

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Поволожский государственный технологический университет»

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования «Национальный исследовательский Томский политехнический
университет»

На правах рукописи

Козлов Константин Эдуардович

**ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД И СРЕДСТВО КОНТРОЛЯ
МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ
ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

05.11.13 - Приборы и методы контроля природной среды, веществ,
материалов и изделий (технические науки)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук,
доцент Егоров А.В.

Томск - Йошкар-Ола - 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
Глава 1 Состояние вопроса и постановка задач исследования	10
1.1 Существующие методы контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач и методы их исследования с учетом потерь на трение.....	10
1.2 Анализ существующих методов оценки технического состояния цепных передач	20
1.3 Выводы.....	24
Глава 2 Разработка динамического метода и средства контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи.....	26
2.1 Теоретическое обоснование динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи	26
2.1.1 Метод определения механического коэффициента полезного действия асинхронного цепного электропривода, характеризующего его механические и добавочные потери	26
2.1.2 Методика определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи.....	34
2.2 Оценка систематической погрешности определения момента инерции асинхронного цепного электропривода с учетом потерь	43
2.3 Проектирование аппаратно-программного комплекса для контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи	50
2.4 Выводы.....	53
Глава 3 Теоретическое исследование влияния параметров цепной передачи с приводной втулочной цепью на ее механическую эффективность	55
3.1 Критерий оценки механической эффективности цепной передачи	56
3.2 Факторы, влияющие на механическую эффективность цепной передачи	58

3.3 Качественная оценка факторов, влияющих на механическую эффективность цепной передачи	60
3.3.1 Причины, обусловленные конструкцией цепных передач. Кинематические погрешности	60
3.2.2.2 Натяжение ведомой ветви	62
3.3.2.3 Причины, обусловленные изменением коэффициента трения	63
3.3.2.4 Плоскопараллельное смещение звездочек	64
3.3.2.5 Суммарная работа трения в цепном зацеплении	69
3.2.3 Сравнительный анализ причин изменения механической эффективности цепной передачи	71
3.4 Выводы	74
Глава 4 Экспериментальное исследование механической эффективности цепных передач	76
4.1 Экспериментальная база	76
4.1.1 Стенд для контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач	77
4.1.2 Измерительная аппаратура	80
4.1.3 Определение усилия, возникающего в цепи от приведения маховой массы во вращение	84
4.2 Методика определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи	91
4.3 Экспериментальное обоснование достоверности результатов, получаемых динамическим методом	98
4.3.1 Сравнение значений крутящего момента, полученных динамическим методом и с помощью датчика крутящего момента во время разгона асинхронного цепного электропривода	98
4.3.2 Определение момента инерции эталонного тела с помощью динамического метода	102
4.4 Методика обработки результатов параллельных измерений	105
4.4.1 Погрешности измерений	105

4.4.2 Статистическая обработка результатов параллельных опытов.	
Определение минимального количества измерений	108
4.5 Планирование экспериментов	117
4.5.1 Факторы влияния	118
4.5.2 Матрицы планирования экспериментов	120
4.5.3 Обработка результатов эксперимента.....	125
4.5.4 Анализ уравнений регрессии	131
4.6 Выводы.....	137
Заключение	139
Список терминов.....	142
Список литературы	143
Приложение А Силовой расчет и выбор оптимального предварительного натяжения в цепной передаче	153
Приложение Б Матрицы планирования и результаты многофакторного эксперимента.....	159
Б.1 Матрицы планирования и результаты многофакторного эксперимента для первой серии опытов.....	159
Б.2 Матрицы планирования и результаты многофакторного эксперимента для второй серии опытов.....	162
Приложение В Результаты многофакторного эксперимента и обработка полученных данных	166
Приложение Г Копия акта внедрения результатов диссертационной работы в Институт механики и машиностроения ФГБОУ ВПО «Поволжский государственный технологический университет»	178
Приложение Д Копия акта внедрения результатов диссертационной работы в ООО «Интеллектуальные технологии»	179
Приложение Е Копия акта внедрения результатов диссертационной работы в ООО «Поволжский центр неразрушающего контроля»	180
Приложение Ж Копия акта внедрения результатов диссертационной работы в ООО «Институт перспективных технологий»	181

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Повышение механического коэффициента полезного действия силового привода остается важной задачей на пути улучшения качества и технического уровня механических систем, а, следовательно, повышения конкурентоспособности нашей страны в области машиностроения. Возможность обеспечения высокого механического коэффициента полезного действия машин и механизмов и их безотказной работы может быть достигнуто благодаря улучшению качества методов и средств контроля потерь на трение в механических передачах, в частности цепных передачах, широко используемых во многих приводах.

Условия трения и инерционные характеристики цепных передач оказывают влияние на скорость деградационных процессов, таких как износ и контактная выносливость, которые являются критериями их работоспособности, и, как следствие, оказывают значительное влияние на срок службы цепных передач. Поэтому исследования, направленные на разработку методов и средств контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач, являются актуальными.

Степень разработанности темы. Исследованиям цепных передач посвящено немалое количество работ отечественных и зарубежных ученых. Особое внимание в них уделено вопросам изнашивания и прочности цепей, повышения долговечности и совершенствования технического обслуживания цепных передач, методам оценки их состояния. Наиболее подробно эти вопросы освещены в работах Ю. С. Баршай, Р. Биндера, Н. В. Воробьева, К. П. Жукова, И. И. Ивашкова, А. А. Петрика, Г.К. Рябова и др. Однако в этих работах вопросам контроля механического коэффициента полезного действия в цепных передачах уделено недостаточно внимания.

Для целей контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач наиболее часто применяется тензометрический метод, который

требует высокой точности контроля сигнала и тарирования тензодатчиков. При этом контроль крутящего момента происходит с низкой частотой регистрации, что обусловлено временем, необходимым для восстановления упругодеформированного состояния тензоэлемента. Кроме того, имеют место сложности, связанные с передачей сигнала от тензоэлемента в измерительную систему, а также дороговизна измерительной аппаратуры.

Другие методы контроля, такие как метод регистрации реактивных моментов на статорах электрических машин и метод свободного выбега обладают рядом недостатков, связанных со значительными методическими погрешностями и сложностью измерительного процесса (метод регистрации реактивных моментов), и невозможностью создания номинального усилия в цепи во время исследований (метод свободного выбега).

Таким образом, выявленные недостатки существующих методов контроля цепных передач с учетом потерь на трение требуют создания новых методов и средств контроля. Поэтому исследования, направленные на разработку точных, надежных и экономически целесообразных методов и средств контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач, расширяющие возможности существующих, являются актуальными.

Цель диссертационной работы – разработка и практическая реализация динамического метода и средства контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач.

Задачи исследования:

1. Провести анализ существующих методов и средств контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач.
2. Разработать метод, методику и средство контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач.
3. Провести теоретическое исследование степени влияния параметров цепной передачи с приводной втулочной цепью на ее механические потери.

4. Провести экспериментальное обоснование достоверности результатов, получаемых с помощью разработанного динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач.

5. Провести экспериментальные исследования степени влияния параметров цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью на ее механические потери.

Методы исследования. Для достижения поставленной цели и реализации основных задач исследования использованы методы математической статистики, планирования экспериментов, тензорезистивный метод измерения крутящего момента на валу асинхронного электродвигателя, метод физического моделирования, методы теоретической механики, динамики вращательного движения, теории двигателей вращательного действия, теории механизмов и машин. Для обработки экспериментальных данных использовались пакеты прикладных программ Microsoft Excel, Solidworks, MATLAB.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций, полученных автором, обеспечивается необходимым объемом экспериментальных данных, удовлетворительной сходимостью теоретических и экспериментально полученных результатов исследований, удовлетворительной сходимостью результатов, полученных общеизвестными способами и разработанным методом, непротиворечивостью исследованиям других авторов, а также использованием экспериментального оборудования, позволяющего с достаточной точностью осуществлять измерения требуемых параметров, обработкой полученных результатов с применением средств вычислительной техники, программного обеспечения и методов математической статистики.

На защиту выносятся:

1. Метод определения коэффициента полезного действия асинхронного цепного электропривода, характеризующего его механические и добавочные потери.

2. Метод и средство контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи, основанные на регистрации времени разгона асинхронного цепного электропривода.

3. Регрессионная зависимость механического коэффициента полезного действия цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью от ее параметров.

Научная новизна:

1. Разработан метод определения механического коэффициента полезного действия асинхронного цепного электропривода, характеризующего его механические и добавочные потери.

2. Разработаны метод и средство контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи, основанные на регистрации времени разгона асинхронного цепного электропривода.

3. Впервые получены регрессионные уравнения, характеризующие изменение механического коэффициента полезного действия цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью при варьировании значений различных ее параметров (межосевое расстояние, плоскопараллельное смещение звездочек, величина стрелы провеса холостой ветви, способ смазки, относительное удлинение шага цепи) в различных скоростных диапазонах.

Практическая значимость работы.

1. Разработанный метод, средство и методика позволяют проводить контроль механического коэффициента полезного действия цепной передачи в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы с более высокими частотными характеристиками, чем при применении существующих методов.

2. Предложенный метод может стать основой для дальнейших исследований, направленных на уменьшение механических потерь в цепной передаче и улучшение динамических свойств цепей и цепных устройств, как на стадии производства, так и их эксплуатации.

3. Предложенный метод может применяться для контроля факторов, влияющих на механические потери в цепных, зубчатых, червячных и других видах передач.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались:

1.) на IX международной заочной научно-практической конференции «Технические науки – от теории к практике» (Новосибирск, 2012);

2.) на VI международной научно-практической конференции «Техник и технология: новые перспективы развития» - М.: Издательство «Спутник+» (Москва, 2012);

3.) на международной молодежной научной конференции по естественнонаучным и техническим дисциплинам «Научному прогрессу — творчество молодых» (Йошкар-Ола, 2012).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 печатных работ, из них в журналах, рекомендованных ВАК – 5, получен патент №2507492 РФ МПК⁷ [G01M1/10](#) от 20.02.2014 г.

Реализация результатов работы. Динамический метод и средство контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач нашли применение в ООО «Поволжский центр неразрушающего контроля», ООО «Институт перспективных технологий», ООО «Интеллектуальные технологии». Теория метода контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач внедрена в магистерскую программу «Технологии инерционного контроля машин и оборудования нефтегазового и энергомашиностроительного комплексов» по направлению 150402 «Технологические машины и оборудование».

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Существующие методы контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач и методы их исследования с учетом потерь на трение

Исследования цепных передач можно осуществлять двумя методами: математическим моделированием и экспериментальным исследованием.

Математическое моделирование, несмотря на широкую применимость, имеет ряд существенных недостатков по сравнению с натурными испытаниями. Измеряемые данные при математическом моделировании используются для верификации, но не для построения модели, вследствие чего можно получить неадекватную модель. При этом использование математического аппарата для упрощения описания сопровождается множеством допущений и идеализаций, что значительно влияет на достоверность описываемых процессов, поскольку влечет за собой значительные погрешности исследований. Для получения адекватных результатов при исследовании необходимо учитывать множество факторов, которые могут существенно влиять на искомую величину, а, следовательно, невозможно дать комплексную оценку факторов, влияющих на механическую эффективность цепной передачи, основываясь на математическом моделировании.

Поэтому при исследовании цепных передач предпочтение отдается эксперименту, который учитывает множество факторов, влияющих на механический коэффициент полезного действия объекта исследования.

В настоящее время для исследования цепных передач используется техническое оборудование, которое можно разделить на две большие группы: механическую и контрольную.

К первой группе относится экспериментальное оборудование для создания определенных режимов работы цепи, ко второй – различные приборы для контроля и регистрации определенных параметров в передачах (крутящий момент, размеры шага цепи, нагрузочные и кинематические параметры в передачах, геометрические параметры звездочек и т.д.).

Испытательные стенды дают возможность создать в лабораторных условиях различные режимы нагружения и условия работы цепных передач, а также контролировать параметры цепи для определения их работоспособности. Стендовые системы для исследования цепных передач описаны во многих работах [6, 8, 41, 53, 59, 72], но вопросам контроля механических потерь в цепных передачах в них уделено недостаточно внимания.

Контроль механической эффективности цепных передач производят с помощью определения механических потерь в цепи, на который оказывают влияние множество факторов: нагрузочный и скоростной режим работы, натяжение цепи, способ и качество смазывания, качество изготовления цепи, наличие дефектов и неисправностей в цепи и др. Для контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач обычно определяют крутящие моменты на ведущем и ведомом валах или на ведущей и ведомой звездочках, в зависимости от удобства и возможностей метода контроля. При этом искомая величина определяется выражениями:

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 \cdot i}, \quad (1.1)$$

где M_1 – крутящий момент на ведущем валу, Н·м;

M_2 – крутящий момент на ведомом валу, Н·м;

i – передаточное число.

$$\eta = \frac{M_{зв2}}{M_{зв1} \cdot i}, \quad (1.2)$$

где M_{361} – крутящий момент на ведущей звездочке, Н·м;

M_{362} – крутящий момент на ведомой звездочке, Н·м.

Наиболее целесообразным проводить контроль крутящего момента представляется на звездочках, поскольку в этом случае не учитываются потери в подшипниковых узлах цепной передачи, а, следовательно, контроль механических потерь в цепном зацеплении производится с более высокой точностью.

В настоящее время для целей контроля механической эффективности цепных передач в основном применяют тензометрический метод, метод регистрации реактивных моментов и метод свободного выбега.

Тензометрический метод

Для контроля механического коэффициента полезного действия в цепных передачах и определения нагрузок в звеньях цепи используется тензометрический метод контроля, которому посвящено немало работ [8, 47, 61, 66, 77, 86, 90, 98].

Сущность тензометрического метода при определении нагрузок в самой цепи заключается в том, что усилие определяется путем сопоставления результатов изменения геометрии пластин цепной передачи и усилия, повлекшего за собой это изменение.

Деформацию пластин контролируют с помощью тензорезисторов, наклеенных на наружные пластины звеньев цепи [86]. При этом деформация рассчитывается согласно следующему выражению:

$$\Delta l = F \cdot e, \quad (1.3)$$

где Δl – деформация, м;

F – приложенное усилие, Н;

e – податливость, м/Н.

Изменение геометрии пластины тензорезистор преобразует в изменение своего сопротивления. Однако сопротивление тензорезисторов при деформации изменяется менее, чем на 3% от исходного значения, что незначительно для регистрации его изменения в динамике. Поэтому изменение сопротивления преобразуют в пропорциональные изменения напряжения, для чего тензоэлемент включается в состав электрической измерительной схемы.

Наиболее распространенным методом контроля сопротивлений тензорезисторов является мостовой метод [86], который основан на применении измерительного моста Уинстона, изображенного на рисунке 1.1.

