиранием

Колебания в установившемся режиме имеют амплитуду  $0,04^\circ$ . Эта величина лежит в пределах требований к статической ошибке электропривода, которая составляет 1 мрад ( $0,057^\circ$ ). Наличие колебаний в установившемся режиме объясняется наличием в контуре интегратора, имеющего инерционность и вследствие этого периодически переводящего ошибку регулирования в обратную сторону.

Исследовано влияние момента ЛВУ на форму и время переходного процесса [А54]. Для этого рассмотрено приведение электропривода на угол  $1^\circ$  с разной характеристикой ЛВУ. Рассмотрены 3 варианта настройки ЛВУ. Жесткость пружин ЛВУ в каждом из 3-х случаев одинакова, т. е. наклон отрезка ВС одинаков. Отличие лишь в плоско-параллельном смещении отрезка ВС по двум координатам, которым характеризуется сила предварительной натяжки пружин, и как следствие момент ЛВУ. На рисунке 4.18 изображена силовая характеристика трех различных ЛВУ с учетом жесткости контакта зубчатого зацепления. В первом случае (черная линия)  $M_{ЛВУ} = 100$  Нм, во втором случае (красная линия)  $M_{ЛВУ} = 30$  Нм, в третьем случае (синяя линия)  $M_{ЛВУ} = 25$  Нм.

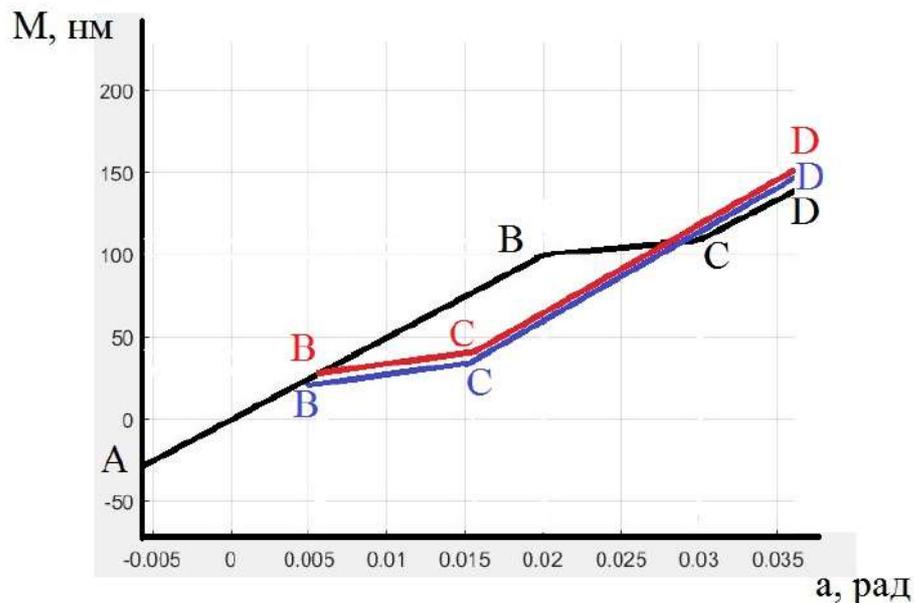


Рисунок 4.18 – Силовая характеристика ЛВУ

Результат имитационного моделирования приведен на рисунке 4.19 и рисунке 4.20.

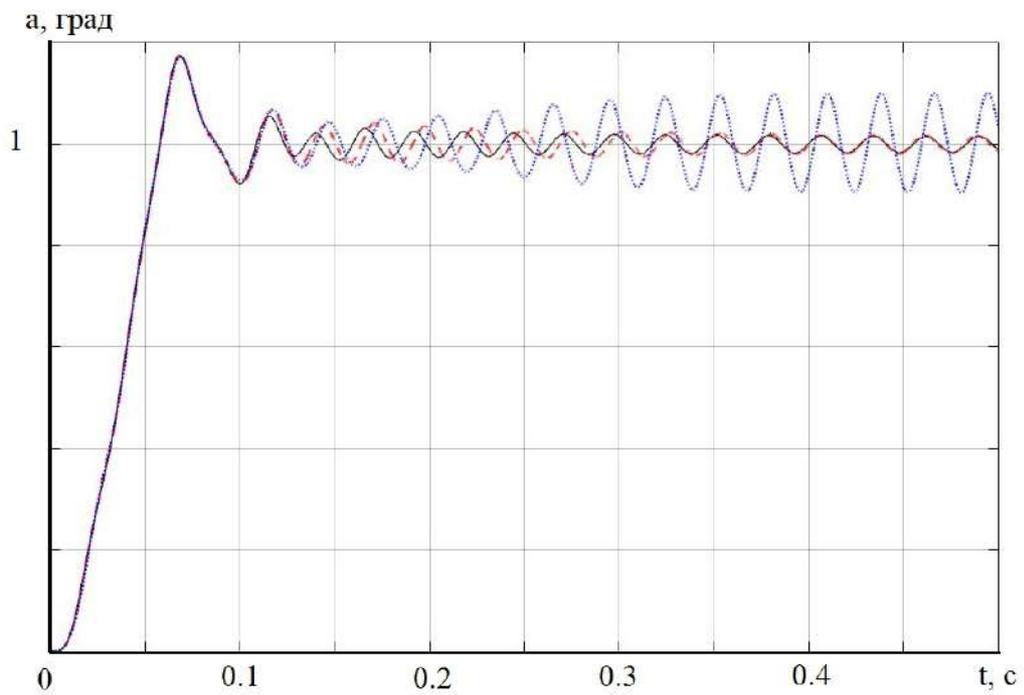


Рисунок 4.19 – Переходной процесс

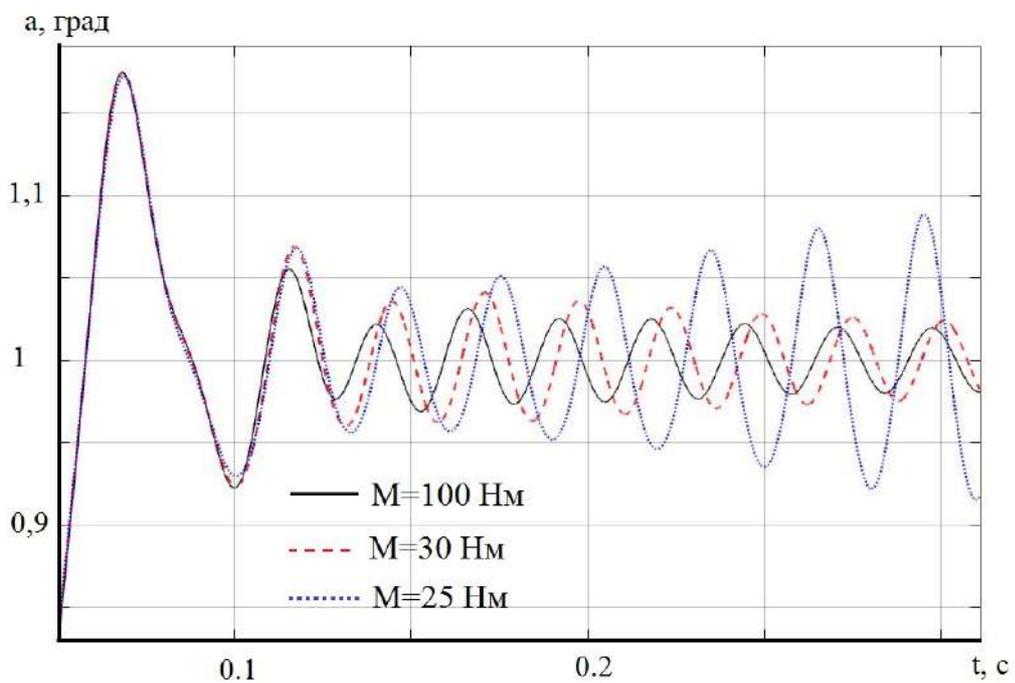


Рисунок 4.20 – Переходной процесс

Критерии качества переходных процессов для всех рассматриваемых вариантов ЛВУ сведены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Критерии качества переходных процессов

Момент люфто-выбирания $M_{ЛВУ}$ , Нм	Перерегулирование, %	Частота колебаний, с	Время переходного процесса, с	Наличие автоколебаний
0	20	0,029	0,14	Нет
100	17,5	0,027	0,129	Нет
30	17,5	0,027	0,133	Нет
25	17,3	0,029	---	Да

В результате проведенных исследований электропривода с ЛВУ сделаны следующие выводы:

- функциональная модель электропривода дает возможность эффективного использоваться при определении заданных параметров ЛВУ;
- момент настройки ЛВУ не оказывает существенного влияния на качество переходного процесса электропривода, замкнутого по положению;
- наличие ЛВУ в электромеханическом приводе позволяет получить необходимое качество переходного процесса и как следствие улучшить динамику системы;
- недостаточный момент ЛВУ приводит к возникновению автоколебаний системы, которые могут существенно уменьшаться путем оптимизации коэффициентов ПИД-регулятора.

Установлено, что использование ЛВУ является рациональным методом борьбы с автоколебаниями, вызванными наличием люфтов в механической передаче, но приводит к повышенному трению, которое является не желательным в следящих электроприводах [А54].

### 4.3 Проверка качества редукторов

На основе проведенных в работе экспериментальных исследований разработан алгоритм проверки качества редукторов для следящего электропривода (см. рисунок 4.21).

Большинство параметров и характеристик редуктора приводится в техническом задании. Среди них основными являются передаточное число, КПД, максимальный передаваемый момент, надежность и некоторые другие. Для специальных высокоточных редукторов, используемых в следящих электроприводах, дополнительно предъявляются требования по максимальному угловому люфту, плавности вращения, крутильной жесткости, наличию в редукторе дополнительных конструктивных элементов, таких как предохранительное звено и элементы ручного управления.