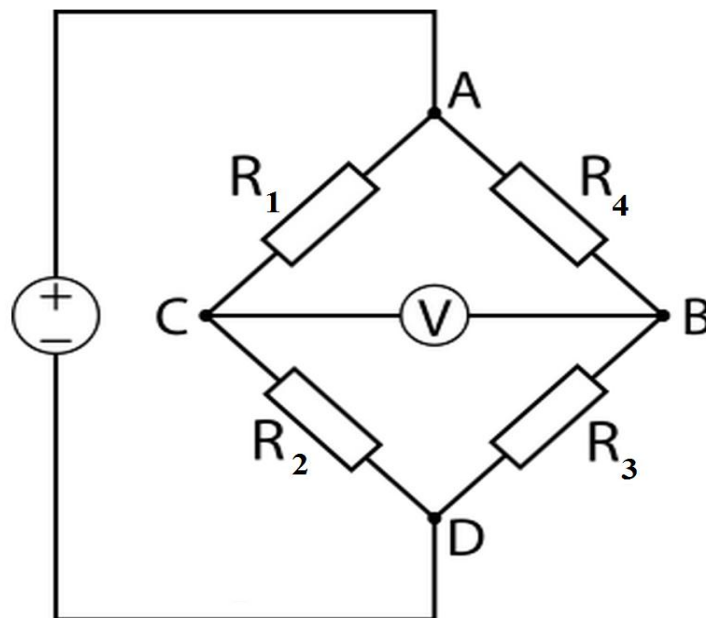


Рисунок 1.1 – Мостовая схема четырехплечего измерительного моста Уинстона для контроля сопротивлений

В данной схеме источник постоянного или переменного тока подключается между точками A и D, а измеритель напряжения - между C и B. При соблюдении условия равенства произведений сопротивлений $R_1 R_3 = R_2 R_4$ напряжение в диагонали отсутствует. Но при нарушении этого баланса между точками C и B появляется напряжение, сигнализирующее об изменении усилия, приложенного к тензорезистору.

Одним из недостатков применения тензометрического метода является термочувствительность тензоэлементов, то есть при изменении температуры в месте их фиксации их сопротивление зависит не только от изменения геометрии тел, но также от их температуры. Поэтому для исключения погрешностей, связанных с температурными изменениями, рядом с рабочим тензорезистором наклеивают перпендикулярно компенсационный тензорезистор, который получает такое же температурное приращение, при этом баланс сопротивлений мостовой схемы не нарушается.

Кроме температурной погрешности, имеют место погрешности, связанные с невозможностью изготовления двух тензорезисторов с абсолютно одинаковыми величинами номинальных сопротивлений, что ведет к разбалансу моста и необходимости применения специальных органов балансировки.

При возникновении рабочего усилия в звеньях цепи тензорезисторы, расположенные на пластинах подвергаются не только деформации растяжения, но и изгиба [8], что влечет дополнительные погрешности при проведении контроля механических усилий в звеньях цепи, влияющих на механические потери в них.

Также тензометрический метод контроля потерь на трение в звеньях цепи помимо перечисленных недостатков обладает еще одним существенным недостатком, который заключается в сложности передачи информации с тензометрического звена на регистрирующую аппаратуру, так как при измерении датчики совершают движение по цепному контуру, который может изменяться в широких пределах.

Один из способов снятия сигнала с тензометрического звена представлен в работах [66, 86]. Схема измерительной системы с ртутным токосъемником, которые обладают постоянством переходного сопротивления, изображена на рисунке 1.2.

Однако эта схема может быть применена при контроле усилий в цепных передачах с небольшими межосевыми расстояниями.

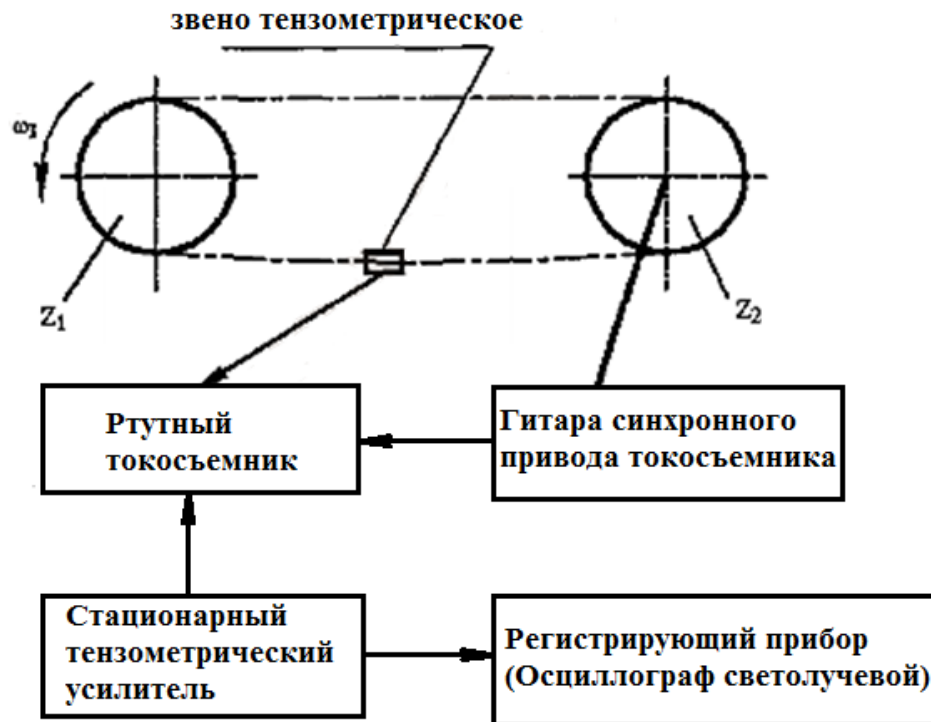


Рисунок 1.2 - Измерительная система с ртутным токосъемником для регистрации нагрузок в цепи

В работе [98] описан способ передачи сигнала с подвижного объекта с помощью аналого-цифрового преобразователя, с которого сигнал преобразуется в световой поток. Поток воспринимается фотодиодом и направляется в блок обработки. Но следует отметить, что их применение при значительных межосевых расстояниях и в рабочих машинах также связано с рядом трудностей.

При значительных межосевых расстояниях предлагается передача сигнала с помощью инфракрасных лучей [61], а также применяются разные разработки беспроводной передачи данных с помощью радиоволн. В Великобритании спроектирован аппарат Digimatic, который обеспечивает беспроводную передачу данных на расстояние до 50 м [90]. При этом происходит регистрация и анализ полученных данных, которые передаются на персональный компьютер. В работе [98] указано, что разработан портативный прибор для измерения динамического натяжения бесконечной цепи в работающей цепной передаче. Английская фирма Renold PLC разработала систему Smart Link, которая позволяет быстро и точно

определять все нагрузки цепной передачи в процессе эксплуатации. Измерительный модуль с мини-компьютером крепится на цепи. При этом считывающий блок связан с ним дистанционно.

Несмотря на прогрессивное развитие области беспроводной передачи данных, способное решить проблему переноса информации с тензометрического звена на регистрирующую аппаратуру, измерение усилий в звеньях цепи, позволяющее проводить контроль механических потерь исключительно в цепном зацеплении цепной передачи, с помощью тензометрического метода все еще связан с рядом трудностей и возможными погрешностями.

Поэтому наиболее часто тензометрический метод применяют для регистрации действительных значений крутящих моментов на ведущем и ведомом валах цепного привода. Данный способ основан на регистрации главных (нормальных) напряжений, возникающих на поверхности вала при его кручении. Для измерения деформаций под углом 45° к оси на поверхность вала ориентировано наклеивают тензорезисторы, которые соединяются по схеме полного моста. При точной ориентации розетки на валу, строгой симметрии плеч моста и идентичности параметров тензорезисторов максимальная погрешность измерения, вызванная влиянием изгибной деформации, не превышает 1% [47, 86]. Однако данный способ не позволяет проводить контроль механического коэффициента полезного действия цепных передач без учета потерь в подшипниковых узлах, что приводит к дополнительным погрешностям при контроле потерь на трение в сопряжениях звеньев цепи.

Метод регистрации реактивных моментов

Другой метод определения крутящих моментов на валах испытательных стендов заключается в регистрации реактивных моментов на статорах электрических машин [47]. В этом случае электрические машины, одна из которых работает в режиме двигателя, а другая в режиме электрического генератора, конструктивно выполняют как мотор-весы (рисунок 1.3).

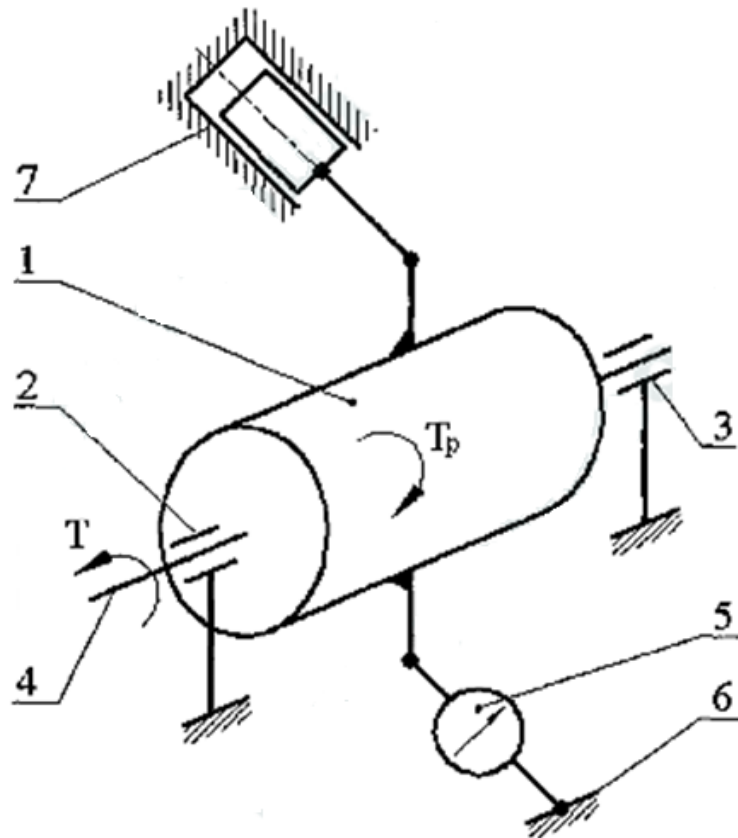


Рисунок 1.3 - Принципиальная схема балансирующей установки электрической машины: 1 – статор электрической машины; 2, 3 – подшипниковые опоры; 4 – вал редуктора; 5 – силоизмерительное устройство; 6 – корпус стенда; 7 - успокоитель

Статор 1 машины устанавливают на платформе, выполненной в балансирующем исполнении, на двух подшипниковых опорах 2 и 3 концентричных с валом 4 ротора.

Реактивный момент, равный по абсолютному значению крутящему моменту на валу электрической машины, определяют с помощью различных силоизмерительных устройств 5, соединяющих статор 1 с корпусом 6 стенда. В такой измерительной системе, если она является электрической, связь с регистрирующими приборами выполняют непосредственно проводами без токосъемника.

Поскольку в составе силоизмерительных устройств в качестве датчика используют, как правило, упругие элементы, то для уменьшения колебания

статора машины при работе цепной передачи применяют масляные или воздушные успокоители 7.

Если в испытательном стенде звездочки установлены не на валы электрических машин, а на валы, которые последовательно соединены с роторами двигателя и генератора через передаточные механизмы, то в этом случае крутящие моменты на валах цепной передачи будут определяться с погрешностью обусловленной переменностью коэффициента полезного действия передач передаточных механизмов. Кроме того, при больших мощностях возникают трудности в измерении крутящего момента.

Вследствие сложности контроля данный метод практически не применяют.

Метод свободного выбега

Метод свободного выбега также применяется для контроля механических потерь в цепной передаче [36], который основан на измерении момента инерции цепного электропривода. Согласно этому методу после разгона электропривода при его отключении от источника питания ротор и соединенная с ним система вращающихся масс за счет накопленной кинетической энергии продолжают вращаться. Частота вращения начинает постепенно падать из-за наличия механических потерь. При этом мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, равна уменьшению во времени кинетической энергии электропривода. Кинетическая энергия, запасенная во вращающихся частях агрегата и затрачиваемая на преодоление этих сил трения, рассчитывается следующим образом:

$$A = -\frac{J_{\text{общ}} \cdot \omega^2}{2}, \quad (1.4)$$

где $J_{\text{общ}}$ – общий приведенный к оси вращения ведущего вала цепного электропривода момент инерции его вращающихся частей, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ω – частота вращения цепного электропривода, рад^{-1} .

С другой стороны, эта энергия может быть определена как произведение мощности, затраченной на приведение во вращение агрегата в режиме холостого хода, P на время t :

$$A = P \cdot t. \quad (1.5)$$

Приравняв (1.1) и (1.2), получим выражение общего момента инерции:

$$J_{\text{общ}} = -\frac{2P \cdot t}{\omega^2}. \quad (1.6)$$

Значения P и t определяют экспериментально, выполнив опыт холостого хода и опыт свободного выбега.

Зная $J_{\text{общ}}$ и ускорение торможения из кривой выбега, $\varepsilon_{\text{торм}}$, можно рассчитать момент сопротивления сил трения в сопряжениях исследуемой системы вращающихся масс:

$$M_c = J_{\text{общ}} \cdot \varepsilon_{\text{торм}}. \quad (1.7)$$

Преимущество данного метода заключается в том, что появляется возможность исследовать механические показатели цепных приводов мощностью свыше 100 кВт. Но существенный недостаток заключается в том, что этот метод, применяется при исследовании объекта изучения на холостом ходу. Кроме того, рекомендуется проводить испытания при частоте вращения, выше номинальной, что требует использование дополнительного приводного двигателя, который проблематично отсоединить в процессе его вращения.

1.2 Анализ существующих методов оценки технического состояния цепных передач

Механический коэффициент полезного действия цепных передач является показателем их энергетического совершенства. Условия трения и инерционные характеристики цепных передач оказывают существенное влияние на скорость деградиационных процессов, таких как износ и контактная выносливость, которые являются критериями их работоспособности, и, как следствие, оказывают значительное влияние на срок службы цепных передач. Поэтому метод контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач при выборе допустимого уровня потерь в сопряжениях ее звеньев может быть всемерно использован для оценки их технического состояния. При этом отклонение контролируемой величины от нормированной позволит предотвратить увеличение механических потерь, а, следовательно, ухудшение деградиационных процессов в цепной передаче, потерь мощности и преждевременный выход оборудования из строя.

Говоря о техническом состоянии объекта, понимают исправное, неисправное, работоспособное и неработоспособные состояния [15]. Первое характеризуется его соответствием требованиям нормативно-технической и (или) проектной документации. Неисправное состояние свидетельствует об отклонении параметров объекта требованиям данных норм. В отличие от исправного состояния работоспособность характеризует соответствие объекта лишь тем требованиям нормативно-технической и (или) проектной документации, выполнение которых обеспечивает нормальное применение объекта по назначению.

При оценке технического состояния цепных передач в настоящее время в основном используют контрольно-измерительные приборы, инструменты и приспособления.

До сих пор основным способом решения задач работоспособности цепных передач служил вышеупомянутый тензометрический метод исследования динамики работающего двигателя, которому посвящено немало работ, поскольку определение нагрузок, действующих в цепи, является чрезвычайно важной задачей исследования.

В качестве методов оценки технического состояния цепных передач помимо тензометрического метода в литературе достаточно широко описаны такие методы как виброакустический метод, метод измерения изменения шага цепи, метод определения кинематической погрешности и метод регистрации тепловых параметров.

Сущность виброакустического метода заключается в следующем. Во время работы машины движение деталей сопровождается их соударениями, в результате которых по механизмам распространяются упругие колебания. По мере изнашивания цепной передачи или при возникновении в них каких-либо дефектов характер шума и вибрации изменяется [35]. Это свойство используют для оценки технического состояния объектов по параметрам шума и вибрации. Сигналы, возбуждаемые колебаниями шкивов, носят импульсный характер. Причем энергия акустического сигнала возрастает с увеличением зазора между соударяющимися деталями. Поэтому амплитуда виброакустического сигнала может с определенной точностью характеризовать состояние кинематической пары. Сигналы воспринимаются специальными датчиками, устанавливаемыми для этой цели на корпусе узла или агрегата, причем датчик воспринимает результирующие колебания, порождаемые всеми элементами системы. Для оценки каждого элемента в отдельности необходимо разделение сигнала на составляющие, при котором каждая из них характеризовала бы техническое состояние определенного элемента или одной кинематической пары.

Для оценки технического состояния отдельных элементов системы по вибрационным колебаниям необходимо сделать спектральный анализ этих колебаний, после которого можно выявить их причины, а также определить, в

каких диапазонах частот изменяется энергия вибрации в зависимости от параметров состояния проверяемого сопряжения.

Важным преимуществом виброакустической диагностики перед другими методами контроля является то, что он реагирует только на развивающиеся, действительно опасные дефекты. Но, следует отметить, что к аппаратуре для анализа вибраций предъявляются высокие требования. Сюда относятся: соблюдение заданного температурного режима работы аппаратуры, надежная экранизация соединительных кабелей от помех, стабильность характеристик блок-схемы во времени и их прямолинейность на всем диапазоне частот, быстрый прогрев аппаратуры до рабочих режимов и др. Техническое состояние элементов машины по виброакустическим параметрам следует проверять на таких режимах работы, при которых характеристики процессов проявлялись бы в наиболее чистом виде, с наименьшим влиянием помех со стороны непроверяемых сопряжений. Кроме того, отсутствие надежных методов разделения полезных сигналов и сигналов помех, порождаемых различными элементами контролируемой системы, затрудняет применение данного метода оценки по отношению к цепным передачам.

Метод определения кинематической погрешности определяет параметры кинематической неравномерности передачи. Изменение в зацеплении передачи, ошибка шага, отклонений профиля, вызванные износом зубчатых пар, перекос и непараллельность осей значительно влияют на данные параметры. Кинематическую неравномерность оценивают по результатам измерения колебаний частоты вращения за один оборот диагностируемой передачи. Динамические усилия, связанные с дефектами, могут превышать передаваемую полезную нагрузку в 2 раза и более, поэтому проявление кинематической неравномерности передачи в ряде случаев является сигналом близкого разрушения сопряжения. Для измерения неравномерности частоты вращения применяют специальные приборы - кинематометры. Достоинством рассмотренного метода является применение упрощенной аппаратуры, но перед ее использованием необходимо произвести соответствующее исследование, при

котором должна быть использована сложная аппаратура, с целью определения информационных частот. Ограничение анализируемой информации приводит к сужению возможностей метода. Кроме того, еще одним недостатком метода является тот факт, что определение погрешности может производиться при работе подрабработанного агрегата на скоростях в пределе до $0,03 \text{ с}^{-1}$ и без нагрузки, что позволяет использовать его только для приремонтного диагностирования [19].

В работе [45] описан способ определения технического состояния цепи путем нахождения изношенных участков и звеньев цепи по подъему ролика вдоль профиля зуба. На рисунке 1.4 дана схема измерения удлинения цепи. Данный метод определяет изменение шага звеньев цепи. Он очень прост в применении, но раннее обнаружение скрытых дефектов затруднено, поскольку износ зубьев звездочки и неравномерность изнашивания роликов не учитывается.

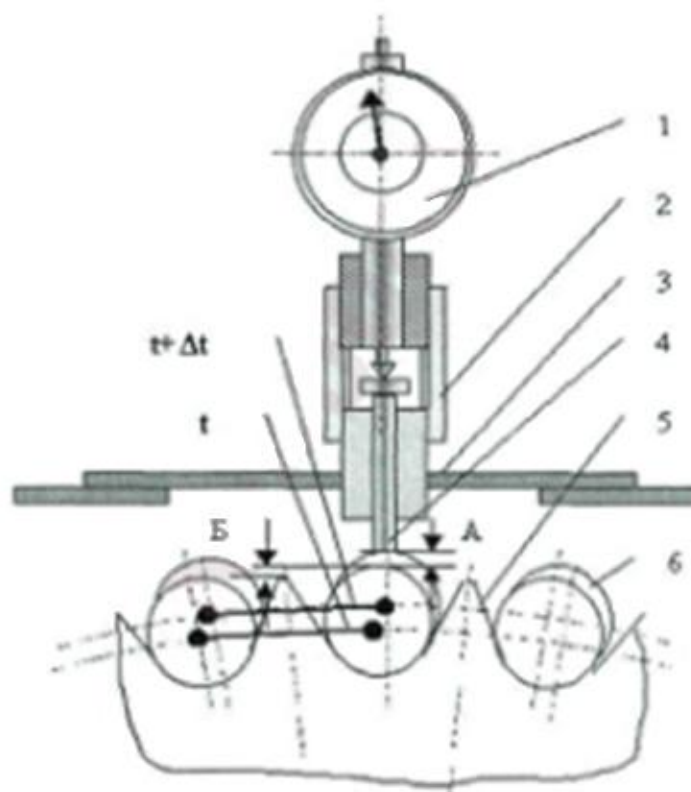


Рисунок 1.4 - Схема измерения удлинения цепи

Метод регистрации тепловых параметров основан на анализе тепловых излучений деталей, элементов или устройств при их функционировании.

Интенсивность теплового излучения зависит от режима работы привода, а также от скрытых дефектов в узлах с трением и сопряжением деталей. Для отдельных деталей и элементов увеличение интенсивности их теплового излучения характеризует локальные тепловые перегревы, связанные с наличием дефектов или неоднородностей. Своевременное обнаружение этих дефектов позволяет принять меры по предупреждению выхода из строя цепей привода.

Основными недостатками теплового метода контроля является дороговизна необходимого оборудования, зависимость точности выявления дефекта от режима работы привода и значительное влияние условий измерения на его результат.

1.3 Выводы

В известных методах исследования и контроля цепных передач уделено недостаточно внимания вопросам контроля механических потерь в цепных передачах. Для этих целей наиболее часто применяется тензометрический метод. Но необходимость тарирования тензодатчиков, производственные погрешности, подверженность влиянию температурных условий ограничивает применение данного метода. При этом контроль крутящего момента происходит с низкой частотой регистрации, что обусловлено временем, необходимым для восстановления упругодеформированного состояния тензоэлемента. При контроле усилия в звеньях цепи имеют место сложности, связанные с передачей сигнала от тензоэлемента в измерительную систему.

Контроль механического коэффициента полезного действия с помощью тензометрического метода, как правило, проводят в статичном режиме и с учетом потерь, которые имеют место в подшипниковых узлах цепной передачи.

Метод регистрации реактивных моментов на статорах электрических машин обладает значительными методическими погрешностями и сложностью измерительного процесса, поэтому в настоящее время практически не

используется. Метод свободного выбега не позволяет создать номинальное усилие в цепи во время исследований. Кроме того, рекомендуется проводить испытания при частоте вращения, выше номинальной, что требует использование дополнительного приводного двигателя, отсоединение которого в процессе вращения связано с рядом трудностей.

Таким образом, анализ существующего уровня развития методов и средств контроля механической эффективности цепных передач и оценки их технического состояния показал, что исследования, направленные на разработку надежных, точных и экономически целесообразных методов и средств контроля, расширяющие возможности существующих, являются актуальными.

Настоящая работа описывает динамический метод контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач, который лишен недостатков, присущих существующим методам контроля. Предлагаемый метод может быть всемерно использован как для исследования, так и для контроля качества цепных передач на стадии их производства и в процессе эксплуатации. Разработка такого метода требует не только теоретических, но и экспериментальных исследований.

На основе проведенного анализа существующих методов и средств контроля и оценки технического состояния цепных передач следует, что в настоящей работе предполагается выполнить следующие задачи:

1. Разработать метод, методику и средство контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач.
2. Провести теоретическое исследование степени влияния параметров цепной передачи с приводной втулочной цепью на ее механические потери.
3. Провести экспериментальное обоснование достоверности результатов, получаемых с помощью разработанного динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач.
4. Провести экспериментальные исследования степени влияния параметров цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью на ее механические потери.

ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОГО МЕТОДА И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Теоретическое обоснование динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи

Основная проблема развития методов и средств контроля механических характеристик цепных электроприводов с учетом потерь на трение – отсутствие методов выявления зависимостей механических потерь в цепном зацеплении цепной передачи в широком диапазоне режимов работы. Ее механический коэффициент полезного действия, как правило, определяют с учетом потерь в подшипниковых узлах цепной передачи. Кроме того, частота регистрации сигнала при применении существующих методов не позволяет проводить полную оценку динамических процессов, имеющих место при эксплуатации цепной передачи.

2.1.1 Метод определения механического коэффициента полезного действия асинхронного цепного электропривода, характеризующего его механические и добавочные потери

В общем случае реализацию метода определения коэффициента полезного действия асинхронного цепного электропривода, характеризующего его механические и добавочные потери, можно пояснить на примере асинхронного электродвигателя, вал которого соединен с потребителем через предохранительно-соединительное устройство. Схема асинхронного электродвигателя представлена на рисунке 2.1.

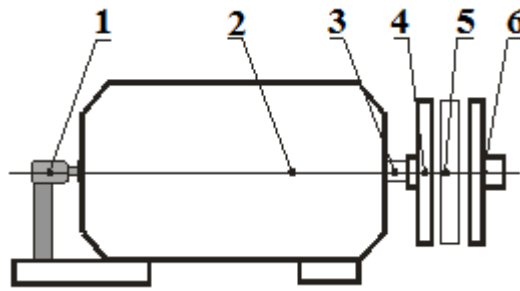


Рисунок 2.1 - Асинхронный электродвигатель, работающий в составе цепного электропривода: 1- энкодер; 2 – асинхронный электродвигатель; 3 – вал электродвигателя; 4 - первая полумуфта, 5 – диск с эталонным моментом инерции; 6 - вторая полумуфта.

Следует отметить, что в настоящей работе все физические величины рассматриваются как средние значения за выбранный скоростной диапазон, который может варьироваться в широких пределах в зависимости от частоты регистрации сигнала (ускорения) и задач, поставленных в рамках контроля механического коэффициента полезного действия объекта исследования.

Реализуется метод следующим образом: из муфты вынимаются скрепляющие устройства, и удаляется элемент 5 с эталонным моментом инерции. Двигатель 2 запускается, и угловая скорость выходного вала 3 доводится до номинальной, при этом с помощью энкодера определяется результирующее угловое ускорение выходного вала, которое можно выразить следующим образом:

$$\varepsilon_{aэд1} = \frac{M - M_{C.aэд}}{J_{aэд}} = \varepsilon'_{aэд1} - \frac{M_{C.aэд}}{J_{aэд}}, \quad (2.1)$$

где M – крутящий момент, развиваемый асинхронным электрическим двигателем, Н·м;

$M_{C.aэд}$ – суммарный момент сопротивления сил трения и сил, вызванных действием высших гармоник МДС, пульсацией магнитной индукции и

другими причинами [37], оказывающих противодействие движению системы вращающихся масс асинхронного электродвигателя, Н·м;

$J_{aэд}$ - приведенный к оси вращения ведущего вала асинхронного электродвигателя момент инерции системы его вращающихся масс, кг·м²;

$\varepsilon'_{aэд1} = \frac{M}{J_{aэд}}$ - ускорение, которым обладала бы система вращающихся масс асинхронного электродвигателя при отсутствии механических потерь в сопряжениях системы его вращающихся масс и добавочных потерь в асинхронном электродвигателе (все виды трудно учитываемых потерь, вызванных действием высших гармоник МДС, пульсацией магнитной индукции и другими причинами), оказывающих противодействие движению системы вращающихся масс асинхронного цепного электропривода, рад/с².

Выражение для определения крутящего момента, развиваемого асинхронным электродвигателем в момент разгона, можно записать следующим образом:

$$M = M_{C.aэд} + J_{aэд} \cdot \varepsilon_{aэд1}, \quad (2.2)$$

где $J_{aэд} \cdot \varepsilon_{aэд1}$ - крутящий момент, расходуемый на изменение кинетической энергии движущихся масс асинхронного электродвигателя (полезный момент), Н·м.

С другой стороны, при отсутствии сил сопротивления (паразитных сил) в системе вращающихся масс асинхронного электродвигателя развиваемый им крутящий момент определяется согласно следующему выражению:

$$M = J_{aэд} \cdot \varepsilon'_{aэд1} = J_{aэд} \cdot \frac{M}{J_{aэд}}. \quad (2.3)$$

Из (2.1) и (2.3) получаем выражение:

$$\begin{aligned}
 M &= J_{a\partial\partial} \cdot (\varepsilon_{a\partial 1} + \frac{M_{C.a\partial\partial}}{J_{a\partial\partial}}) = J_{a\partial\partial} \cdot (1 + \frac{M_{C.a\partial\partial}}{J_{a\partial\partial} \cdot \varepsilon_{a\partial 1}}) \cdot \varepsilon_{a\partial 1} = \\
 &= J_{a\partial\partial} \cdot (1 + \frac{M_{C.a\partial\partial} \cdot J_{a\partial\partial}}{J_{a\partial\partial} \cdot (M - M_{C.a\partial\partial})}) \cdot \varepsilon_{a\partial 1} = \\
 &= J_{a\partial\partial} \cdot \left(\frac{M}{M - M_{C.a\partial\partial}} \right) \cdot \varepsilon_{a\partial 1} = J_{a\partial\partial} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{a\partial\partial}} \right) \cdot \varepsilon_{a\partial 1}
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

где $\eta_{a\partial\partial}$ - коэффициент полезного действия асинхронного электродвигателя (зависит от механических (потери на трение) и добавочных потерь (все виды трудно учитываемых потерь, вызванных действием высших гармоник МДС, пульсацией магнитной индукции и другими причинами), оказывающих противодействие движению системы вращающихся масс асинхронного электродвигателя).