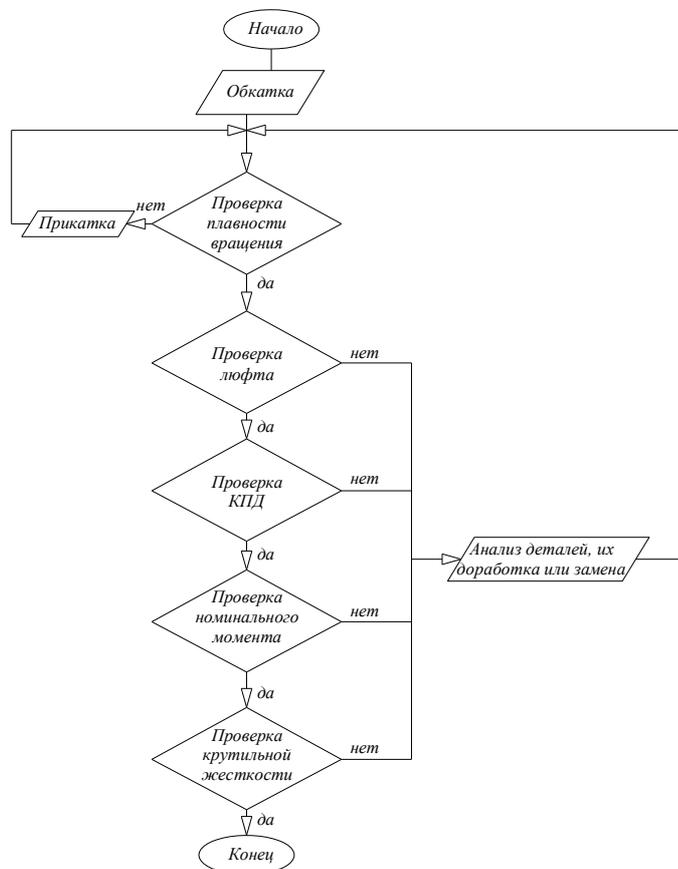


Рисунок 4.21 – Алгоритм проверки качества редукторов

Проверка качества начинается с обкатки редуктора, цель которой заключается в проверке правильности сборки и работоспособности механизма. Обкатка производится с нагрузкой, величина которой составляет 30...50 % от номинальной. При этом помимо проверки правильности сборки редуктора по нагреву деталей и шумности, достигается приработка поверхностей зубчатых колес. Длительность обкатки составляет 6...8 часов в каждую сторону для редукторов 8-й степени точности. После обкатки производится проверка бокового зазора, пятна контакта зубьев. Данная проверка не всегда осуществима, т.к. не все конструкции редукторов позволяют получить доступ в зону зубозацепления для визуального контроля. Поэтому при проектировании редукторов следует предусмотреть ревизионные окна для проверки бокового зазора и пятна контакта. При отрицательных результатах проверки необходимо произвести регулировку и повторить обкатку.

Для оценки плавности вращения редуктора и отбраковки использован метод сравнения с опорным спектром. Суть его заключается в сравнении амплитуд на спектре вибрации исследуемого редуктора с амплитудой вибрации заведомо исправного редуктора (Спектр вибрации исправного редуктора носит название «опорного» спектра). При сравнении любые уровни амплитуд вибрации, превышающие амплитуду в опорном спектре, считаются признаком неисправности. Применение вышеупомянутого метода для оценки плавности позволяет не только отбраковать редукторы по критерию плавности, но и установить причину (в случае несоответствия) с целью ее устранения методом внутриузловой прикатки. Операция прикатки начинается с локализации зубчатой передачи редуктора, подлежащей прикатке и определения необходимого времени. При изготовлении высокоточных редукторов для следящих электроприводов используются зубчатые передачи с поверхностным термоупрочнением (цементация и закалка 57...63 HRC) [135], для них время прикатки следует принимать 10 ч. Далее разобрать редуктор, нанести специальный состав на зубья шестерен и произвести внутриузловую прикатку в течение необходимого

времени. По истечении установленного времени повторить сравнение с опорным спектром и если значение амплитуды вибрации находится в допустимых пределах, редуктор необходимо промыть и произвести замену смазки и подшипников.

Люфт является одним из важнейших критериев качества редуктора, предназначенного для работы в составе высокоточного следящего электропривода. Чем значительнее величина люфта, тем ниже точность позиционирования регулируемого объекта. Поэтому проводится сплошной контроль величины углового люфта редукторов. В случае несоответствия люфта заданной величине проводится анализ с заменой бракованных деталей. Установлено, что дефект деталей обусловлен не выполнением размера по роликам в зубчатом колесе тихоходной ступени при фрезеровании зубчатого венца. Также возможной причиной может быть несоответствие межосевого расстояния в корпусе редуктора требованиям конструкторской документации.

Величина КПД и жесткость редуктора проверяются однократно на этапе предварительных испытаний, и в дальнейшем подтверждаются типовыми испытаниями, если вносятся существенные изменения в конструкцию редуктора. Если редуктор не соответствует заданным требованиям по величине КПД, проводится анализ и выявление дефектных деталей. На крутильную жесткость влияют 4 фактора [70, 71]:

- модуль упругости материала;
- геометрические характеристики сечения рассматриваемого тела;
- линейные размеры деформируемого тела;
- вид нагрузки и тип опор.

Поскольку все эти факторы не зависят от технологического процесса изготовления, а определяются при проектировании редуктора, несоответствие по величине жесткости влечет за собой доработку конструкции и изготовление вновь части деталей, что существенно замедляет производственный цикл. Поэтому на стадии проектирования редуктора необходимо провести расчет и обеспечить заданные в техническом задании параметры его крутильной жесткости.

#### 4.4 Стенд проверки характеристик редукторов

Для обеспечения современных требований к редукторам необходимо, чтобы стендовое оборудование обладало рядом следующих основных признаков функционального и экономического направлений [21, 22, 76, 90, 133]:

- точность и широкий диапазон измерений;
- имитация функционирования в составе конкретной системы;
- многоместность, обеспечивающая испытания одновременно нескольких образцов на одном оборудовании;
- взаимность нагружения, позволяющая сократить энергоемкое стендовое оборудование;
- комбинированность (универсальность), позволяющая проводить большинство испытаний на одном стенде.

Большинство приведенных признаков были реализованы в разработанном стенде для испытаний и исследований высокоточных редукторов (см. рисунок 4.22), который предназначен для:

- обкатки редукторов;
- измерения люфта редукторов;
- измерения жесткости редукторов;
- проверки плавности вращения редукторов;
- измерения КПД редукторов.

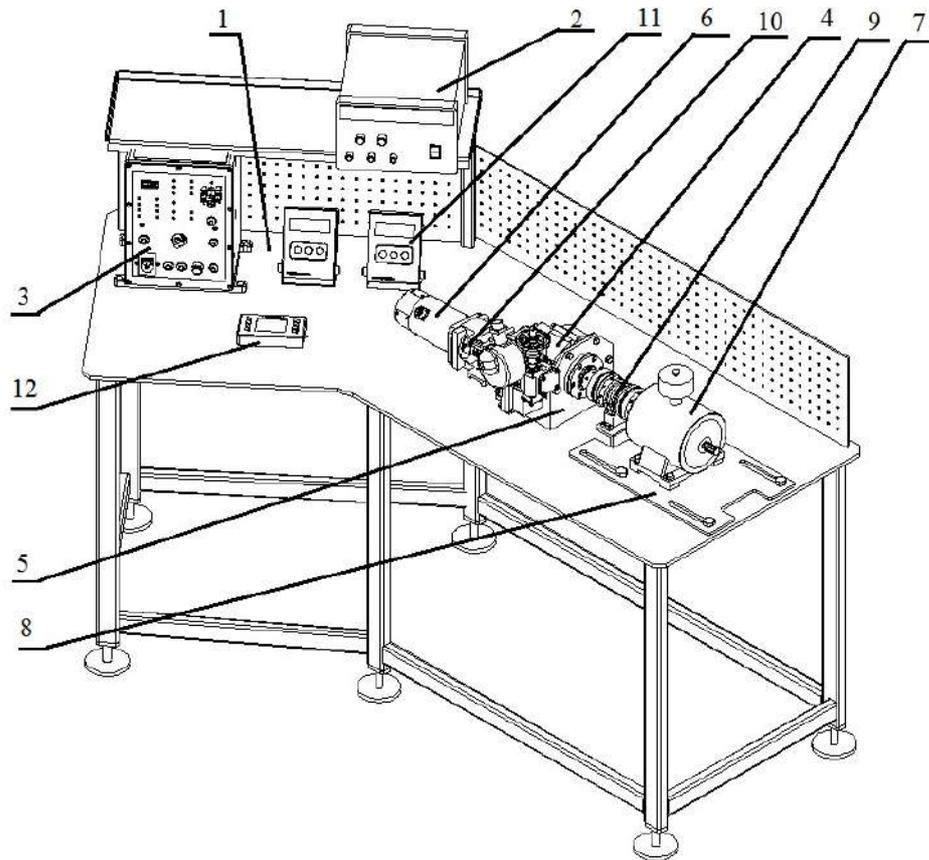


Рисунок 4.22 – Стенд проверки характеристик редукторов

Стенд содержит неподвижное основание 1 с установленным на нем источником питания 2, пультом управления порошковым тормозом 3. Испытуемый редуктор 4 крепится к основанию стенда через кронштейн 5. Вращение редуктора осуществляется приводным электродвигателем 6. Нагружение редуктора производится с помощью порошкового тормоза 7, установленного на переходной плите 8. Датчики момента 9 и 10 (марки Т-40 производства ООО «Тилком») установлены на входном и выходном валах редуктора 4. Показания датчиков момента отображаются на информационных дисплеях 11, размещенных на основании 1. Для регистрации вибрационных сигналов редуктора в составе стенда имеется анализатор вибрации 12.