Следует отметить, что в настоящей работе, при упоминании понятия «момент инерции системы вращающихся масс с учетом потерь», подразумевается произведение приведенного к выбранной оси вращения момента инерции исследуемой системы вращающихся масс J_{CBM} и величины, обратной коэффициенту полезного действия данной системы вращающихся масс, учитывающего ее механические потери и добавочные потери в асинхронном электродвигателе ($1/\eta_{CBM}$).

Затем на полумуфту 1 вала асинхронного электродвигателя с помощью скрепляющих элементов закрепляется тело, обладающее эталонным моментом инерции J_{∂} . При этом момент инерции движущихся масс увеличивается, а, следовательно, результирующее угловое ускорение системы вращающихся масс уменьшается. Асинхронный электродвигатель запускается, и угловая скорость системы вращающихся масс доводится до номинальной, определяется

результатирующее угловое ускорение $\varepsilon_{a\partial 2}$ выходного вала асинхронного электродвигателя с эталонным телом.

С учетом (2.4) выражение для крутящего момента, развиваемого асинхронным электродвигателем, можно записать следующим образом:

$$M = (J_{a\partial} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{a\partial}} \right) + J_{\varepsilon}) \cdot \varepsilon_{a\partial 2}, \quad (2.5)$$

где J_{ε} - приведенный к оси вращения вала асинхронного электродвигателя момент инерции эталонного тела, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Поскольку внешняя характеристика асинхронного электродвигателя при постоянных значениях входного напряжения, частоты питающей сети и неизменном значении сопротивления обмоток всегда постоянна, можем приравнять правые части выражений (2.4) и (2.5) и определить значение приведенного к оси вращения ротора момента инерции системы вращающихся масс асинхронного электродвигателя с учетом потерь:

$$J_{a\partial} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{a\partial}} \right) = J_{\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon_{a\partial 2}}{\varepsilon_{a\partial 1} - \varepsilon_{a\partial 2}}. \quad (2.6)$$

Далее, определив приведенный к оси вращения ведущего вала асинхронного электродвигателя момент инерции системы его вращающихся масс, можем определить его коэффициент полезного действия:

$$\eta_{a\partial} = \frac{J_{a\partial} \cdot (\varepsilon_{a\partial 1} - \varepsilon_{a\partial 2})}{J_{\varepsilon} \cdot \varepsilon_{a\partial 2}}. \quad (2.7)$$

Аналогичным образом можно найти коэффициент полезного действия любой системы вращающихся масс, в состав которой входит асинхронный

электродвигатель (коэффициент полезного действия системы вращающихся масс характеризует ее механические и добавочные потери).

Крутящий момент, развиваемый асинхронным электродвигателем, можно рассчитать следующим образом:

$$M = J_{a\partial\partial} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{a\partial\partial}} \right) \cdot \varepsilon_{a\partial\partial 1}. \quad (2.8)$$

Использование описанного выше метода и разработанных средств динамического исследования механических характеристик цепных передач позволяет поднять частоту съема информации до частоты аналого-цифрового преобразования.

Рассмотрим разработанный метод определения коэффициента полезного действия применительно к цепному приводу.

Отметим, что вследствие неравномерности движения ведомой звездочки в цепи возникает дополнительная инерционная нагрузка [8, 17], которая носит периодический характер, и при этом мгновенное значение крутящего момента можно найти, применив разложение непериодической функции в ряд Фурье:

$$M_{\text{кп}}(\omega) = - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \cdot J_{\text{им}} \cdot \varepsilon_{\text{max}}}{\pi \cdot n} \cdot (-1)^{n+1} \cdot \sin(nz_1 \omega t + \pi), \quad (2.9)$$

где $J_{\text{им}}$ – приведенный к оси вращения ведущего вала момент инерции приводимой в движение массы, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ε_{max} – максимальное угловое ускорение ведущей звездочки за период одного зацепления, $\text{рад}/\text{с}^2$;

$n = 1, 2, 3..$ – номер гармоники;

$\alpha = 2\pi/z_1$ – угловой шаг ведущей звездочки;

$0 \leq t \leq \alpha/\omega_1$ – время действия дополнительного крутящего момента;

z_1 – количество зубьев ведущей звездочки.

Поскольку величины, характеризующие механическую эффективность цепной передачи, принято считать квазистатическими, то целесообразно в расчетах использовать среднее значение углового ускорения за выбранный скоростной диапазон.

Применив рассмотренный метод определения момента инерции системы вращающихся масс асинхронного электродвигателя с учетом потерь, определим коэффициент полезного действия асинхронного цепного электропривода, характеризующий его механические и добавочные потери. Вначале с помощью энкодера определяется результирующее угловое ускорение выходного вала ε_1 .

При этом крутящий момент, развиваемый асинхронным цепным электроприводом, согласно выражению (2.4) определяется следующим образом:

$$M = J_{np} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{цэп}} \right) \cdot \varepsilon_1, \quad (2.10)$$

где J_{np} – приведенный к оси вращения ведущего вала асинхронного цепного электропривода момент инерции системы его вращающихся масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\eta_{цэп}$ – коэффициент полезного действия асинхронного цепного электропривода (зависит от механических потерь в сопряжениях системы вращающихся масс и добавочных потерь в асинхронном электродвигателе (все виды трудно учитываемых потерь, вызванных действием высших гармоник МДС, пульсацией магнитной индукции и другими причинами) [37], оказывающих противодействие движению системы вращающихся масс асинхронного цепного электропривода).

Затем согласно рисунку 2.2 на полумуфту вала асинхронного электродвигателя с помощью скрепляющих элементов закрепляется тело, обладающее эталонным моментом инерции $J_э$. При этом момент инерции движущихся масс увеличивается, а, следовательно, результирующее угловое ускорение системы вращающихся масс уменьшается. Асинхронный цепной

электропривод запускается, и угловая скорость системы вращающихся масс доводится до номинальной, определяется результирующее угловое ускорение ε_2 выходного вала асинхронного электродвигателя с эталонным телом.

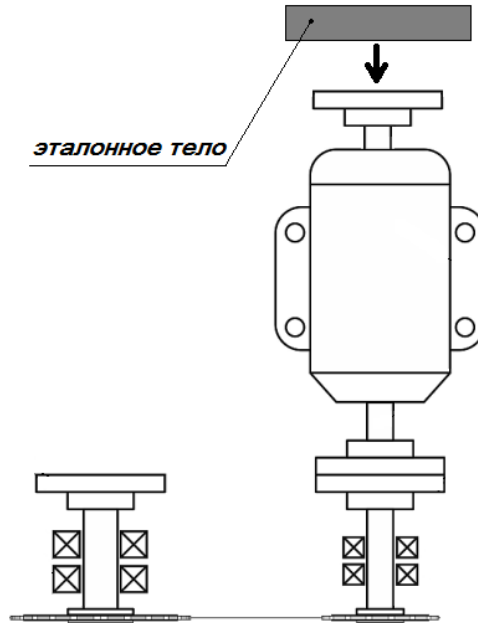


Рисунок 2.2 - Схема определения механического коэффициента полезного действия асинхронного цепного электропривода

По аналогии с выражением (2.5) выражение для крутящего момента, развиваемого асинхронным цепным электроприводом, примет следующий вид:

$$M = (J_{np} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{ц\pi\pi}} \right) + J_э) \cdot \varepsilon_2, \quad (2.11)$$

где $J_э$ - приведенный к оси вращения ведущего вала асинхронного цепного электропривода момент инерции эталонного тела, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Поскольку внешняя характеристика асинхронного электродвигателя при постоянных значениях входного напряжения, частоты питающей сети и неизменном значении сопротивления обмоток всегда постоянна, можем

приравнять правые части выражений (2.10) и (2.11) и определить момент инерции асинхронного цепного электропривода с учетом потерь:

$$J_{np} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{цэп}} \right) = J_{э} \cdot \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2} . \quad (2.12)$$

Таким образом, определив приведенный к оси вращения ведущего вала асинхронного цепного электропривода момент инерции системы его вращающихся масс без учета потерь, можем определить его коэффициент полезного действия с учетом механических и добавочных потерь:

$$\eta_{цэп} = \frac{J_{np} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{J_{э} \cdot \varepsilon_2} . \quad (2.13)$$

При этом крутящий момент, развиваемый асинхронным цепным электроприводом, можно рассчитать следующим образом:

$$M = J_{np} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{цэп}} \right) \cdot \varepsilon_1 . \quad (2.14)$$

2.1.2 Методика определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи

Для того чтобы определить механический коэффициент полезного действия цепной передачи, необходимо найти моменты инерции отдельных элементов и систем вращающихся масс, составляющих цепной электропривод, с учетом потерь на трение в их сопряжениях и добавочных потерь в асинхронном электродвигателе, оказывающих противодействие их движению.

На рисунке 2.3 представлена схема цепного привода с асинхронным электродвигателем.

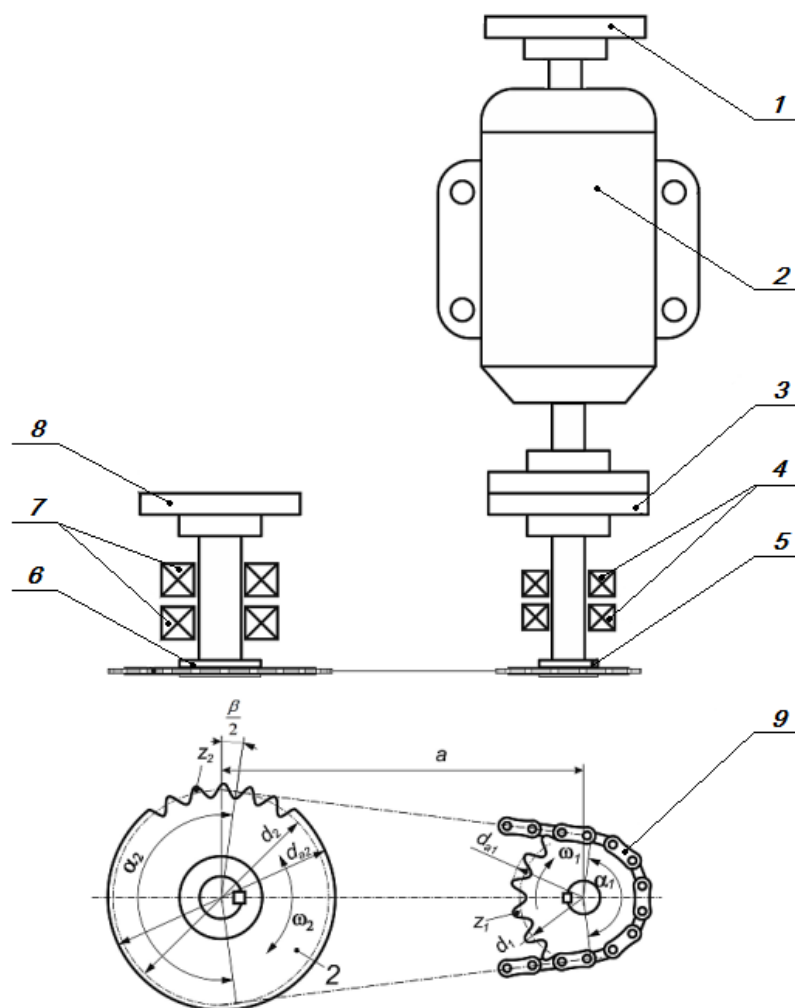


Рисунок 2.3 - Схема цепной передачи с асинхронным электродвигателем: 1 – полумуфта для крепления махового тела с эталонным моментом инерции; 2 – асинхронный электродвигатель; 3 – предохранительная муфта электродвигателя; 4 – подшипниковые узлы ведущего вала; 5 – ведущий вал с надетой на него звездочкой; 6 – ведомый вал с надетой на него звездочкой; 7 – подшипниковые узлы ведомого вала; 8 – предохранительная полумуфта ведомого вала для соединения нагрузочного устройства; 9 – цепь.

В соответствии с рисунком 2.3 определяем моменты инерции тех частей цепи, которые обхватывают ведущую и ведомую звездочки относительно осей вращения соответствующих звездочек.

Для этого определим значение угла β :

$$\frac{\beta}{2} = \frac{\pi}{2} - \arccos \frac{d_2 - d_1}{2a}, \quad (2.15)$$

где d_2 – диаметр ведомой звездочки по средней линии цепи, м;
 d_1 – диаметр ведущей звездочки по средней линии цепи, м;
 a – расстояние между центрами ведущей и ведомой звездочек, м.

Угол обхвата ведущего шкива, *рад*:

$$\alpha_1 = \pi - \beta. \quad (2.16)$$

Угол обхвата ведомого шкива, *рад*:

$$\alpha_2 = \pi + \beta. \quad (2.17)$$

Длина окружности обхвата ведущей звездочки по средней линии цепи:

$$l_{ц1} = \alpha_1 \frac{d_1}{2}. \quad (2.18)$$

Длина окружности обхвата ведомой звездочки по средней линии цепи:

$$l_{ц2} = \alpha_2 \frac{d_2}{2}. \quad (2.19)$$

Зная линейную удельную массу единицы длины цепи $m_{ц}$, кг/м, и расстояние от средней линии цепи до оси вращения соответствующей звездочки, определяем значения момента инерции охватывающего соответствующую звездочку части цепи.

Момент инерции части цепи, охватывающей ведущую звездочку, относительно оси ее вращения:

$$J_{ц1} = m_{ц1} l_{ц1} \left(\frac{d_1}{2} \right)^2. \quad (2.20)$$

Момент инерции части цепи, охватывающей ведомую звездочку, относительно оси ее вращения:

$$J_{ц2} = m_{ц2} l_{ц2} \left(\frac{d_2}{2} \right)^2. \quad (2.21)$$

Далее определяем момент инерции системы вращающихся масс «ротор асинхронного электродвигателя 1, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта 2, ведущий вал с надетой на него ведущей звездочкой 3, опорные подшипники ведущего вала 4» с учетом потерь $J_{aэд+вл} \cdot (1/\eta_{aэд+вл})$ с помощью разработанного метода в соответствии с рисунком 2.4.

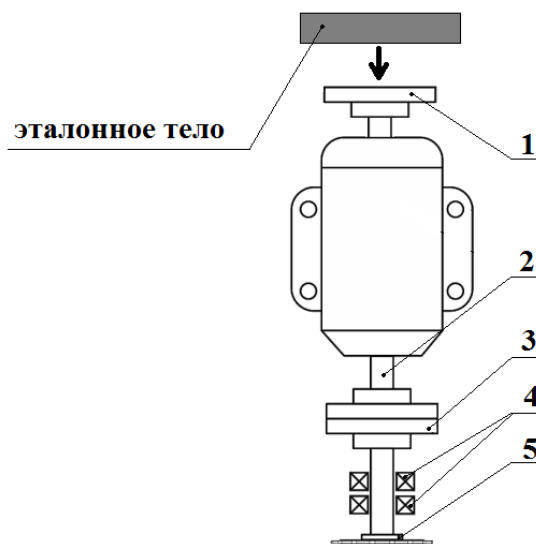


Рисунок 2.4 - Схема определения момента инерции системы вращающихся масс «ротор асинхронного двигателя 1, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта 2, ведущий вал с надетой на него ведущей звездочкой 3, опорные подшипники ведущего вала 4» с учетом потерь

Аналогичным образом определяем момент инерции системы вращающихся масс «ротор асинхронного электродвигателя, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная полумуфта» с учетом потерь $J_{aэд} \cdot (1/\eta_{aэд})$.

Затем, соединив асинхронный электродвигатель через предохранительную муфту с ведомым валом цепной передачи, определяем момент инерции системы вращающихся масс «ротор асинхронного электродвигателя, опорные подшипники асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта, ведомый вал с надетой на него ведомой звездочкой, опорные подшипники ведомого вала» с учетом потерь $J_{aэд+в2} \cdot (1/\eta_{aэд+в2})$.

Зная $J_{aэд} \cdot (1/\eta_{aэд})$ и $J_{aэд+в2} \cdot (1/\eta_{aэд+в2})$, определяем момент инерции системы вращающихся масс «предохранительная полумуфта ведомого вала, ведомый вал с надетой на него ведомой звездочкой, опорные подшипники ведомого вала» с учетом потерь:

$$J_{в2} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{в2}} \right) = J_{в2+aэд} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{в2+aэд}} \right) - J_{aэд} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{aэд}} \right). \quad (2.22)$$

На основании полученных данных определяем суммарный приведенный к оси вращения ведущего вала асинхронного цепного электропривода момент инерции его вращающихся масс с учетом всех потерь за исключением приведенных потерь в цепном зацеплении согласно общепринятой методике на основе закона сохранения кинетической энергии:

$$J_{пр} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{цэп}} \right) \cdot \frac{\omega^2}{2} = (J_{в1+aэд} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{в1+aэд}} \right) + J_{ц1}) \cdot \frac{\omega^2}{2} + (J_{в2} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{в2}} \right) + J_{ц2} + J_{мд}) \cdot \frac{\omega^2}{2i^2} + E_{к1} + E_{к2}, \quad (2.23)$$

где $E_{к1} = E_{к2} = \frac{L_{ц} - l_{ц1} - l_{ц2}}{2} \cdot m_{ц} \cdot \frac{\left(\omega \frac{d_1}{2} \right)^2}{2}$ - кинетическая энергия ведущей и ведомой ветвей цепной передачи.

$$\begin{aligned}
J_{\text{пр}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{цэп}}''} \right) &= J_{\text{в1+аэд}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{в1+аэд}}} \right) + J_{\text{ц1}} + \\
&+ \frac{J_{\text{в2}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{в2}}} \right) + J_{\text{ц2}} + J_{\text{мд}}}{i^2} + (L_{\text{ц}} - l_{\text{ц1}} - l_{\text{ц2}}) \cdot m_{\text{ц}} \cdot \frac{d_1^2}{4},
\end{aligned} \tag{2.24}$$

где $\eta_{\text{цэп}}''$ – коэффициент полезного действия асинхронного цепного электропривода, характеризующий его механические и добавочные потери, без учета потерь в цепном зацеплении;

$J_{\text{мд}}$ – суммарный момент инерции нагрузочных маховых масс, кг·м²;

i – передаточное число цепной передачи;

$L_{\text{ц}}$ – общая длина цепи, м.

Основываясь на выражениях (2.12) и (2.24), выражение для расчета механического коэффициента полезного действия цепной передачи с учетом потерь в цепном зацеплении и без учета потерь в подшипниковых узлах принимает вид:

$$\begin{aligned}
\eta &= \frac{M - M_{\text{пцз}} - M_{\text{аэд}}}{M - M_{\text{аэд}}} = \frac{(J_{\text{пр}} / \eta_{\text{цэп}}'') \cdot \varepsilon_1 - (J_{\text{аэд}} / \eta_{\text{аэд}}) \cdot \varepsilon_1}{(J_{\text{пр}} / \eta_{\text{цэп}}) \cdot \varepsilon_1 - (J_{\text{аэд}} / \eta_{\text{аэд}}) \cdot \varepsilon_1} = \\
&= \frac{J_{\text{пр}} / \eta_{\text{цэп}}'' - J_{\text{аэд}} / \eta_{\text{аэд}}}{J_{\text{пр}} / \eta_{\text{цэп}} - J_{\text{аэд}} / \eta_{\text{аэд}}},
\end{aligned} \tag{2.25}$$

где $M_{\text{пцз}}$ – тормозной момент в цепном зацеплении, создаваемый за счет действия сил сопротивления в сопряжениях звеньев цепи, Н·м.

Поскольку согласно разработанного методу момент инерции системы вращающихся масс с учетом потерь определяется косвенным путем, то для

уменьшения возможных погрешностей при определении механической эффективности цепной передачи формулу (2.25) преобразуем:

$$\begin{aligned} \bar{\eta}(\omega) &= \frac{J_{\text{пр}}/\eta''_{\text{ЦЭП}} - J_{\text{аэд}}/\eta_{\text{аэд}}}{J_{\text{пр}}/\eta_{\text{ЦЭП}} - J_{\text{аэд}}/\eta_{\text{аэд}}} = \frac{\frac{M}{\varepsilon_1} - \frac{M}{\varepsilon_{\text{аэд}1}}}{\frac{M}{\varepsilon_1} - \frac{M}{\varepsilon_{\text{аэд}1}}} = \\ &= \frac{\frac{M \cdot t_1''}{\omega_n - \omega_{n-1}} - \frac{M \cdot t_{\text{аэд}}}{\omega_n - \omega_{n-1}}}{\frac{M \cdot t_{\text{ЦЭП}}}{\omega_n - \omega_{n-1}} - \frac{M \cdot t_{\text{аэд}}}{\omega_n - \omega_{n-1}}} = \frac{t_1'' - t_{\text{аэд}}}{t_{\text{ЦЭП}} - t_{\text{аэд}}}, \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\bar{\eta}(\omega) = \frac{t_1'' - t_{\text{аэд}}}{t_{\text{ЦЭП}} - t_{\text{аэд}}}, \quad (2.27)$$

где M – крутящий момент, развиваемый асинхронным цепным электроприводом, Н·м;

ω_{n-1} , ω_n – начальная и конечная угловые скорости вала электродвигателя в момент его разгона в выбранном скоростном диапазоне, соответственно рад/с;

t_1'' – время, необходимое для разгона асинхронного цепного электропривода без учета потерь в цепном зацеплении в выбранном скоростном диапазоне, рассчитывается экспериментальным путем согласно выражению (2.28) (при исследовании степени влияния отдельных факторов цепной передачи на ее механическую эффективность принимается за постоянную величину), с;

$t_{\text{аэд}}$ – время, необходимое для разгона асинхронного электродвигателя, отсоединенного от цепной передачи, в выбранном скоростном диапазоне, с;

$t_{\text{ЦЭП}}$ – время, необходимое для разгона асинхронного цепного электропривода с учетом всех потерь в выбранном скоростном диапазоне, с.

В общем виде методику определения коэффициента полезного действия цепной передачи можно представить в виде блок-схемы (рисунок 2.5).

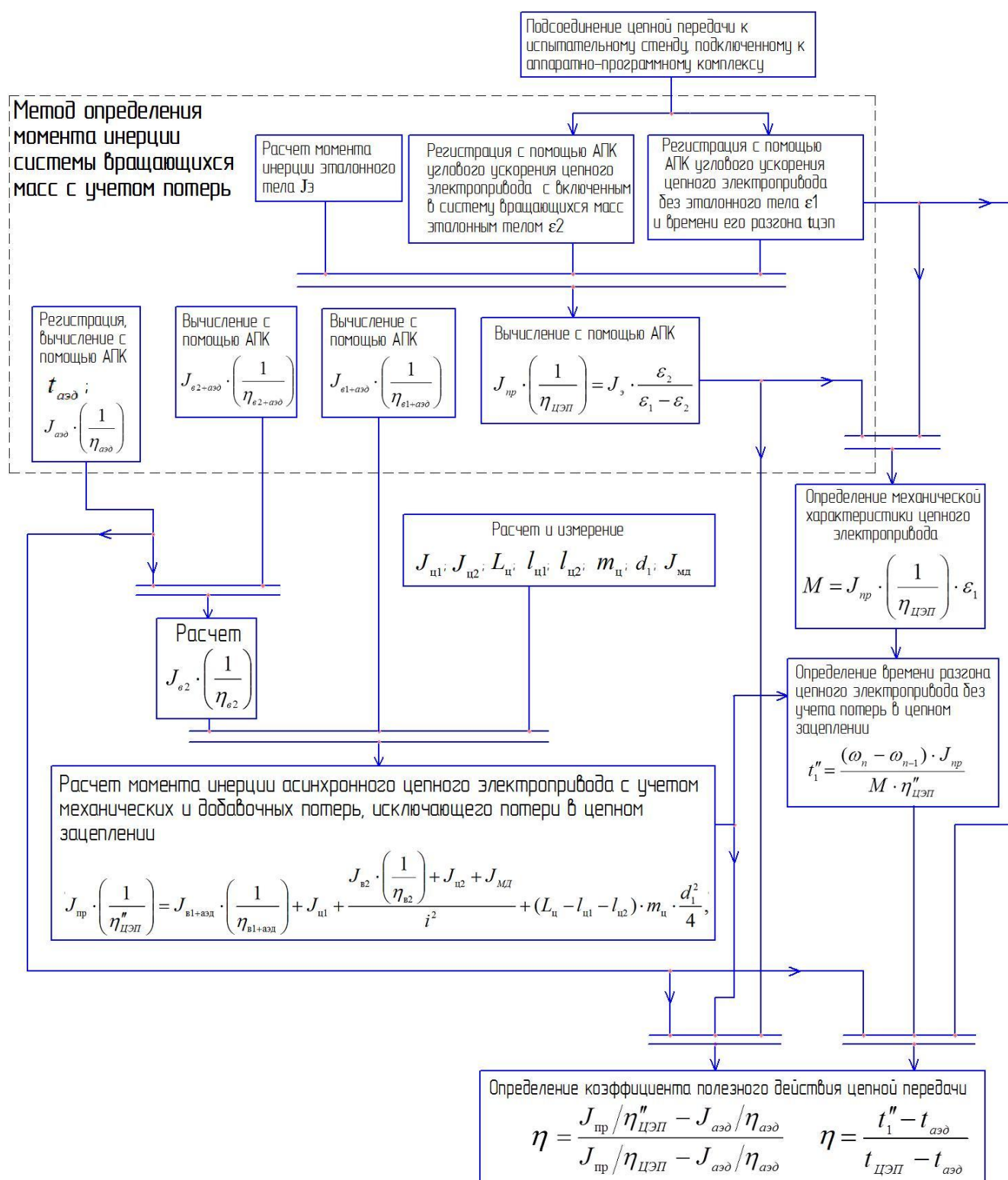


Рисунок 2.5 – Блок-схема 1 определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи

На рисунке 2.6 представлена блок-схема реализации динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи.

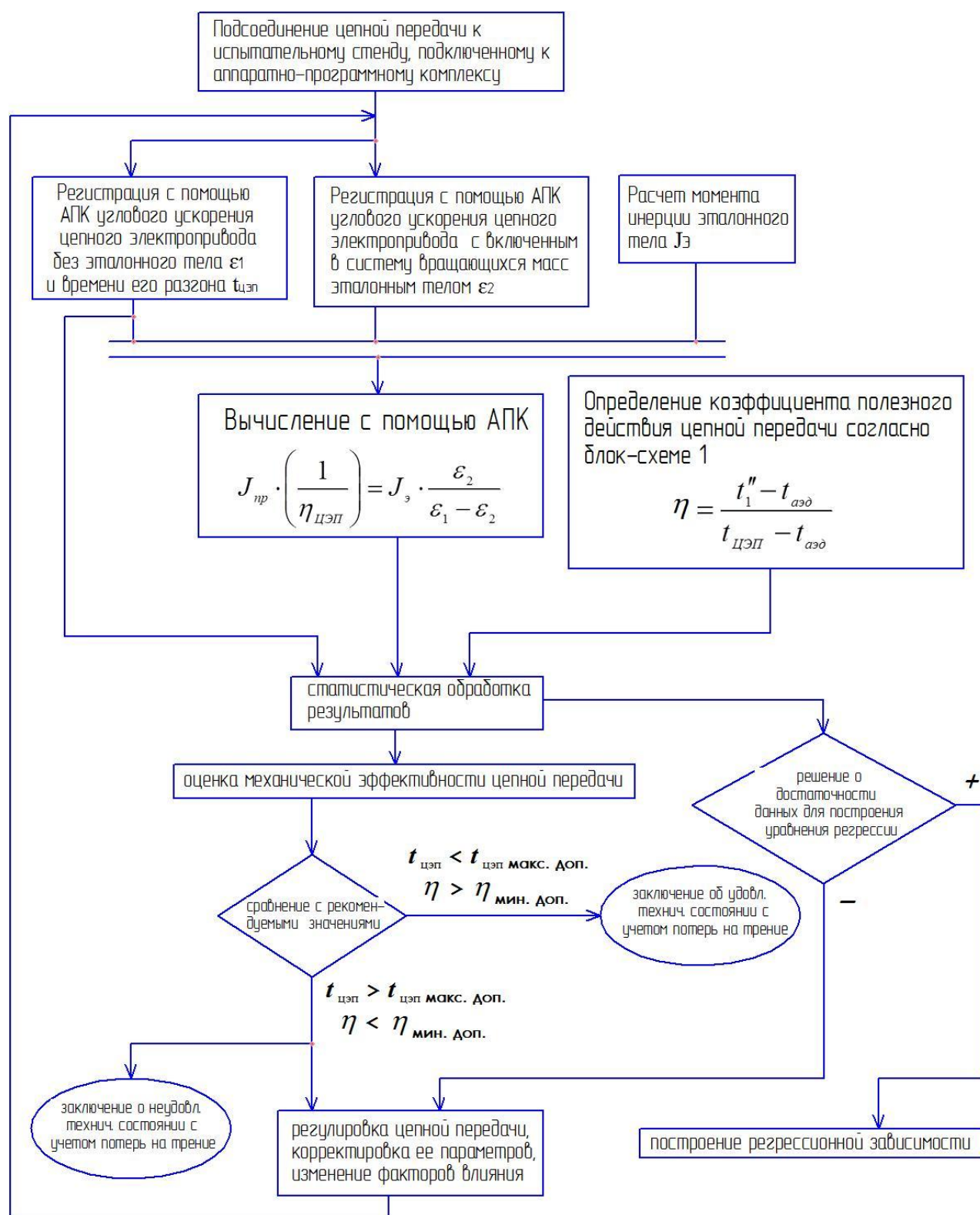


Рисунок 2.6 – Блок-схема реализации динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи

Время, необходимое для разгона асинхронного цепного электропривода без учета потерь в цепном зацеплении в выбранном скоростном диапазоне, рассчитывается согласно выражению:

$$t_1'' = \frac{(\omega_n - \omega_{n-1}) \cdot J_{np}}{M \cdot \eta_{цэл}''}. \quad (2.28)$$

2.2 Оценка систематической погрешности определения момента инерции асинхронного цепного электропривода с учетом потерь

Согласно разработанному методу контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи необходимо определить момент инерции исследуемой системы вращающихся масс с учетом потерь $J \cdot (1/\eta) = f(J_{эм}; \varepsilon)$, то есть величину, являющуюся функцией непосредственно измеряемых двух величин: $J_{эм}$ и ε :

$$J \cdot \left(\frac{1}{\eta} \right) = \frac{J_{эм} \cdot \varepsilon_э(\omega)}{\varepsilon_0(\omega) - \varepsilon_э(\omega)}, \quad (2.29)$$

где $\varepsilon_э$ и ε_0 – угловые ускорения системы вращающихся масс с установленным на выходном валу телом с эталонным моментом инерции и без него, соответственно, рад/с².