#### 4.4.1 Характеристики составных частей стенда

##### *Анализатор вибрации*

Технические параметры прибора «Vibro Vision-2» приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Техническая характеристика прибора «Vibro Vision-2»

Наименование параметра	Величина
Диапазоны измерения:	
Виброускорение, м/с <sup>2</sup>	70
Виброскорость, мм/с	100
Виброперемещение, мкм	500
Частотный диапазон (встроенный датчик), Гц	10 ÷ 1000
Частотный диапазон (внешний датчик), Гц	5 ÷ 4000
Частотный диапазон акустического датчика, кГц	До 100
Время работы от встроенного аккумулятора, час	10
Вес анализатора вибрации, кг	0,5

#### *Датчик крутящего момента*

Замер величины крутящего момента в диапазоне номинальных значений от 0,1 Нм до 300 кНм производится при помощи цифрового датчика крутящего момента М40. Конструкция датчика состоит из двух отдельных частей: статора и ротора. Между ними отсутствуют подшипники и щеточные узлы. Тензоэлемент, входящий в состав ротора, имеет слабую чувствительность к воздействию внешних сил кроме крутящего момента. На роторе установлен микропроцессорный электронный модуль, который преобразует сигналы тензоэлемента в цифровой код, передающийся на статор посредством беспроводной связи. Цифровой сигнал надежно защищен от помех и гарантирует высокую точность измерений. Его возможно передавать на большие расстояния без потери информации. Конструкция статора составная, что позволяет легко производить монтаж датчика на испытательном стенде. Датчик М40 снабжен оптоэлектронным датчиком частоты вращения. Из-за отсутствия щеточных узлов и подшипников датчики М40 технического обслуживания не требуют. Датчик крутящего момента М40 дает возможность измерять динамический, статический,

и быстроизменяющийся крутящий момент отрицательной и положительной полярности.

#### *Порошковый тормоз ПТ-2,5М1*

Применение в стенде нагружающего устройства (порошкового тормоза ПТ-2,5) дает возможность осуществить обкатку редуктора при регулируемой нагрузке, что обеспечивает сокращение времени обкатки. Кроме того, электромагнитные порошковые нагрузочные тормоза серии ПТ обеспечивают возможность изменения по заданному закону статической нагрузки на выходном валу. Основные технические данные порошкового тормоза ПТ-2,5 приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Технические параметры и характеристики тормоза ПТ-2,5

Тормозной момент, Нм	При параллельном соединении		При последовательном соединении		Момент инерции ротора, кГм <sup>2</sup>
	U, В	I, А	U, В	I, А	
0-25	12	3,6	24	1,8	0,0035

#### *Блок индикации Т40*

Предназначен для отображения величин крутящего момента, которые измеряет датчик, а также частоты вращения ротора. Кроме того, блок индикации имеет следующие функции:

- коррекция «нуля» датчика;
- идентификация пределов измерений, размерности и единиц измерений физических величин в автоматическом режиме;
- вычисление величины механической мощности;
- вычисление среднего значения измеряемой величины.

Электропитание блока индикации Т40 происходит от датчика измерительным сигналом.

#### *Пульт управления порошковым тормозом ПУ-ПТ100*

Пульт управления является регулируемым двухполупериодным мостовым выпрямителем, получающим питание от вторичных обмоток двух понижающих

трансформаторов, обеспечивающих гальваническую развязку цепей выхода от цепей силового питания. Основные технические данные пульта управления порошковым тормозом ПУ-ПТ100:

- напряжение питающей сети, В - 220 однофазная;
- частота питающей сети, Гц - 50 или 60;
- потребляемая мощность, Вт - не более 500;
- напряжение (постоянное) выхода (на нагрузке), В - 0...24 или 0...48;
- сила тока выхода, А - до 6 или до 10;
- коэффициент пульсации на выходе, не более, % - 16;
- габаритные размеры (шир.×глуб.×выс.): 500×250×600 мм;
- масса, (нетто): 33 кг.

На рисунке 4.23 представлено изображение части данного стенда с установленным редуктором.

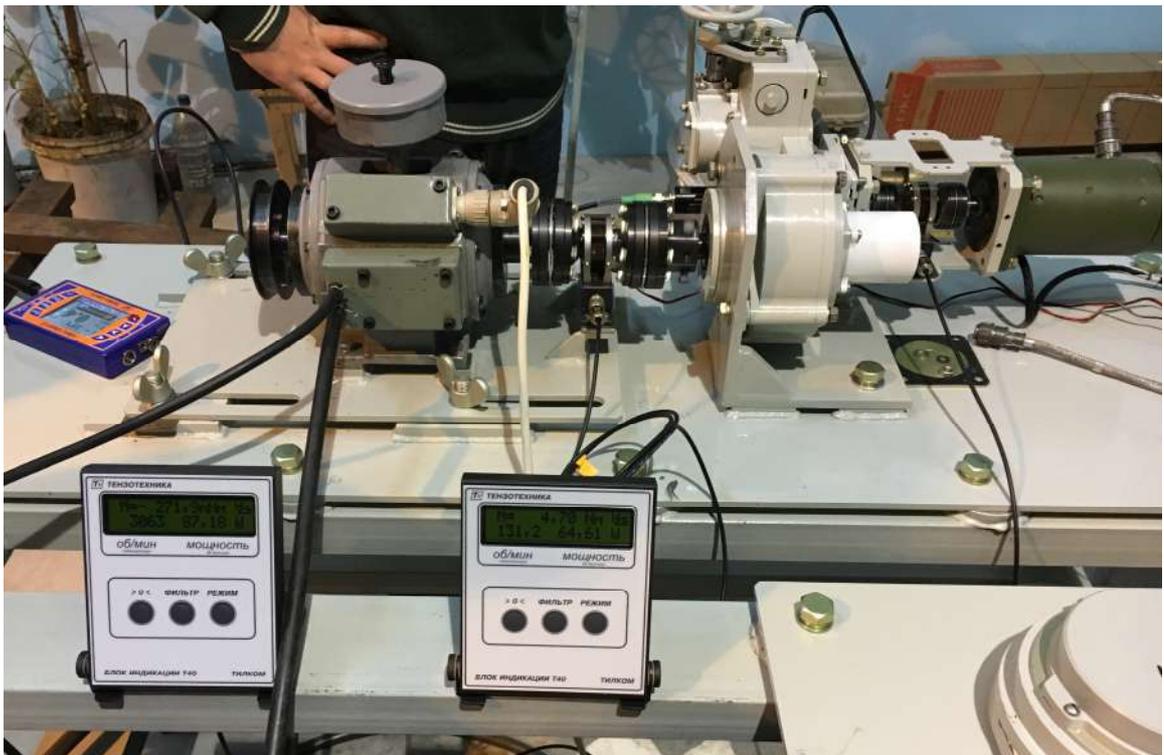


Рисунок 4.23 – Стенд проверки редукторов

#### 4.4.2 Методика работы на стенде

Обкатка редуктора на стенде

Цель обкатки состоит в проверке правильности сборки и оценке работоспособности редуктора. Включение редуктора осуществляется подачей напряжения от источника питания на приводной электродвигатель 6. Обкатка редуктора производится под нагрузкой. В качестве нагрузителя используется порошковый тормоз. Величина нагрузки устанавливается в размере 1,5...2 от номинального крутящего момента редуктора при помощи пульта управления и контролируется при помощи датчика момента 10, показания которого отображаются на информационном дисплее 11. Время обкатки определяется техническими условиями на редуктор и обычно составляет 6...8 часов в каждую сторону. После окончания обкатки необходимо проверить пятно контакта в зубчатых зацеплениях. Для этого на боковые рабочие поверхности зубьев шестерни требуется нанести тонкий слой краски. При этом рабочие поверхности зубьев сопрягаемого колеса должны быть сухими и чистыми. После вращения шестерни, на боковых сторонах зубьев колеса остаётся след краски, который характеризует качество контакта зубьев. Симметрично расположенное относительно оси симметрии зуба пятно контакта свидетельствует о хорошем качестве контакта в зацеплении. Для 7...9 степеней точности пятно контакта должно занимать от 40 до 60 % длины зуба и от 30 до 45 % высоты зуба.[72].

#### Измерение КПД редуктора.

Редуктор крепят к кронштейну, установленному на основании стенда. Порошковый тормоз должен быть связан с выходным валом редуктора через датчик момента. На источнике питания установить напряжение  $U = 27$  В. При помощи пульта управления порошковым тормозом установить тормозной момент  $T_{\text{тор}} = 15$  Нм. Зафиксировать показания датчика крутящего момента, установленного на входном валу редуктора ( $T_1$ ) и показания датчика крутящего момента, установленного на выходном валу редуктора ( $T_2$ ).

Значение КПД зубчатого редуктора определяется по формуле:

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot u}, \quad (4.6)$$

где  $T_2$  – момент на выходном валу, Нм;  $T_1$  – момент на входном валу, Нм;  $u$  – передаточное отношение редуктора.

Редуктор выдержал контроль, если значение КПД соответствует допустимому.

Измерение жесткости редуктора.

Редуктор крепят к кронштейну, установленному на основании стенда. Затем необходимо застопорить входной вал редуктора стопорным винтом. На основание стенда закрепить штатив магнитный с индикатором из состава стенда. Измерительный наконечник индикатора установить с достаточным натягом перпендикулярно боковой поверхности одного из зубьев (в середине зуба) выходной шестерни редуктора. С помощью ключа динамометрического из состава инструмента стенда к выходной шестерни редуктора необходимо приложить усилие с моментом силы  $M_1 = (15 \pm 1,5)$  Нм и зафиксировать показания индикатора ( $\alpha_1$ ). Затем с помощью ключа динамометрического приложить момент силы  $M_2 = (30 \pm 3)$  Нм и зафиксировать показание индикатора  $\alpha_2$ .

Жесткость редуктора [134] определяется по формуле в Н·м/мрад:

$$C = M_2 - M_1 / (\alpha_2 - \alpha_1) \quad (4.7)$$

Редуктор выдержал контроль, если измеренная величина жесткости соответствует заданной.

Проверка плавности вращения

Редуктор крепят к кронштейну, установленному на основании стенда. Данную проверку необходимо производить без нагрузки, для чего плита с порошковым тормозом выводится из зацепления с редуктором (плита перемещается в пределах пазов). Датчик вибрации установить на корпус редуктора как показано на рисунке 4.24.

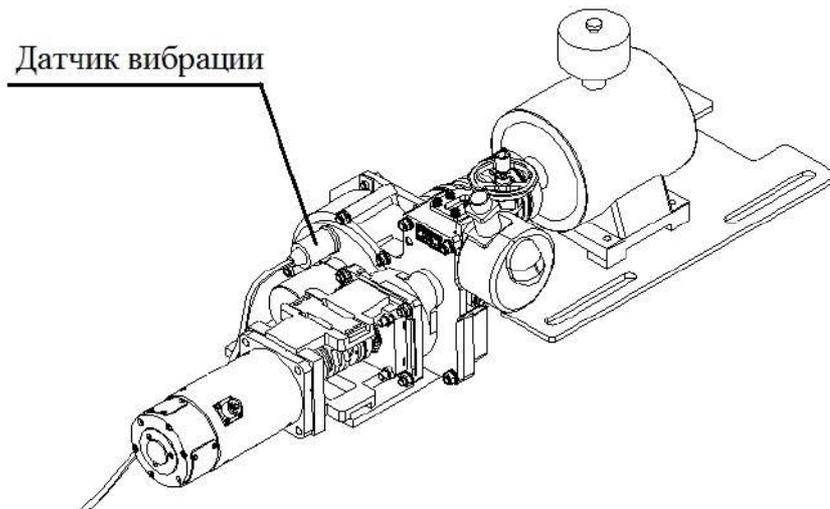


Рисунок 4.24 – Установка датчика вибрации

Далее необходимо включить приводной электродвигатель, подавая на него напряжение  $U = 27$  В. Произвести измерение спектра виброскорости в согласно инструкции по эксплуатации виброанализатора. Редуктор выдержал контроль, если максимальные значения амплитуды виброскорости не выходят за пределы опорного спектра.

#### Измерение люфта

##### Способ № 1 (механический)

Установить редуктор на стенд, застопорить входной вал при помощи специального стопорного винта. Затем на основание стенда закрепить штатив магнитный с индикатором из комплекта стенда. Измерительный наконечник индикатора установить с достаточным натягом перпендикулярно к боковой поверхности одного из зубьев (см. рисунок 4.25) шестерни выходной.

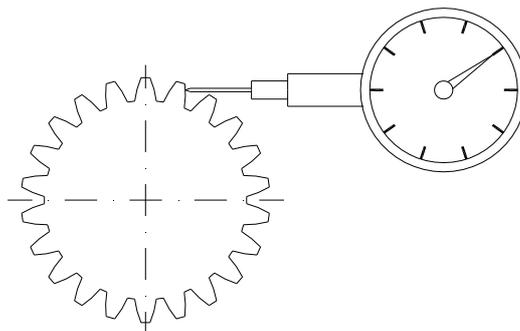


Рисунок 4.25 – Установка индикатора

С помощью ключа динамометрического из состава инструмента стенда приложить момент в одну сторону равный  $(15 \pm 1,5)$  Нм, плавно снизить момент до нуля, установить нуль шкалы индикатора напротив стрелки, приложить момент  $(15 \pm 1,5)$  Нм в другую сторону и зафиксировать показание индикатора. Показание индикатора  $\alpha$  должно соответствовать условию:

$$a < \delta * R / 1000$$

$$a < 10 \times 16,25 / 1000$$

$$a < 0,1625 ,$$

где  $\delta = 10$  мрад – допустимая величина люфта;  $R = 16,25$  мм – радиус до измерительного наконечника индикатора. Измеренная величина люфта рассчитывается по формуле в мрад:

$$\delta = \alpha \times 1000 / 16,25 = 61,64 \times \alpha.$$

Контроль люфта производить в трех точках, примерно через каждые  $120^\circ$ . Редуктор выдержал испытание, если его измеренная величина люфта не более допустимой.

Способ № 2 (вибрационный).

Установить редуктор на стенд, на выходной вал редуктора закрепить специальное безлюфтовое приспособление из комплекта стенда. К приспособлению закрепить датчик вибрации как показано на рисунке 4.26.

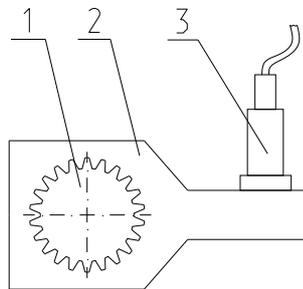


Рисунок 4.26 – Схема закрепления датчика: 1 – выходная шестерня; 2 – безлюфтовое приспособление; 3 – датчик вибрации

К приводному электродвигателю редуктора подключить стенд с генератором сигналов, схема которого приведена на рисунке 3.27. Установить на генераторе сигнал с частотой 5 Гц амплитудой 0,6 В. Включить анализатор вибрации и произвести запись сигнала виброперемещения. Измерить время «простоя» как показано на рисунке 3.28. Редуктор выдержал испытания, если время не превышает 0,05 с. Данная методика приведена для редуктора, кинематическая схема которого приведена на рисунке 3.8. Для использования методики при контроле люфта редуктора с другой кинематической схемой необходимо провести дополнительные исследования в части нормирования времени «простоя».

Требования безопасности, предъявляемые к стендовому оборудованию, соответствуют [12]. Уровни вибрации и шума, создаваемые стендом, не превышают стандартные нормы, установленные в [10, 11]. Условия эксплуатации (использования), продолжительность работы стенда в соответствии с потребностями испытаний, требования к техническому обслуживанию и ремонту устанавливаются в эксплуатационной документации. На данном стенде проводятся испытания различных редукторов, используемых в СНВ.

#### **4.5 Выводы по главе 4**

1. Разработанная имитационная модель позволяет исследовать вибрационные характеристики редуктора отдельно и в составе электропривода.
2. Модельные исследования показали, что применение люфтовывбирающего устройства позволяет устранить автоколебания, обусловленные люфтом в механической передаче.
3. Проведенные исследования показали, что вязкость смазки оказывает существенное влияние на вибрацию редуктора. На высоких частотах зубозацепления целесообразно применение жидкой смазки.
4. Применение разработанного стенда при проверке характеристик редукторов позволило реализовать «способ оценки плавности вращения

редукторов» и обеспечить изготовление и испытание механизмов с высокой степенью точности и достоверности.

## Заключение

В диссертации решена актуальная для предприятий ВПК задача снижения погрешности позиционирования электроприводов мобильных объектов через разработку методики отбраковочных испытаний механизмов, входящих в их состав. Основные результаты и итоги выполненных исследований состоят в следующем:

1. На основе выполненного анализа существующих на предприятиях методов, показана проблема повышения точности оценки плавности вращения редукторов мобильных объектов. Обоснована актуальность разработки методики оценки плавности вращения редукторов и отбраковки на этапе их изготовления без применения сложных, громоздких измерительных средств.

2. Исследование причин недостаточной плавности вращения редукторов показало, что большинство из них носит технологический характер и вызвано погрешностями изготовления кинематических пар и погрешностями сборки механизмов, вызывающими крутильные колебания выходного вала и повышенный шум. Основываясь на результатах исследований, уточнено понятие плавности вращения редуктора.

3. Анализ существующих методов технической диагностики показал целесообразность использования методов вибрационной диагностики для исследования причин недостаточной плавности механизмов точного позиционирования в следящих электроприводах.

4. На основе установленной взаимосвязи между параметрами внутриузлового колебательного процесса в механизме с выходными параметрами следящего электропривода разработан метод определения плавности вращения и отбраковки, обеспечивающий возможность локализовать кинематическую передачу с недостаточной плавностью, базирующийся на:

- определении предельных значений внутриузлового колебательного процесса механизма точного позиционирования;

- построении опорного спектра на базе предельных значений;
- определении спектральной характеристики колебательного процесса исследуемого механизма;
- сравнении опорного спектра с реальным спектром и определении кинематической передачи, отрицательно влияющей на плавность вращения.

5. Анализ влияния типа смазочного материала на внутриузловые колебания механизма точного позиционирования следящего электропривода показал необходимость научно обоснованного выбора смазки для получения наилучших показателей плавности вращения.

6. На основе проведенных экспериментальных исследований предложен способ обеспечения плавности вращения методом внутриузловой прикатки кинематических пар механизмов, разработаны рекомендации по оценке ее эффективности.

7. Проведенные виртуальные исследования показали адекватность предложенных моделей электропривода и входящего в него механизма точного позиционирования и подтвердили целесообразность использования консистентной смазки для тихоходной ступени редуктора.

8. Внедрение методологии проверки на разработанном стенде при проверке характеристик редукторов позволило реализовать «способ оценки плавности вращения редукторов» и обеспечить изготовление и испытание механизмов с высокой степенью точности и достоверности.

Таким образом, на основе современных научно-методологических достижений в области вибрационной диагностики, экспериментальных исследованиях механизмов, виртуальных исследованиях на имитационных моделях разработана методика оценки и обеспечения плавности вращения редукторов, позволяющая производить оперативную отбраковку «не годных» по критерию плавности вращения механизмов на стадии их серийного производства.