Единого мнения относительно вычисления систематической ошибки косвенных измерений нет [12]. Однако если исходить из определения систематической ошибки как максимально возможной ошибки, то целесообразно при определении систематической (приборной) погрешности косвенных измерений функциональной величины $y = f(x_1, x_2, \dots, x_m)$ использовать формулу:

$$\Delta y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2}, \quad (2.30)$$

где Δx_i - приборные ошибки прямых измерений величины x_i ;

$\frac{\partial f}{\partial x_i}$ - частные производные функции по переменной x_i .

В нашем случае формула для вычисления абсолютной систематической погрешности $\Delta(J \cdot (1/\eta))$ косвенного измерения момента инерции исследуемой системы вращающихся масс с учетом потерь примет вид:

$$\begin{aligned} \Delta \left(J \cdot \frac{1}{\eta} \right) &= \pm \sqrt{\left(\frac{\partial J}{\partial \varepsilon_{\vartheta}} \Delta \varepsilon_{\vartheta} \right)^2 + \left(\frac{\partial J}{\partial \varepsilon_0} \Delta \varepsilon_0 \right)^2 + \left(\frac{\partial J}{\partial J_{\vartheta}} \Delta J_{\vartheta} \right)^2} = \\ &= \pm \sqrt{\left(\frac{J_{\vartheta} \cdot \varepsilon_0}{(\varepsilon_{\vartheta} - \varepsilon_0)^2} \Delta \varepsilon_{\vartheta} \right)^2 + \left(-\frac{J_{\vartheta} \cdot \varepsilon_{\vartheta}}{(\varepsilon_{\vartheta} - \varepsilon_0)^2} \Delta \varepsilon_0 \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_{\vartheta}}{\varepsilon_0 - \varepsilon_{\vartheta}} \Delta J_{\vartheta} \right)^2}, \quad (2.31) \end{aligned}$$

где $\Delta \varepsilon$ – абсолютная систематическая (приборная) погрешность при измерении углового ускорения, рад/с²;

ΔJ_{ϑ} – абсолютная систематическая погрешность при измерении момента инерции эталонного тела, кг·м².

Абсолютная погрешность измерения определяется по формуле:

$$\Delta x_i = \delta_i \cdot x_i, \quad (2.32)$$

где δ_i – относительная погрешность при измерении величин ε_{ϑ} , ε_0 , J_{ϑ} ;

x_i – результаты измерения величин ε_{ϑ} , ε_0 , J_{ϑ} .

Относительная систематическая погрешность $\delta(J \cdot (1/\eta))$ косвенного измерения момента инерции исследуемой системы вращающихся масс с учетом потерь оценивается следующим образом:

$$\begin{aligned}
\delta\left(J \cdot \frac{1}{\eta}\right) &= \pm \sqrt{\left(\frac{\partial J}{\partial \varepsilon_3} \frac{\Delta \varepsilon_3}{J}\right)^2 + \left(\frac{\partial J}{\partial \varepsilon_0} \frac{\Delta \varepsilon_0}{J}\right)^2 + \left(\frac{\partial J}{\partial J_3} \frac{\Delta J_3}{J}\right)^2} = \\
&= \pm \sqrt{\left(\frac{J_3 \cdot \varepsilon_0}{(\varepsilon_3 - \varepsilon_0)^2} \cdot \frac{\Delta \varepsilon_3}{J}\right)^2 + \left(-\frac{J_3 \cdot \varepsilon_3}{(\varepsilon_3 - \varepsilon_0)^2} \cdot \frac{\Delta \varepsilon_0}{J}\right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_0 - \varepsilon_3} \cdot \frac{\Delta J_3}{J}\right)^2} = \\
&= \pm \sqrt{\left(-\frac{\varepsilon_0}{(\varepsilon_3 - \varepsilon_0) \cdot \varepsilon_3} \cdot \Delta \varepsilon_3\right)^2 + \left(\frac{1}{\varepsilon_3 - \varepsilon_0} \cdot \Delta \varepsilon_0\right)^2 + \left(\frac{\Delta J_3}{J_3}\right)^2}
\end{aligned} \quad (2.33)$$

или

$$\delta\left(J \cdot \frac{1}{\eta}\right) = \pm \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_0 - \varepsilon_3} \cdot \delta \varepsilon_3\right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_3 - \varepsilon_0} \cdot \delta \varepsilon_0\right)^2 + (\delta J_3)^2}, \quad (2.34)$$

где $\delta \varepsilon_3$ – относительная систематическая (приборная) погрешность косвенного определения углового ускорения вала приводного двигателя с эталонным телом;

$\delta \varepsilon_0$ – относительная систематическая (приборная) погрешность косвенного определения углового ускорения вала приводного двигателя без эталонного тела;

δJ_3 – относительная систематическая погрешность при определении момента инерции эталонного диска.

Как видно из выражения (2.34), для определения систематической погрешности необходимо вычислить приборную погрешность измерения углового ускорения и определения момента инерции эталонного тела.

Момент инерции эталонного тела (толстостенного полого цилиндра) определяется расчетным путем в соответствии с выражением:

$$J_3 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (R_1^2 + R_2^2), \quad (2.35)$$

где m – масса эталонного диска, кг;

R_1 – внешний радиус диска, м;

R_2 – внутренний радиус диска, м.

Абсолютная систематическая погрешность косвенного определения момента инерции эталонного тела:

$$\begin{aligned} \Delta J_{\text{э}} &= \pm \sqrt{\left(\frac{\partial J_{\text{э}}}{\partial m} \cdot \Delta m \right)^2 + \left(\frac{\partial J_{\text{э}}}{\partial (R_1^2 + R_2^2)} \cdot \Delta (R_1^2 + R_2^2) \right)^2} = \\ &= \pm \sqrt{\left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{2} \Delta m \right)^2 + \left(\frac{m}{2} \Delta (R_1^2 + R_2^2) \right)^2}, \end{aligned} \quad (2.36)$$

где Δm – абсолютная систематическая (приборная) погрешность измерения массы эталонного диска, кг;

$\Delta (R_1^2 + R_2^2)$ – абсолютная систематическая погрешность косвенного определения суммы квадратов внешнего и внутреннего радиусов эталонного диска.

Относительная систематическая погрешность косвенного определения момента инерции эталонного тела:

$$\begin{aligned} \delta J_{\text{э}} &= \pm \sqrt{\left(\frac{\partial J_{\text{э}}}{\partial m} \frac{\Delta m}{J_{\text{э}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial J_{\text{э}}}{\partial (R_1^2 + R_2^2)} \frac{\Delta (R_1^2 + R_2^2)}{J_{\text{э}}} \right)^2} = \\ &= \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta m}{m} \right)^2 + \left(\frac{\Delta (R_1^2 + R_2^2)}{R_1^2 + R_2^2} \right)^2} \end{aligned} \quad (2.37)$$

или

$$\delta J_{\text{э}} = \pm \sqrt{(\delta m)^2 + (\delta (R_1^2 + R_2^2))^2}, \quad (2.38)$$

где δm – относительная систематическая (приборная) погрешность измерения массы эталонного диска, кг;

$\delta(R_1^2 + R_2^2)$ – относительная систематическая погрешность косвенного определения суммы квадратов внешнего и внутреннего радиусов эталонного диска.

Абсолютная систематическая погрешность косвенного определения суммы квадратов внешнего и внутреннего радиусов эталонного диска:

$$\begin{aligned} \Delta(R_1^2 + R_2^2) &= \pm \sqrt{\left(\frac{\partial(R_1^2 + R_2^2)}{\partial R_1} \Delta R_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial(R_1^2 + R_2^2)}{\partial R_2} \Delta R_2 \right)^2} =, \\ &= \pm \sqrt{(2 \cdot R_1 \cdot \Delta R_1)^2 + (2 \cdot R_2 \cdot \Delta R_2)^2} \end{aligned} \quad (2.39)$$

где ΔR_1 – абсолютная систематическая погрешность измерения внешнего радиуса эталонного диска, м;

ΔR_2 – абсолютная систематическая погрешность измерения внутреннего радиуса эталонного диска, м.

Относительная систематическая погрешность косвенного определения суммы квадратов внешнего и внутреннего радиусов эталонного диска:

$$\begin{aligned} \delta(R_1^2 + R_2^2) &= \pm \sqrt{\left(\frac{\partial(R_1^2 + R_2^2)}{\partial R_1} \frac{\Delta R_1}{(R_1^2 + R_2^2)} \right)^2 + \left(\frac{\partial(R_1^2 + R_2^2)}{\partial R_2} \frac{\Delta R_2}{(R_1^2 + R_2^2)} \right)^2} =, \\ &= \pm \sqrt{\left(\frac{2 \cdot R_1}{(R_1^2 + R_2^2)} \delta R_1 \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot R_2}{(R_1^2 + R_2^2)} \delta R_2 \right)^2} \end{aligned} \quad (2.40)$$

где δR_1 – относительная систематическая погрешность измерения внешнего радиуса эталонного диска, м;

δR_2 – относительная систематическая погрешность измерения внутреннего радиуса эталонного диска, м.

Угловое ускорение вала приводного двигателя вычисляется при помощи энкодера, вал которого посредством муфты соединяется с валом

электродвигателя. В состав энкодера входит измерительный диск и электромагнитный датчик. При вращении измерительного диска в установленном датчике генерируется сигнал в виде синусоидальных импульсов, длительность которых пропорциональна времени прохождения зубца измерительного диска зоны датчика. Измеренная длительность импульса является характеристикой скорости вращения двигателя. Разница последовательных измерений длительности двух импульсов является характеристикой углового ускорения асинхронного электродвигателя, которое рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\frac{\varphi}{t_2} - \frac{\varphi}{t_1}}{t_2} = \frac{\varphi \cdot (t_1 - t_2)}{t_1 \cdot t_2^2}, \quad (2.41)$$

где φ – угол прохождения импульса между двумя зубцами измерительного диска;

t_1 – время прохождения импульса между первым и вторым зубцом измерительного диска, с;

t_2 – время прохождения импульса между вторым и третьим зубцом измерительного диска, с.

Относительная систематическая погрешность косвенного определения углового ускорения вала приводного электродвигателя:

$$\begin{aligned} \delta\varepsilon &= \pm \sqrt{\left(\frac{\partial\varepsilon}{\partial\varphi} \frac{\Delta\varphi}{\varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{\partial\varepsilon}{\partial t_1} \frac{\Delta t_1}{\varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{\partial\varepsilon}{\partial t_2} \frac{\Delta t_2}{\varepsilon}\right)^2} = \\ &= \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta\varphi}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{\varphi \cdot \Delta t_1}{(t_2 \cdot t_1^2) \cdot \varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{\varphi \cdot (t_2 - 2 \cdot t_1) \cdot \Delta t_2}{(t_1 \cdot t_2^3) \cdot \varepsilon}\right)^2} = \\ &= \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta\varphi}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{\varphi \cdot t_1 \cdot t_2^2}{(t_2 \cdot t_1^2) \cdot \varphi \cdot (t_1 - t_2)} \cdot \Delta t_1\right)^2 + \left(\frac{\varphi \cdot (t_2 - 2 \cdot t_1) \cdot t_1 \cdot t_2^2}{(t_1 \cdot t_2^3) \cdot \varphi \cdot (t_1 - t_2)} \cdot \Delta t_2\right)^2} = \\ &= \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta\varphi}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{t_2}{t_1 \cdot (t_1 - t_2)} \cdot \Delta t_1\right)^2 + \left(\frac{(t_2 - 2 \cdot t_1)}{t_2 \cdot (t_1 - t_2)} \cdot \Delta t_2\right)^2} \end{aligned}$$

или

$$\delta\varepsilon = \pm \sqrt{(\delta\varphi)^2 + \left(\frac{t_2 \cdot \delta t_1}{t_1 - t_2}\right)^2 + \left(\frac{(t_2 - 2 \cdot t_1) \cdot \delta t_2}{t_1 - t_2}\right)^2}, \quad (2.42)$$

где $\delta\varphi$ – относительная систематическая (приборная) погрешность при измерении угла прохождения импульса между двумя зубцами измерительного диска;

δt_1 – относительная систематическая погрешность измерения времени прохождения импульса между первым и вторым зубцом измерительного диска;

δt_2 – относительная систематическая погрешность при измерении времени прохождения импульса между вторым и первым зубцами измерительного диска.

При этом относительная приборная погрешность измерения угла прохождения импульса между двумя зубцами измерительного диска оценивается следующим образом:

$$\delta\varphi = \frac{1}{k}, \quad (2.43)$$

где k – количество измерений длительности импульса или 2*количество зубцов.

Относительная приборная погрешность измерения времени рассчитывается следующим образом:

$$\delta t = \frac{1}{f_k}, \quad (2.44)$$

где f_k – тактовая частота измерительного контроллера, Гц.

Учитывая, что тактовая частота измерительного контроллера современного оборудования достигает нескольких мегагерц, то можно установить, что систематическая погрешность измерения времени имеет ничтожно малое значение.

2.3 Проектирование аппаратно-программного комплекса для контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи

Для контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи с помощью динамического метода предложен аппаратно-программный комплекс, состоящий из энкодера, измерительного преобразователя (блока регистрации) и персонального компьютера (ПК) с установленной программой регистрации и анализа цифрового сигнала (рисунок 2.7).