Дальнейшим развитием тематики научного направления является разработка необходимого в настоящее время метода оценки технического

состояния механизмов точного позиционирования электроприводов в процессе эксплуатации.

## Список литературы и электронных ресурсов

1. ГОСТ Р ИСО 10816-3-2002. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 3. Промышленные машины номинальной мощностью 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15000 мин<sup>-1</sup> = Vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 3 Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 24 апреля 2007 г. № 78-ст : введен впервые : дата введения 2007-11-01 / внесен Госстандартом России. – Москва : Стандартинформ, 2007. – 16 с. – Текст : непосредственный.

2. ГОСТ Р ИСО 13374-1-2011. Контроль состояния и диагностика машин. Обработка, передача и представление данных. Часть 1. Общее руководство = Condition monitoring and diagnostics of machines — Data processing, communication and presentation. Part 1: General guidelines: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 16 ноября 2011 г. № 550-ст: введен впервые: дата введения 2012-12-01 / внесен Техническим комитетом по стандартизации ТК 183 «Вибрация, удар и контроль технического состояния». – Москва: Стандартинформ, 2012. – 20 с. – Текст: непосредственный.

3. ГОСТ Р ИСО 13374-2-2011. Контроль состояния и диагностика машин. Обработка, передача и представление данных. Часть 2. Обработка данных = Condition monitoring and diagnostics of machines. Data processing, communication and presentation. Part 2. Data processing: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 16 ноября 2011 г. № 550-ст: введен впервые: дата введения 2012-12-01 / внесен

Техническим комитетом по стандартизации ТК 183 «Вибрация, удар и контроль технического состояния». – Москва: Стандартинформ, 2012. – 28 с. – Текст: непосредственный.

4. ГОСТ Р ИСО 13374-3-2011. Контроль состояния и диагностика машин. Обработка, передача и представление данных. Часть 3. Передача данных = Condition monitoring and diagnostics of machines. Data processing, communication and presentation. Part 3. Communication: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 16 ноября 2011 г. № 550-ст: введен впервые: дата введения 2012-12-01 / внесен Техническим комитетом по стандартизации ТК 183 «Вибрация, удар и контроль технического состояния». – Москва, Стандартинформ, 2012. – 24 с.– Текст: непосредственный.

5. ГОСТ Р ИСО 13379-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Руководство по интерпретации данных и методам диагностирования = Condition monitoring and diagnostics of machines – General guidelines on data interpretation and diagnostics techniques : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 15 декабря 2009 г. № 876-ст : введен впервые : дата введения 2011-01-01 / внесен Техническим комитетом по стандартизации ТК 183 «Вибрация, удар и контроль технического состояния». – Москва: Стандартинформ, 2010. – 29 с. – Текст: непосредственный.

6. ГОСТ Р ИСО 13381-1-2011. Контроль состояния и диагностика машин. Прогнозирование технического состояния. Часть 1. Общее руководство = Condition monitoring and diagnostics of machines — Prognostics — Part 1: General guidelines : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 16 ноября 2011 г. № 553-ст : введен впервые : дата введения 2012-12-01 / внесен Техническим комитетом по стандартизации ТК 183 «Вибрация, удар и контроль

технического состояния». – Москва: Стандартинформ, 2012. – 23 с.– Текст: непосредственный.

7. ГОСТ Р ИСО 17359-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Общее руководство по организации контроля состояния и диагностирования = Condition monitoring and diagnostics of machines. General guidelines on condition monitoring and diagnostics procedures: издание официальное: утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 15 декабря 2009 г. № 876-ст: введен впервые: дата введения 2011-01-01 / внесен Техническим комитетом по стандартизации ТК 183 «Вибрация, удар и контроль технического состояния». – Москва: Стандартинформ, 2010. – 16 с. – Текст: непосредственный.

8. ГОСТ Р 50369-92. Электроприводы. Термины и определения = Electric drives. Terms and definitions: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Госстандарта России от 21 октября 1992 г. № 1430: введен впервые: дата введения 1993-07-01 / разработан Техническим комитетом по стандартизации ТК 39 «Низковольтное оборудование». – Москва: Госстандарт России, 1992. – 212 с. – Текст: непосредственный.

9. ГОСТ Р 50891-96. Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия = Machine reducers. General specifications : издание официальное : утвержден и введен в действие Постановлением Госстандарта России от 23 апреля 1996 г. № 285 : введен впервые : дата введения 1997-07-01. – Москва : Госстандарт России, 1996. – 31 с. – Текст: непосредственный.

10. ГОСТ 12.1.003-83. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности = Occupational safety standards system. Noise. General safety requirements: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 06 июня 1983 г. № 2473: введен впервые: дата введения 1984-07-01 / внесен Государственным комитетом СССР. – Москва, 1983. – 10 с. – Текст: непосредственный.

11. ГОСТ 12.1.012-90. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования = Occupational safety standards system. Vibrational safety. General requirements: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по управлению качеством продукции и стандартам от 13 июля 1990 г. № 2190: введен впервые: дата введения 1981-01-01 / внесен Всесоюзным Центральным Советом Профессиональных Союзов. – Москва: Стандартиформ, 2006. – 31 с. – Текст: непосредственный.

12. ГОСТ 12.2.040-79. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к конструкции = Occupational safety standards system. Hydraulic drives and lubricating systems. General safety requirements for construction: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 10 августа 1979 г. № 3091: введен впервые: дата введения 1981-01-01 / внесен Министерством станкостроительной и инструментальной промышленности. – Москва, 1981. – 20 с. – Текст: непосредственный.

13. ГОСТ 20832-75. Система стандартов по вибрации. Машины электрические вращающиеся массой до 0,5 кг. Допустимая вибрация = Standard system of vibration. Electric rotative machines of mass up to 0,5 kg. Vibration limit: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 15 мая 1975 г. № 1305: введен впервые: дата введения 1976-07-01. – Москва: Государственный комитет по стандартам, 1976. – 6 с.– Текст: непосредственный.

14. ГОСТ 20911-89 Техническая диагностика. Термины и определения = Technical diagnostics. Terms and definitions: национальный стандарт Российской Федерации: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по управлению качеством продукции и стандартам от 26 декабря 1989 г. № 4143: введен впервые: дата введения 1991-01-01 / разработан Государственным комитетом СССР по

управлению качеством продукции и стандартам. – Москва: Стандартиформ, 2009. – 11 с. – Текст: непосредственный.

15. ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определения = *Vibration. Terms and definitions*: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 31 июля 1980 г. № 3942: введен впервые: дата введения 1981-01-01. – Москва: Стандартиформ, 1981. – 73 с.– Текст: непосредственный.

16. ГОСТ 24347-80. Вибрация. Обозначения и единицы величин = *Vibration. Designations and units of quantities*: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 31 июля 1980 г. № 3943: введен впервые: дата введения 1981-01-01. – Москва: Государственный комитет по стандартам, 1976. – 6 с.– Текст: непосредственный.

17. ГОСТ 24521-80. Контроль неразрушающий оптический. Термины и определения = *Optical nondestructive testing. Terms and definitions*: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 30 декабря 1980 г. № 6278: введен впервые: дата введения 1982-01-01. – Москва: Стандартиформ, 1981. – 66 с.– Текст: непосредственный.

18. ГОСТ 26382-84. Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации = *Gas-turbine engines In civil aviation. Acceptable vibration levels and vibration control general requirements*: издание официальное: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 20 декабря 1980 г. № 4790: введен впервые: дата введения 1986-01-01. – Москва: Государственный комитет по стандартам, 1985. – 15 с. – Текст: непосредственный.

19. ГОСТ 30848-2003. Диагностирование машин по рабочим характеристикам = *Condition monitoring and diagnostics of machines — General guidelines on using performance parameters*: издание официальное: утвержден и

введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 11 августа 2005 г. № 211-ст: введен впервые: дата введения 2006-01-01 / внесен Госстандартом России. – Москва: Стандартинформ, 2005. – 23 с. – Текст: непосредственный.

20. ОСТ 24.050.16-85 Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода: издание официальное: утвержден и введен в действие указанием Министерства тяжелого и транспортного машиностроения от 27 декабря 1985 г. и ВА-002/14698: введен 1987-01-01 / отраслевой стандарт СССР. – Москва: 1987. – 17 с. – Текст: непосредственный.

21. МИ 1967-89 Государственная система обеспечения единства измерений. Выбор методов и средств измерений при разработке методик выполнения измерений. Общие положения: утверждена Всесоюзным научно-исследовательским институтом метрологической службы от 09 февраля 1989 г. – Москва, 1989. – 26 с. – Текст: непосредственный.

22. МИ 2304-94. Государственная система обеспечения единства измерений. Метрологический контроль и надзор, осуществляемые метрологическими службами юридических лиц: утверждена Всероссийским научно-исследовательским институтом метрологической службы Госстандарта России от 27 декабря 1994 г. – Москва, 1994. – 10 с. – Текст: непосредственный.

23. Патент № 2765520 Российская Федерация, МПК G01M 15/12. Способ определения плавности вращения редуктора: № 2021111094: заявл. 19.04.2021: опубл. 31.01.2022. / А. Б. Карпенко, Я. А. Даршт: заявитель : Ковровская государственная техническая академия. – 7 с.: ил. – Текст: непосредственный.

24. Анализ эксплуатационных дефектов главных редукторов рыбопромысловых судов: материалы Всероссийской научно-технической конференции «Наука и образование – 2003», Мурманск, 2-16 апреля, 2003 г.: в 5 ч. Ч. 5. / А. А. Панкратов. – Мурманск: МГТУ, 2003. – С. 18-19. – Текст: непосредственный.

25. Артоболевский, И.И. Динамика машинных агрегатов на предельных режимах движения приводов / И. И. Артоболевский, В. С. Лощинин. – Москва: Наука, 1977. – 325 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.
26. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – Москва: Наука, 1975. – 640 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.
27. Барков, А. В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: учебное пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова. – Санкт-Петербург: Центр СПбГМТУ, 2004. – 152 с. – ISBN 5-88303-319-9. – Текст: непосредственный.
28. Барков, А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учебное пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – Санкт-Петербург: Центр СПбГМТУ, 2000. – 159 с. – ISBN 5-88303-180-3. – Текст: непосредственный.
29. Бенькович, Е. С. Практическое моделирование динамических систем / Е. С. Бенькович, Ю. Б. Колесов, Ю. Б. Сениченков. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2002. – 444 с. – ISBN 5-94157-099-6. – Текст: непосредственный.
30. Бесекерский, В. А. Теория систем автоматического регулирования / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – Москва: Наука, 1975. – 768 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.
31. Богаенко, И. Н. Проектирование систем со сложными кинематическими цепями / И. Н. Богаенко, А. Д. Белянский, Б. В. Новоселов. – Киев: Техніка, 1996. – 284 с. – ISBN 5-335-01300-1. – Текст: непосредственный.
32. Буров, С. С. Конструкция и расчет танков : учебник / С. С. Буров ; Военная ордена Ленина краснознаменная академия бронетанковых войск имени маршала Советского Союза Р. Я. Малиновского. – Москва, 1973. – 601 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.
33. Вибрации в технике: в 6 т. Т. 5. Измерения и испытания / под ред. М. Д. Генкина. – Москва: Машиностроение, 1981. – 496 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

34. Вулгаков, Э. Б. Виброактивность зубчатых передач с коэффициентом перекрытия большим двух / Э. Б. Вулгаков, В. М. Ананьев, В. В. Голованов. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1974. – № 6. – С. 26-31.
35. Вулгаков, Э. Б. Влияние параметров зацепления, погрешностей изготовления и нагруженности на массу зубчатой передачи / Э. Б. Вулгаков, В. М. Ананьев. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1976. – № 6. – С. 44-48.
36. Вулгаков, Э. Б. Высоконапряженные зубчатые передачи. Геометрическая теория. Расчет / Э. Б. Вулгаков. – Москва: Машиностроение, 1969. – 104 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.
37. Вулгаков, Э. Б. Зубчатые передачи модифицированного исходного реечного контура / Э. Б. Вулгаков. – Москва: Машгиз, 1962. – 100 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.
38. Вулгаков, Э. Б. Зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия больше двух и углами зацепления больше  $20^\circ$  / Э. Б. Вулгаков, В. М. Ананьев. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1975. – № 8. – С. 24-27.
39. Вулгаков, Э. Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование / Э. Б. Вулгаков. – Москва: Машиностроение, 1974. – 264 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.
40. Вулгаков, Э. Б. Область существования передачи внутреннего зацепления / Э. Б. Вулгаков, М. С. Задин. – Текст: непосредственный // Известия высших учебных заведений. – 1975. – № 2. – С. 78-82.
41. Вулгаков, Э. Б. Область существования соосного зацепления / Э. Б. Вулгаков. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1979. – № 9. – С. 3-5.
42. Вулгаков, Э. Б. Область существования эвольвентного косозубого зацепления / Э. Б. Вулгаков, А. Л. Капелевич. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1980. – № 7. – С. 9-11.
43. Вулгаков, Э. Б. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник по геометрическому расчету / Э. Б. Вулгаков, Л. М.

Васина. – Москва: Машиностроение, 1978. – 174 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

44. Герике, Б. Л. Вибродиагностика горных машин и оборудования: учебное пособие / Б. Л. Герике, И. Л. Абрамов, П. Б. Герике. – Кемерово: Кузбасский государственный технический университет, 2007. – 166 с. – ISBN 978-5-89070-581-5. – Текст: непосредственный.

45. Гультяев, А. К. Визуальное моделирование в среде MATLAB: учебный курс / А. К. Гультяев. – Санкт-Петербург: Питер, 2000. – 430 с. – ISBN 5-7931-0053-9. – Текст: непосредственный.

46. Детали машин: учебник для вузов / О. А. Ряховский, А. В. Клыпин. – Москва: Дрофа, 2002. – 288 с. – ISBN 5-7107-5232-0. – Текст: непосредственный.

47. Дизель-редукторные агрегаты рыбопромысловых судов / А. В. Анцевич, П. К. Егоров, А. В. Зуев [и др.]. – Мурманск: Мурманское книжное издательство, 1983. – 157 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

48. Дорошко, С. М. Контроль и диагностирование технического состояния газотурбинных двигателей по вибрационным параметрам / С. М. Дорошко. – Москва: Транспорт, 1984. – 129 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

49. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва: Высшая школа, 2000. – 447 с. – ISBN 5-06-003488-7. – Текст: непосредственный.

50. Дьяконов, В. П. MATLAB: обработка сигналов и изображений: Специальный справочник / В. П. Дьяконов, И. В. Абраменкова. – Санкт-Петербург: Питер, 2002. – 602 с. – ISBN 5-318-00667-1. – Текст: непосредственный.

51. Капцан, М. В. Распределение нагрузки между роликами подшипника сателлита / М. В. Капцан, А. Л. Филипенков, Н. М. Шоломов. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1979. – № 5. – С. 30-32.

52. Карасев, В. А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / А. А. Карасев, В. П. Максимов, М. К. Сидоренко. – Москва: Машиностроение, 1978. – 132 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

53. Карпенко, А. Б. Влияние смазочного материала на виброактивность редуктора / А. Б. Карпенко. – Текст: непосредственный // Актуальные вопросы в науке и практике. Сборник статей по материалам XV международной научно-практической конференции. – Самара: Дендра, 2019. – С. 63-72.

54. Карпенко, А. Б. Имитационное моделирование люфтовывбирающих устройств / А. Б. Карпенко, Я. А. Даршт. – Текст: непосредственный // Современные проблемы надежности и техносферной безопасности: образование, наука, практика: материалы Всероссийской научно-технической конференции, посвященной 20-летию кафедры БЖД, экологии и химии. – Ковров: ФГБОУ ВО «КГТА им. В.А. Дегтярева, 2019. – С. 30-35.

55. Карпенко, А. Б. Имитационное моделирование механической передачи / А. Б. Карпенко, Я. А. Даршт. – Текст: непосредственный // Актуальные вопросы современной науки. Сборник статей по материалам XIX международной научно-практической конференции. – Томск: Дендра, 2019. – С. 44-52.

56. Карпенко, А. Б. Методика модельного исследования функционирования редуктора / А. Б. Карпенко, Я. А. Даршт. – Текст: непосредственный // Качество и жизнь. – 2021. – № 1. – С. 71-74.

57. Карпенко, А. Б. Моделирование механической передачи с учетом частоты зубозацепления / А. Б. Карпенко, Я. А. Даршт. – Текст: непосредственный // Справочник. Инженерный журнал. – 2021. – № 4. – С. 42-46.

58. Карпенко, А. Б. Модельное исследование вибрации редуктора / А. Б. Карпенко, Я. А. Даршт. – Текст: непосредственный // Сборник статей по материалам научно-технической конференции, посвященной 45-летию кафедры «Гидропневмоавтоматика и Гидропривод» Ковровской Государственной Технологической Академии имени В. А. Дегтярева. – Ковров, 2020. – С. 42-45.

59. Карпенко, А. Б. Обеспечение плавности вращения редуктора / А. Б. Карпенко. – Текст: непосредственный // Качество и жизнь. – 2021. – № 4. – С.77-81.

60. Карпенко, А. Б. Определение углового люфта редуктора с применением вибродиагностики / А. Б. Карпенко. – Текст: непосредственный // Актуальные вопросы в науке и практике. Сборник статей по материалам XV международной научно-практической конференции. – Самара: Дендра, 2019. – С. 46-53.

61. Карпенко, А. Б. Оценка виброактивности редуктора при использовании разных смазочных материалов / А. Б. Карпенко. – Текст: непосредственный // Контроль. Диагностика. – 2020. – №4. – С. 22-27.

62. Карпенко, А. Б. Предпосылки для разработки методики оценки плавности редукторов / А. Б. Карпенко. – Текст: непосредственный // Фундаментальные и прикладные аспекты развития современной науки. Сборник статей по материалам III Международной научно-практической конференции. – Уфа: НИЦ Вестник науки, 2020. – С. 13-19.

63. Карпенко, А. Б. Прикатка зубчатой передачи как метод обеспечения плавности механической передачи следящего привода / А. Б. Карпенко, Я. А. Даршт. – Текст: непосредственный // Инноватика в современном мире: опыт, проблемы и перспективы развития. Сборник статей по материалам международной научно-практической конференции. – Уфа: НИЦ Вестник науки, 2019. – С. 23-27.

64. Кедринский, В. Н. Станки для обработки конических зубчатых колес / В. Н. Кедринский, К. М. Писманик. – Москва: Машиностроение, 1967. – 584 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

65. Ким, С. Н. К вопросу определения контактных деформаций зубьев цилиндрических прямозубых колес / С. Н. Ким. – Текст: непосредственный // Известия высших учебных заведений. – 1970. – № 6. – С. 53-56.

66. Кистьян, Я. Г. Критерии заедания поверхностей зубьев зубчатых колес / Я. Г. Кистьян. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1958. – № 10. – С. 10-18.