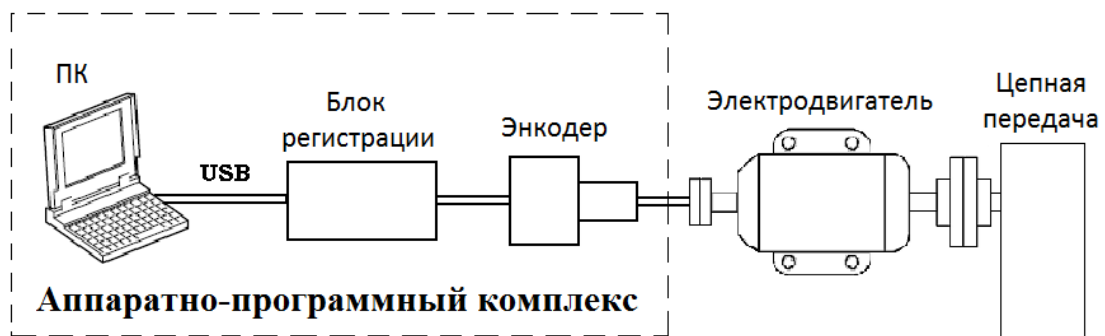


Рисунок 2.7 – Структурная схема контроля механического коэффициента полезного действия асинхронного цепного электропривода

Комплекс предназначен для измерения характеристик, необходимых для контроля механических потерь в цепных передачах и цепях. На основании данных, измеряемых комплексом, производится расчет механической мощности, развиваемой асинхронным электродвигателем, строится механическая характеристика асинхронного электродвигателя, регистрируется время разгона асинхронного цепного электропривода в выбранном скоростном диапазоне.

Принцип действия аппаратно-программного комплекса, структурная схема которого представлена на рисунке 2.8, основан на измерении длительности импульсов, генерируемых электромагнитным датчиком. Генерация электрического сигнала датчиком происходит при изменении магнитного поля в его рабочей зоне. Изменение магнитного поля инициируется последовательным прохождением через рабочую зону датчика зубцов измерительного диска. При вращении измерительного диска в установленном датчике генерируется сигнал в виде синусоидальных импульсов, длительность которых пропорциональна времени прохождения зубца измерительного диска через зону датчика. Измеренная длительность импульса является характеристикой скорости вращения двигателя. Разница последовательных измерений длительности двух импульсов является характеристикой углового ускорения вращения двигателя.

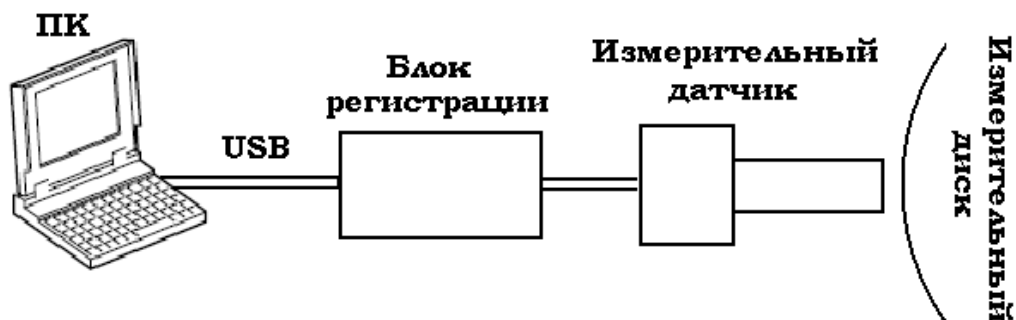


Рисунок 2.8 – Структура аппаратно-программного комплекса

Прибор имеет один аналоговый входной измерительный канал. При вращении измерительного диска в датчике формируется аналоговый сигнал, соответствующий по частоте выходных импульсов частоте прохождения рядом с ним меток (зубьев) измерительного диска. При вращении диска происходит перемещение зубцов, что вызывает изменение магнитного поля в зоне датчика. Переменное магнитное поле, образуемое в результате перемещения зубьев вблизи датчика (на расстоянии до 3 мм), преобразуется датчиком в аналоговый электрический сигнал. Вал измерительного энкодера соединяется посредством переходной муфты с валом двигателя. С энкодера снимается аналоговый сигнал,

соответствующий по динамическому диапазону параметрам канала измерения блока регистрации. Применение энкодера дает более точную характеристику переходных процессов вращения при разгоне электродвигателя.

Аналоговый сигнал с датчика поступает на вход блока регистрации. В блоке согласования сигнала с датчика происходит согласование динамического диапазона входного сигнала с диапазоном аналогового входа измерительного контроллера. Приведение к однополярному виду и согласование по амплитуде.

Измерительный микроконтроллер производит измерение длительности аналогового сигнала. Измерение длительности начинается от возрастающего фронта сигнала до ниспадающего и от ниспадающего до возрастающего. Измерение длительности происходит относительно тактовой частоты микроконтроллера. Массив значений длительности зубцов в отсчетах тактового генератора микроконтроллера передается через интерфейс UART в систему гальванической развязки сигналов. Система гальванической развязки состоит из двух блоков, блок развязки питания и блок развязки сигнальной линии. Структура блока регистрации аппаратно-программного комплекса представлена на рисунке 2.9.



Рисунок 2.9 – Структура блока регистрации аппаратно-программного комплекса

Цифровой сигнал из блока гальванической развязки поступает в блок интерфейса USB, где переводится в формат, соответствующий стандарту USB 2.0. Затем массив данных поступает в персональный компьютер (ПК) и записывается с помощью терминальной программы.

В терминальной программе на ПК осуществляется математическая обработка массива данных, вычисление угловых скоростей и ускорений вращающегося двигателя для каждого зубца измерительного диска. Согласно данным об угловых ускорениях, полученных при разгоне электродвигателя с эталонным диском и без него, вычисляется время разгона асинхронного цепного электропривода без учета потерь в цепном зацеплении, крутящий момент и механическая мощность асинхронного электродвигателя. Полученные результаты представляются графически. В терминальной программе предусмотрена возможность печати графиков и сводного протокола отчета испытания. Терминальная программа имеет встроенные часы реального времени, что позволяет сохранять время и дату проведения испытания.

2.4 Выводы

1. На основе разработанного метода определения механического коэффициента полезного действия асинхронного цепного электропривода представляется возможным построить его механическую характеристику, определить величину потерь в цепном зацеплении, выраженную моментом сопротивления сил трения, и механический коэффициент полезного действия цепной передачи в широком скоростном диапазоне.

2. Критерием эффективности цепной передачи может являться как момент инерции асинхронного цепного электропривода с учетом потерь на трение и добавочных потерь в асинхронном электродвигателе, так и время разгона асинхронного цепного электропривода в выбранном скоростном диапазоне, на величину которых оказывает влияние количество энергии, затрачиваемое на преодоление сил сопротивления в сопряжениях звеньев цепи.

3. Значительным преимуществом разработанного метода перед существующими является тот факт, что дискретность измерений зависит

исключительно от частоты регистрации времени разгона, что повышает точность измерений в отличие от существующих методов.

4. Оценка погрешности измерений с помощью разработанного метода показывает, что относительная систематическая погрешность измерения момента инерции системы вращающихся масс с учетом потерь сводится к определению погрешности измерения угловых ускорений и момента инерции эталонного тела.

5. Погрешность контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи можно снизить, если за критерий ее эффективности принять время разгона асинхронного цепного электропривода в выбранном скоростном диапазоне. При этом относительная систематическая погрешность контроля механической эффективности цепной передачи практически будет сведена к относительной систематической погрешности измерения углового ускорения.

6. Спроектированный аппаратно-программный комплекс позволяет регистрировать время разгона, угловое ускорение ведущего вала, строить механическую характеристику асинхронного цепного электропривода в выбранном скоростном диапазоне.

ГЛАВА 3 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРИВОДНОЙ ВТУЛОЧНОЙ ЦЕПЬЮ НА ЕЕ МЕХАНИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Для того чтобы определить закономерность изменения механической эффективности цепной передачи с приводной втулочной цепью вследствие изменения ее параметров, необходимо установить следующее:

1) изменение механического коэффициента полезного действия системы вращающихся масс связано с изменением углового ускорения ведущего вала цепного электропривода;

2) изменение углового ускорения ведущего вала обусловлено изменением величины «паразитных» нагрузок, воздействующих на ведущий вал;

3) «паразитные» нагрузки зависят от энергетических характеристик динамических процессов, возникающих в цепной передаче, внутренних сопротивлений жесткости в цепи, сопротивлений трения между элементами цепной передачи;

4) энергетические характеристики динамических процессов, возникающих в цепной передаче, внутренние сопротивления жесткости в цепи, сопротивления трения между элементами цепной передачи зависят от ее эксплуатационных и конструктивных параметров.

Математически закономерность изменения механического коэффициента полезного действия цепной передачи можно выразить следующим образом:

$$\eta(t) = F[f(t)], \quad (3.1)$$

где $f(t)$ – динамический процесс с определенными характеристиками.

Таким образом, нахождение закономерности изменения механической эффективности цепной передачи заключается в определении величины потерь на трение в сопряжениях цепной передачи, которая является функцией

характеристик динамических процессов, свойств элементов цепной передачи, их взаимодействия и условий эксплуатации.

3.1 Критерий оценки механической эффективности цепной передачи

В процессе работы цепной передачи с втулочной цепью звенья цепи совершают поворотные движения в момент набегания и сбегания со звездочек. Поэтому цепь характеризуется жесткостью, которая определяется, как свойство цепей оказывать сопротивление при изменении направления ее движения [8]. При поворотах звеньев в шарнирах возникают силы трения, препятствующие этим поворотам. Находясь под нагрузкой, каждое набегающее и сбегающее со звездочки звено, изменяя направление движения, поворачивается относительно следующего идущего за ним звена на угол α , равном $2\pi/z$. При повороте звездочки на угол α механическая система затрачивает энергию на трение в шарнирах одновременно четырех звеньев: набегающих и сбегающих с ведомой и ведущей звездочек. Но следует отметить, что работа трения в наружном и внутреннем звеньях различна. Так, при повороте внутреннего звена, в отличие от внешнего, возникает трение не только между валиком и втулкой, но и между втулкой и профилем зуба.

Из вышеизложенного следует, что для определения теоретической степени влияния факторов на механическую эффективность цепной передачи с приводной втулочной цепью в качестве критерия оценки можно принять работу трения в цепи при повороте звездочки на угол, соответствующий сумме углов поворота двух смежных звеньев (наружного и внутреннего) $4\pi/z$:

$$A_{mp} = A_{mp1} + A_{mp2} + A_{mp3} + A_{mp4}, \quad (3.2)$$

$$A_{mp1} = (M_{mpB31B} + M_{mpB31X}) \cdot \frac{2\pi}{z_1}, \quad (3.3)$$

$$A_{mp2} = (M_{mpH31B} + M_{mpH31X}) \cdot \frac{2\pi}{z_1}, \quad (3.4)$$

$$A_{mp3} = (M_{mpB32B} + M_{mpB32X}) \cdot \frac{2\pi}{z_2}, \quad (3.5)$$

$$A_{mp4} = (M_{mpH32B} + M_{mpH32X}) \cdot \frac{2\pi}{z_2}, \quad (3.6)$$

где A_{mp1} – сумма работ трения внутренних звеньев цепи при их набегании и сбегании с ведущей звездочки за поворот на угол $2\pi/z_1$, Н·м;
 A_{mp2} – сумма работ трения наружных звеньев цепи при их набегании и сбегании с ведущей звездочки за поворот на угол $2\pi/z_1$, Н·м;
 A_{mp3} – сумма работ трения внутренних звеньев цепи при их набегании и сбегании с ведомой звездочки за поворот на угол $2\pi/z_2$, Н·м;
 A_{mp4} – сумма работ трения наружных звеньев цепи при их набегании и сбегании с ведомой звездочки за поворот на угол $2\pi/z_2$, Н·м;
 M_{mpB31B} и M_{mpB31X} – моменты трения внутренних звеньев цепи при их набегании и сбегании с ведущей звездочки, соответственно, Н·м;
 M_{mpH31B} и M_{mpH31X} – моменты трения наружных звеньев цепи при их набегании и сбегании с ведущей звездочки, соответственно, Н·м;
 M_{mpB32B} и M_{mpB32X} – моменты трения внутренних звеньев цепи при их набегании и сбегании с ведомой звездочки, соответственно, Н·м;
 M_{mpH32B} и M_{mpH32X} – моменты трения наружных звеньев цепи при их набегании и сбегании с ведомой звездочки, соответственно, Н·м;
 z_1 и z_2 – число зубьев ведущей и ведомой звездочек, соответственно.

3.2 Факторы, влияющие на механическую эффективность цепной передачи

В процессе работы цепной передачи энергия электрического привода затрачивается не только на приведение в действие полезной нагрузки, но и на преодоление дополнительных «паразитных» усилий, которые возникают в цепи. Эти дополнительные нагрузки вызваны целым рядом причин, которые связаны не только с геометрическими и кинематическими особенностями цепной передачи, но и с правильностью монтажа и эксплуатационной средой.

Механический коэффициент полезного действия цепной передачи уменьшается при возрастании дополнительной нагрузки, действующей на ведущую и ведомую ветви цепи. Согласно [17] суммарная нагрузка, действующая на ведущую ветвь цепного контура, определяется выражением:

$$S_{\Sigma} = P + P_{\text{д}} + S_2 = k_{\gamma} P + S_{\text{ц}} + S_{\text{ост}}, \quad (3.7)$$

где $k_{\gamma} = \frac{P + P_{\text{д}}}{P}$ - коэффициент ударности (при равномерном ходе с отдельными

мягкими толчками и легких плавных колебаниях нагрузки $k_{\gamma} = 1,25$);

P – рабочая нагрузка, Н;

$P_{\text{д}}$ – динамическая нагрузка, обусловленная внутренней динамикой передачи, Н;

$S_2 = S_{\text{ост}} + S_{\text{ц}}$ – натяжение ведомой ветви, Н;

$S_{\text{ост}}$ – остаточное натяжение, Н;

$S_{\text{ц}}$ – натяжение от действия центробежных сил (при v менее 5 м/с, как правило, не учитывают в расчетах), Н.

Динамическая нагрузка определяется следующим образом:

$$P_{\text{д}} = P_{\text{дц}} + P_{\text{кп}} + P_{\text{т}} + P_{\text{э}}, \quad (3.8)$$

где $R_{ДЦ}$ – сила, вызываемая неравномерным движением цепи, Н;
 $R_{КП}$ – сила, вызываемая неравномерным движением ведомой звездочки, Н;
 R_T – сила, вызываемая технологическими погрешностями изготовления элементов цепной передачи, Н;
 $R_{Э}$ – сила, вызываемая изменением технического состояния элементов цепной передачи и условий ее эксплуатации, Н.

Кроме того, значения энергетических показателей работы цепной передачи с приводной втулочной цепью во многом зависят от условий сопряжения ее элементов.

На основе вышеизложенного можно заключить, что причины изменения момента инерции цепной передачи можно подразделить на два класса: причины, обусловленные конструкцией цепных передач, и причины технологического и эксплуатационного характера.

Причины, обусловленные конструкцией цепных передач:

- а) неравномерность движения цепи, связанная с полигональностью звездочек, и, как следствие, периодическое изменение усилия, действующего на ведущую ветвь;
- б) неравномерность движения ведомой звездочки (кинематическая погрешность), связанная с неравномерностью движения цепи.