67. Кистьян, Я. Г. Экспериментальное определение жесткости зубьев прямозубых цилиндрических колес внешнего зацепления. В кн.: Повышение нагрузочной способности зубчатых передач и снижение их веса / Я. Г. Кистьян, И. Н. Френкель. – Текст: непосредственный // Москва : Машгиз, 1956. – с. 172-180.

68. Клебанов, Б. М. Зубчатые передачи в машиностроении / Б. М. Клебанов, А. Е. Гинзбург; под ред. А. Е. Гинзбурга. – Ленинград: Машиностроение, 1978. – 120 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

69. Ключев, В. И. Теория электропривода: учебник для вузов / В. И. Ключев. – Москва: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

70. Ковалев, Н. А. Колебания зубчатых передач при ступенчатом изменении жесткости и постоянной ошибке шага зацепления / Н. А. Ковалев. – Текст: непосредственный // Известия Академии наук СССР. Серия: Механика и машиностроение. – 1961. – № 2. – С. 37-42.

71. Ковалев, Н. А. Основные результаты изучения динамики высокоточных скоростных зубчатых передач / Н. А. Ковалев. – Текст: непосредственный // Доклад научно-технической конференции по итогам НИР за 1966-1967 гг. – Московский энергетический институт, 1967. – С. 5-15.

72. Коган, Г. И. Изготовление цилиндрических колес со шлифованными зубьями / Г. И. Коган. – Москва: Машгиз, 1962. – 239 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

73. Коднир, Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. – Москва: Машиностроение, 1976. – 304 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

74. Кожевников, С. Н. Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. – Москва: Машиностроение, 1973. – 592 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

75. Копылов, И. П. Математическое моделирование электрических машин: учебник для студентов / И. П. Копылов – Москва: Высшая школа, 1987. – 248 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

76. Коротков, В. П. Основы метрологии и теории точности измерительных устройств / В. П. Коротков, Б. А. Тайц. – Москва: Издательство стандартов, 1978. – 352 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

77. Косарев, О. И. Способы снижения возбуждения вибраций в прямозубом зацеплении / О. И. Косарев. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 2001. – № 4. – С. 8-14.

78. Кудрявцев, В. Н. Влияние переменной жесткости зацепляющихся зубьев на колебания и шум прямозубой передачи / В. Н. Кудрявцев. – Текст: непосредственный // Станки и инструменты. – 1962. – № 10. – С. 26-28.

79. Кудрявцев, В. Н. Конструкции и расчет зубчатых редукторов: справочное пособие / В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, Е. Г. Глухарев; под ред. В. Н. Кудрявцева. – Ленинград: Машиностроение, 1971. – 328 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

80. Кудрявцев, В. Н. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: справочник / В. Н. Кудрявцев, И. С. Кузьмин, А. Л. Филиппенков; под общ. ред. В. Н. Кудрявцева. – Санкт-Петербург: Политехника, 1993. – 447 с. – ISBN 5-7325-0026-X. – Текст: непосредственный.

81. Кузьмин, М. И. Упрочнение и отделка наклепыванием профиля зубьев шестерен. В 2 т. Т. 2. Повышение износостойкости и срока службы машин / М. И. Кузьмин. – Текст: непосредственный // Киев: Издательство Академии наук УССР. – 1960. – С. 47-56.

82. Куликов, В. С. Влияние толщины деталей на концентрацию нагрузки в зубчатом (шлицевом) соединении / В. С. Куликов, В. Н. Рубцов. – Текст: непосредственный // Труды Уфимского авиационного института. – 1975. – выпуск 2. – С. 59-63.

83. Левина, З. М. Контактная жесткость машин / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – Москва: Машиностроение, 1971. – 264 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

84. Левит, М. Е. Вибрация и уравнивание роторов авиадвигателей / М. Е. Левит, В. П. Ройзман. – Москва: Машиностроение, 1970. – 172 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

85. Лейкин, А. С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации / А. С. Лейкин. – Москва: Машиностроение, 1968. – 371 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

86. Лившиц, Г. А. Вибрации и шум зубчатых передач: труды / Г. А. Лившиц. – Центр. научно-исследовательский институт технологии машиностроения, 1961, вып. 21. – 68 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

87. Литвин, Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин. – Москва: Наука, 1968. – 584 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

88. Математические основы теории автоматического регулирования: учебное пособие: в 2 т. Т. 2 / В. А. Иванов, В. С. Медведев, Б. К. Чемоданов [и др.]; под ред. Б. К. Чемоданова. – Москва: Высшая школа, 1977. – 454 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

89. Мельников, В. З. Синтез зубчатых передач с оптимальными показателями по прочности и шумности / В. З. Мельников – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 2004. – № 2. – С. 11-13.

90. Мельников, И. В. Роль испытаний в оптимизации процесса проектирования изделий ракетно-космической техники / И. В. Мельников. – Текст: непосредственный // Молодой ученый. – 2011. – № 2. Т.1. – С. 38-41.

91. Михайлов, О. П. Динамика электромеханического привода металлорежущих станков / О. П. Михайлов. – Москва: Машиностроение, 1989. – 224 с. – ISBN 5-217-00449-5. – Текст: непосредственный.

92. Многоканальный синхронный регистратор Атлант. Руководство пользователя / ООО Производственно-внедренческая фирма «Вибро-Центр». – Пермь, 2007. – 149 с. – Текст: непосредственный.

93. Морозов, В. В. Плавность динамических звеньев электромеханических приводов / В. В. Морозов, А. Б. Костерин, Е. А. Новикова ; под ред. В. В. Морозова ; Владимирский государственный университет. – Владимир: ВлГУ (университет), 1999. – 158 с. – ISBN 5-89368-145-2. – Текст: непосредственный.

94. Неразрушающий контроль: справочник в 7 т. Т. 7. В 2 кн. Кн. 2. Вибродиагностика / Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова [и др.] ; под общ. ред. В. В. Клюева. – Москва: Машиностроение, 2005. – 828 с. – ISBN 5-217-03298-7. – Текст: непосредственный.

95. Никулин, Е. А. Основы теории автоматического управления. Частотные методы анализа и синтеза систем: учебное пособие для вузов / Е. А. Никулин. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2004. – 631 с. – ISBN 5-94157-440-1. – Текст: непосредственный.

96. Новоселов, Б. В. Плавность работы электромеханических приводов / Б. В. Новоселов, В. В. Морозов, Д. В. Бушенин, Л. Д. Потапова. – Владимир: Владимирский политехнический институт, 1986. – 180 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

97. Новоселов, Б. В. Плавность работы электромеханических приводов: Методические рекомендации по проектированию / Б. В. Новоселов, В. В. Морозов, Л. Д. Потапова. – Владимир: Владимирский областной совет НТО, 1986. – 76 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

98. Новоселов, Б. В. Проектирование механических передач следящего привода: методические рекомендации / Б. В. Новоселов, Д. В. Бушенин. – Владимир: Владимирский областной совет НТО, 1980. – 174 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

99. Осяев, А. Т. Проблемы использования вибродиагностических комплексов / А. Т. Осяев, А. А. Сергеев. – Текст: непосредственный // Локомотив. – 2006. – № 5. – С. 35-36.

100. Петрухин, В. В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации : учебное пособие / В. В. Петрухин, С.В. Петрухин. – Москва: Инфра-Инженерия, 2010. – 168 с. – ISBN 978-5-9729-0026-8. – Текст: непосредственный.

101. Пинегин, С. В. Трение качения в машинах и приборах / С. В. Пинегин. – Москва: Машиностроение, 1976. – 264 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

102. Планетарные передачи: справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев, Е. Г. Гинзбург [и др.]; под общ. ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Ленинград: Машиностроение, 1977. – 535 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

103. Повышение несущей способности механического привода / под ред. В. Н. Кудрявцева. – Ленинград: Машиностроение, 1973. – 223 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

104. Поляков, В. С. Муфты / В. С. Поляков, И. Д. Барабаш. – Москва: Машиностроение, 1973. – 366 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

105. Пономарев, С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 3. / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев [и др.]; под ред. С. Д. Пономарева. – Москва: Машгиз, 1959. – 1118 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

106. Производство зубчатых колес: справочник / под ред. Б. А. Тайца. – Москва: Машиностроение, 1975. – 727 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

107. Проников, А. С. Надежность и долговечность машин и оборудования / А. С. Проников. – Москва: Машиностроение, 1978. – 591 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

108. Прыгунов, А. И. Виброметрия и виброакустическая диагностика главных энергетических установок рыбопромысловых судов / А. И. Прыгунов, А.

А. Панкратов. – Текст: непосредственный // Наука производству. – 2000. – № 2 (27). – С. 13-14.

109. Пузыня, К. Ф. Экономическая эффективность научно-исследовательских и опытно-конструкторских разработок в машиностроении / К. Ф. Пузыня, А. С. Запаснюк. – Ленинград: Машиностроение, 1978. – 304 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

110. Пыж, О. А. Редукторы судовых турбоагрегатов: справочник / О. А. Пыж, Л. М. Гаркави, Ю. А. Державец. – Ленинград: Судостроение, 1975. – 272 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

111. Рабко, В. Д. К вопросу определения потерь на трение качения при больших скоростях и нагрузках / В. Д. Рабко. – Текст: непосредственный // Известия Академии наук СССР. Серия: Техника науки. – 1964. – № 2. – С. 115-118.

112. Рубенчик, В. Я. О концентрации напряжений при растяжении основания зуба / В. Я. Рубенчик, Н. М. Шоломов. – Текст: непосредственный // Известия высших учебных заведений. – 1973. – № 8. – С. 33-37.

113. Рудницкий, В. Н. Влияние геометрических параметров зубчатых колёс на шум в зубчатых передачах / В. Н. Рудницкий. – Текст: непосредственный // Сборник статей «Вклад учёных и специалистов в национальную экономику». БГИТА – Брянск, 2001. – С. 125.

114. Русов, В. А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам / В. А. Русов – Пермь: Компромисс, 2012. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

115. Русов, В. А. Спектральная вибродиагностика / В. А. Русов. – Пермь: Вибро-Центр, 1996. – 176 с. – ISBN 5-89594-088-9. – Текст: непосредственный.

116. Рыжов, М. А. О преимуществах зубошлифования с нулевой установкой кругов и выборе оптимальных режимов резания на станках 5851 / М. А. Рыжов. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1967. – № 3. – С. 72-75.

117. Сергеев, К.О. Опыт применения безразборной диагностики для определения технического состояния редукторов ТКГ2-03 СТМ типа «Атлантик-333» / К. О. Сергеев, А. С. Жуков. – Текст: непосредственный // Вестник: МГТУ. – Мурманск, 2011. – Том 14, № 4. – С. 681-684.

118. Сидоров, В. А. Органолептические методы технического диагностирования механического оборудования / В. А. Сидоров. – Текст: непосредственный // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2008. – № 5. – С. 18-21.

119. Следящие приводы: в 2-х кн. / Под ред. Б. К. Чемоданова. – Москва: Энергия, 1976. – Кн. 1. – 480 с.; Кн. 2 – 384 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

120. Смирнов, В. А. Вибродиагностика в действии / В. А. Смирнов, А. А. Сергеев. – Текст: непосредственный // Локомотив. – 2006. – № 4. – С. 38-41 с.

121. Спектральный состав нагрузки в приводе резания проходческого комбайна / Б. Л. Герике, И. Л. Абрамов, П. Б. Герике, Ю. А. Мещерина. – Текст: непосредственный // Вестник: Кузбасский государственный технический университет. – 2007. – № 5. – С. 9-12.

122. Справочник по технической акустике / под ред. М. Хекла, Х. А. Мюллера. – Ленинград : Судостроение, 1980. – 324 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

123. Степанов, М. Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний / М. Н. Степанов. – Москва: Машиностроение, 1972. – 232 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

124. Стренг, Г. Теория метода конечных элементов: Перевод с англ. / Г. Стренг, Дж. Фикс. – Москва: Мир, 1977. – 349 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

125. Тайц, Б. А. Точность и контроль зубчатых передач / Б. А. Тайц. – Москва: Машиностроение, 1972. – 368 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

126. Татарников, И. Я. Роль смазки в повышении износостойкости шлицевых соединений / И. Я. Татарников. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1968. – № 6. – С. 26-29.

127. Татур, Г. К. Определение неравномерности распределения нагрузки вдоль зубчатого (шлицевого) соединения / Г. К. Татур, А. Г. Выгонный. – Текст: непосредственный // Вестник машиностроения. – 1969. – № 4. – С. 21-24.

128. Торбилло, В. М. Алмазное выглаживание / В. М. Торбилло. – Москва: Машиностроение, 1972. – 104 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

129. Трубин, Г. К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес / Г. К. Трубин. – Москва: Машгиз, 1962. – 404 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

130. Техническая эксплуатация летательных аппаратов: учебник для вузов / Н. Н. Смирнов, Н. И. Владимиров, Ж. С. Черненко [и др.]; под ред. Н. Н. Смирнова. – Москва: Транспорт, 1990. – 423 с. – ISBN 5-277-00990-6. – Текст: непосредственный.

131. Торянников, А. А. Методы контроля рабочего процесса газоперекачивающих агрегатов, обеспечивающие переход к эксплуатации по фактическому состоянию: специальность 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика»: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Торянников Алексей Александрович; Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – Санкт-Петербург, 2012. – 17 с. – Текст: непосредственный.

132. Удут, Л. С. Проектирование автоматизированных тиристорных электроприводов постоянного тока: учебное пособие по курсовому проектированию / Л. С. Удут, О. П. Мальцева, Н. В. Кояин; Томский политехнический институт им. С. М. Кирова. – Томск: ТПИ, 1991. – 103 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

133. Универсальные и специальные стенды и установки для испытания на прочность деталей и узлов / Научно-исследовательский институт информации по

тяжелому, энергетическому и транспортному машиностроению. – Москва, 1968. – 116 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

134. Устиненко, В. Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес / В. Л. Устиненко. – Москва: Машиностроение, 1972. – 91 с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

135. Уткина, А. Н. Влияние параметров цементированного слоя на свойства стали 20Х3МВФА / А. Н. Уткина, Ю. Ю. Черкис, М. Ф. Алексеенко. – Текст: непосредственный // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1977. – № 6. – С. 64-67.

136. Френкель, И. Н. Определение изгибных перемещений зубьев методами теории упругости. В сб.: Проблемы качения и прочности зубчатых передач / И. Н. Френкель. – Текст: непосредственный // Центральное бюро технической информации Госкомитета СССР. – 1961. – № 2. – С. 104-117.

137. Цехнович, Л.И. Атлас конструкций редукторов: учебное пособие / Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. – Киев: Выща школа, 1979. – 127с. – ISBN не указан. – Текст: непосредственный.

138. Черных, И. В. SIMULINK: среда создания инженерных приложений / И. В. Черных; под общ. Ред. В. Г. Потемкина. – Москва: ДИАЛОГ-МИФИ, 2004. – 491 с. – ISBN 5-86404-186-6. – Текст: непосредственный.

139. Шиндор, О. В. Методика контроля критических режимов работы высокоэнергетических установок на основе вейвлет-анализа их нестационарных флуктуационных и шумовых сигналов: специальность 05.11.13 «Приборы и методы контроля природной среды, веществ, материалов и изделий»: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Шиндор Ольга Владимировна; Казанский национальный исследовательский технический университет. – Казань, 2015. – 15 с. – Текст: непосредственный.

140. Автоэндоскопы: сайт – 2019. – URL: <https://xn--80aegynfcbjrg7k.xn--p1ai/> (дата обращения 15.11.2023). – Текст: электронный.

141. Киселев, Ю. В. Вибрационная диагностика систем и конструкций авиационной техники: учебное пособие / Ю. В. Киселев. – Самара: СГАУ, 2010. –

103 с. – (Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королева (национальный исследовательский университет). – URL: <https://rucont.ru/efd/230073> (дата обращения 15.11.2023). – Режим доступа: Электронная библиотека Rucont. – Текст: электронный.

142. Литвинов, С. И. Метод и устройство вибродиагностики зубчатых редукторов / С. И. Литвинов. – Текст: электронный // Современная техника и технологии: научно-практический электронный журнал. – 2014. – № 7. – URL: <https://technology.snauka.ru/2014/07/4115> (дата обращения: 13.07.2023).

143. Мартынов, Д. Ю. Анализ метода вибродиагностики зубчатых редукторов / Д. Ю. Мартынов. – Текст: электронный // Современная техника и технологии: научно-практический электронный журнал. – 2014. – № 10. – URL: <http://technology.snauka.ru/2014/10/4219> (дата обращения: 15.11.2023).

144. Мынцов, А.А. Применение метода огибающей для диагностики механических узлов оборудования / А. А. Мынцов. – Текст: электронный // Вибродиагностика. – URL: <http://vibration.ru/pmodmuo/pmodmuo.shtml> (дата обращения: 25.11.2023).

145. Уланов, А. М. Вибрация и прочность авиационных двигателей и энергетических установок: учебное пособие / А. М. Уланов – Самара: СГАУ, 2011. – 58 с. – (Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С. П. Королева (национальный исследовательский университет). – URL: <https://rucont.ru/efd/230191> (дата обращения 15.11.2023). – Режим доступа: Электронная библиотека Rucont. – Текст: электронный.

146. Черных, И. В. SIMULINK: Инструмент моделирования динамических систем / И. В. Черных. – Текст: электронный // Online: Simulink.chm (дата обращения 25.11.2023).

147. THE MATHWORKS: Getting Started with MATLAB, Version 7. – Текст: электронный // The MathWorks Inc., 2007. – Online: getstart.pdf (дата обращения 25.11.2023).

148. THE MATHWORKS: Writing S-Functions, Version 7. – Текст: электронный // The MathWorksInc., 2007. – Online: sfunctions.pdf (дата обращения 25.11.2023).

149. THE MATHWORKS: Getting Started with Simulink, Version 7. – Текст: электронный // The MathWorks Inc., 2007. – Online: sl\_gs.pdf (дата обращения 25.11.2023).

150. THE MATHWORKS: Simulink. Graphical User Interface, Version 7. – Текст: электронный // The MathWorks Inc., 2007. – Online: slgui.pdf (дата обращения 25.11.2023).

151. THE MATHWORKS: Simulink. References, Version 7. – Текст: электронный // The Math-Works Inc., 2007. – Online: slref.pdf (дата обращения 25.11.2023).

152. THE MATHWORKS: Using Simulink, Version 7. – Текст: электронный // The MathWorks Inc., 2007. – Online: sl\_using.pdf (дата обращения 25.11.2023).

## Приложение А. Акты внедрения результатов диссертационного исследования



«Утверждаю»

Ректор ФГБОУ ВО

«Ковровская государственная

технологическая академия

им. В.А. Дегтярева», д.э.н.



Лаврищева Е.Е.

«19»

06

2024 г.

### АКТ

О внедрении результатов диссертационной работы  
Карпенко Андрея Борисовича «Разработка и исследование методики  
отбраковочных испытаний механизмов точного позиционирования по  
критерию плавности вращения»

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной  
работы Карпенко А.Б. внедрены в учебный процесс кафедры ГПА и ГП, а  
именно:

1. В курс лекций по дисциплине «Компьютерные технологии в машиностроении».
2. В тематику выпускной квалификационной работы (магистрантов)  
- ВКР (м).

Заведующий кафедрой ГПА и ГП, к.т.н.

О.В. Косорукова