Причины технологического и эксплуатационного характера:

- а) материал, несоответствующий условиям эксплуатации, и неудовлетворительное качество обработки трущихся поверхностей, которые влияют на силы трения в сопряжениях элементов цепной передачи;
- б) геометрические неточности изготовления и монтажа цепной передачи (разноразмерность звеньев цепи и шага зубьев на звездочках, радиальное и торцевое биение звездочек, наличие зазора между валами и посадочными отверстиями ступиц, отклонение профиля зубьев, неточность монтажа, неправильный выбор межосевого расстояния и др.);

в) относительное удлинение шага цепи, и, как следствие, нарушение плавности хода цепи вследствие нарушения ее зацепления с зубьями звездочки;

г) появление дефектов элементов цепной передачи (коррозия, излом, разработка отверстия сопряжения валика и пластин шарниров и др.), и, следовательно, изменение жесткости цепи;

д) ухудшение свойств смазочного материала, приводящее к увеличению коэффициента трения в сопряжениях элементов цепной передачи.

3.3 Качественная оценка факторов, влияющих на механическую эффективность цепной передачи

Механическая эффективность цепной передачи зависит от большого ряда причин (конструктивные, технологические и эксплуатационные). Для того чтобы уменьшить трудоемкость определения закономерности влияния параметров цепной передачи на параметр оптимизации, необходимо определиться с основными факторами, которые в наибольшей мере могут оказывать влияние на механическую эффективность объекта исследования.

3.3.1 Причины, обусловленные конструкцией цепных передач. Кинематические погрешности

В цепных передачах звездочки представляют в виде некоторого полигона с вершинами в центре шарниров и сторонами, равными шагу звеньев [7]. При этом в процессе равномерного вращения звездочки за время ее поворота на угол α , равном $2\pi/z$, в момент входа в зацепление цепь сначала с замедлением поднимается вверх и с ускорением движется вперед, а затем с ускорением

опускается вниз и с замедлением движется вперед. В результате периодического поднимания и опускания цепи, особенно при малом числе зубьев и повышенной скорости, появляются колебания и беспокойный ход ведущей ветви, и в ней возникает периодически изменяющаяся дополнительная динамическая нагрузка (сила инерции).

Ввиду того что взаимодействия элементов исследуемой системы, вызванные изменением механического коэффициента полезного действия передачи, являются квазистатическими и не возбуждают их колебаний, то определяя момент инерции, мы используем среднюю величину угловых ускорений в выбранных скоростных диапазонах. Поэтому при качественной оценке факторов, влияющих на механическую эффективность цепной передачи, можно предположить, что влияние данного фактора будет сведено к минимуму. Хотя нужно иметь в виду, что наличие колебаний в системе может негативно сказываться на эффективности исследуемого объекта.

3.3.2 Причины, обусловленные технологическими и эксплуатационными погрешностями

3.3.2.1 Биение элементов цепной передачи

В результате погрешностей изготовления и монтажа цепной передачи на ее ведущую ветвь может воздействовать сила P_T , которая зависит от изменения длины и жесткости ведущей ветви. Эта сила определяется выражением [17]:

$$P_T = j \cdot \Delta_l, \quad (3.9)$$

где j – жесткость ведущей ветви передачи, Н/м;

Δ_l – изменение длины ведущей ветви передачи, м.

Согласно закону Гука, жесткость определяется по следующей формуле:

$$j = \frac{E_0 \cdot F_{оп}}{l}, \quad (3.10)$$

где E_0 – модуль жесткости цепи, Н/см²;

$F_{оп}$ – площадь поперечного сечения втулки, см²;

l – длина ведущей ветви цепи, м.

Второй составляющей выражения (3.9) является приращение ведущей ветви передачи, которое может быть вызвано радиальным биением валов, зубчатых венцов относительно ступиц, наличия зазоров между валами и посадочными отверстиями ступиц, а также плоскопараллельным смещением звездочек.

Приближенно удлинение ведущей ветви вследствие биений можно рассчитать согласно выражению:

$$\Delta l \approx 0,5 \cdot K_v \cdot (\delta_B + 0,5\delta_3), \quad (3.11)$$

где δ_B – радиальное биение валов передачи;

δ_3 – радиальное биение звездочек передачи.

3.2.2.2 Натяжение ведомой ветви

Для того чтобы избежать значительных колебаний ведомой ветви вследствие подъема последнего шарнира цепи по зубу, необходимо, чтобы натяжение ведомой ветви было больше остаточной силы от натяжения ведущей ветви. Это обеспечит нормальный закон движения звеньев и позволит с большей точностью рассчитать момент инерции цепи.

Натяжение ведомой и ведущей ветвей передачи при монтаже равны, но при переходе от статического состояния к рабочему режиму происходит увеличение натяжения ведущей ветви и уменьшение натяжения ведомой ветви. При этом уменьшается длина ведущей ветви за счет уменьшения ее провисания; увеличивается длина цепи за счет рабочих и центробежных нагрузок и за счет увеличения дуги обхвата ведущей звездочки; увеличивается длина ведомой ветви.

Для определения степени влияния натяжения ведомой ветви на механическую эффективность цепной передачи, необходимо определиться с интервалом варьирования данного фактора. Для этой цели воспользуемся методикой выбора оптимального предварительного натяжения в цепной передаче, представленной в [17] и рассчитаем значения минимального и максимального предварительных натяжений холостой ветви (см. Приложение А).

Отметим, что минимальная величина оптимального натяжения ведомой ветви соответствует случаю, когда на меньшей звездочке происходит подъем звеньев цепи и увеличение дуги обхвата только за счет упругого удлинения цепи и уменьшения длины ведущей ветви. Согласно расчетам, минимальная величина оптимального натяжения равна 16,4 Н. Максимальная величина оптимального предварительного натяжения ведомой ветви равна 134,9 Н.

3.3.2.3 Причины, обусловленные изменением коэффициента трения

Другим фактором, влияющим на механическую эффективность цепной передачи, является коэффициент трения, который зависит от качества смазочного материала, от способа смазки и от материала, из которого изготовлены трущиеся поверхности. Как правило, звездочки цепных передач изготавливают из среднеуглеродистой или легированной стали марок 40ХН, 35ХГСА, 50Г2, 40Х, 45. Пластины цепей изготавливают из сталей 50, 40Х и других с последующей закалкой до твердости 40...50 HRC. Оси, втулки и ролики изготавливают

из цементируемых сталей 20, 15Х и других с закалкой до твердости 56...65 HRC. Согласно [43] коэффициент трения скольжения сталь-сталь находится в пределах 0,15 – 0,20 при скольжении без смазки, и 0,05 – 0,1 при наличии смазки.

3.3.2.4 Плоскопараллельное смещение звездочек

Правильность монтажа цепной передачи подразумевает расположение ведомой и ведущей звездочек в одной плоскости. При нарушении данного условия в цепной передаче возникают дополнительные потери, которые связаны с появлением трения между пластинами звеньев цепи и боковой поверхностью зубьев, а также удлинением цепи. Для определения степени влияния данного фактора на механическую эффективность цепной передачи необходимо найти выражение для определения момента и работы трения в цепи, которое могло бы учитывать влияние данного фактора.

На рисунке 3.1 представлен общий вид сил, возникающих в звене цепи во время его набегания на ведущую звездочку при нарушении условия нахождения звездочек в одной плоскости.

Силу прижатия пластины звена цепи к профилю зуба звездочки N_{ϵ}^x рассчитаем из условия равновесия моментов:

$$\begin{aligned} S_{\epsilon}^x \cdot t &= N_{\epsilon}^x \cdot \frac{t}{2} \\ S_{\epsilon} \cdot \sin \varphi \cdot t &= N_{\epsilon}^x \cdot \frac{t}{2} \\ N_{\epsilon}^x &= 2 \cdot S_{\epsilon} \cdot \sin \varphi, \end{aligned} \quad (3.12)$$

где S_{ϵ} – усилие в ведущей ветви передачи, Н;

t – шаг цепи, мм;

φ – угол смещения звездочки относительно нормали, который рассчитывается следующим образом:

$$\varphi = \arctg \frac{b}{l}. \quad (3.13)$$

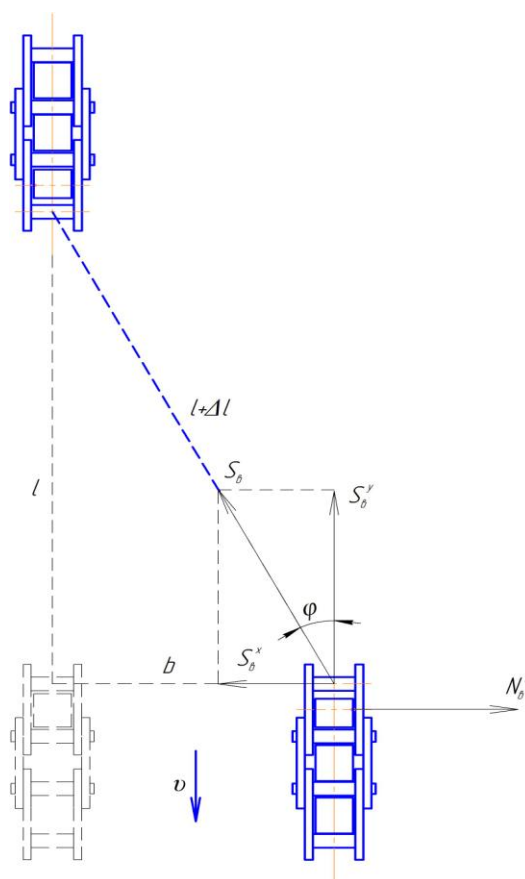


Рисунок 3.1 - Схема сил, действующих в цепи при плоскопараллельном смещении звездочек

Среднее значение момента трения в цепи вследствие давления пластины цепи на зуб звездочки в момент набегания внутреннего звена на ведущую звездочку при плоскопараллельном смещении рассчитывается следующим образом:

$$M_{mpN_{\delta}^x} = 2 \cdot S_{\delta} \cdot \sin \varphi \cdot f_{N_{\delta}^x} \cdot \frac{t}{2} = S_{\delta} \cdot \sin \varphi \cdot f_{N_{\delta}^x} \cdot t, \quad (3.14)$$

где $f_{N_6^x}$ – коэффициент трения между поверхностью зуба и внутренней стороной пластины шарнира.

В момент набегания внутреннего звена цепи на ведущую звездочку момент трения также возникает между валиком и втулкой и между втулкой и зубом звездочки, который рассчитывается согласно выражению:

$$M_{mp1} = a_1 \cdot S_\epsilon \cdot \cos \varphi \cdot f \cdot \frac{d}{2} + b_1 \cdot S_\epsilon \cdot \cos \varphi \cdot f_1 \cdot \frac{d_1}{2}, \quad (3.15)$$

где a_1, b_1 – коэффициенты, учитывающие влияние числа зубьев ведущей звездочки, угол заострения зуба и коэффициент трения [17];

f – коэффициент трения между валиком и втулкой;

f_1 – коэффициент трения между втулкой и профилем зуба;

d – диаметр валика, м;

d_1 – диаметр втулки, м.

Таким образом, среднее значение момента трения в цепи во время набегания внутреннего звена на ведущую звездочку при равенстве коэффициентов трения $f = f_1 = f_{N_6^x}$ можно рассчитать согласно выражению:

$$M_{mpB31} = S_\epsilon \cdot f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + a_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} + b_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{2} \right). \quad (3.16)$$

Необходимо учесть, что при плоскопараллельном смещении звездочки цепь удлиняется на величину Δl :

$$\Delta l = \sqrt{l^2 + b^2} - l. \quad (3.17)$$

Следовательно, в ведущей и ведомой ветвях возникает дополнительное усилие:

$$P_{\Delta 1} = j_1 \cdot \Delta l = \frac{E_{01} \cdot F_{оп}}{l + \Delta l} \cdot \Delta l, \quad (3.18)$$

$$P_{\Delta 2} = j_2 \cdot \Delta l = \frac{E_{02} \cdot F_{оп}}{l + \Delta l} \cdot \Delta l, \quad (3.19)$$

где E_{01} и E_{02} – модули жесткости ведущей и ведомой цепей, соответственно, Н/см²;

$F_{оп}$ – площадь поперечного сечения втулки, см²;

l – длина ведущей ветви цепи, м.

При этом выражение (3.17) запишется в виде:

$$M_{mpB31B} = (S_{\epsilon} + P_{\Delta 1}) \cdot f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + a_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} + b_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{2} \right). \quad (3.20)$$

Аналогичным образом рассчитываем среднее значение момента трения в цепи при сбегании внутреннего звена с ведомой звездочки:

$$M_{mpB32B} = (S_{\epsilon} + P_{\Delta 1}) \cdot f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + a_2 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} + b_2 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{2} \right). \quad (3.21)$$

Среднее значение момента трения в цепи при сбегании внутреннего звена с ведущей звездочки:

$$M_{mpB31X} = (S_x + P_{\Delta 2}) \cdot f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + a_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} + b_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{2} \right). \quad (3.22)$$

Среднее значение момента силы трения в цепи при набегании внутреннего звена на ведомую звездочку:

$$M_{mpB32X} = (S_x + P_{\Delta 2}) \cdot f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + a_2 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} + b_2 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{2} \right). \quad (3.23)$$

Коэффициенты a_1 , a_2 , b_1 , b_2 рассчитываются согласно выражениям [17]:

$$a_1 = \frac{(1 + ff_1) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z_1} + \alpha\right) + (f_1 - f) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_1} + \alpha\right)}{(1 - ff_1) \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{z_1} + \alpha\right) + (f_1 + f) \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{z_1} + \alpha\right)}, \quad (3.24)$$

$$a_2 = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{z_2} + \alpha\right) + f_1 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_2} + \alpha\right)}{(1 - ff_1) \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{z_2} + \alpha\right) + (f_1 + f) \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{z_2} + \alpha\right)}, \quad (3.25)$$

$$b_1 = \frac{(1 - f^2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right) + 2f \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_1}\right)}{(1 - ff_1) \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{z_1} + \alpha\right) + (f_1 + f) \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{z_1} + \alpha\right)}, \quad (3.26)$$

$$b_2 = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right) + f \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_2}\right)}{(1 - ff_1) \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{z_2} + \alpha\right) + (f_1 + f) \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{z_2} + \alpha\right)}, \quad (3.27)$$

где f – коэффициент трения скольжения между валиком и втулкой;

f_1 – коэффициент трения скольжения между втулкой и зубом;

z_1, z_2 – количество зубьев ведущей и ведомой звездочек соответственно;

α – угол заострения зуба звездочки.

В таблице 3.1 приведены полученные значения коэффициентов a_1 , a_2 , b_1 , b_2 при α , равном 15° , для выбранных условий эксперимента.

Таблица 3.1 - Значения коэффициентов, учитывающих влияние числа зубьев ведущей звездочки, угол заострения зуба и коэффициент трения

	$f = f_1 = 0,05$	$f = f_1 = 0,15$
a_1 при $z_1 = 23$	0,654	0,524
a_2 при $z_2 = 38$	0,763	0,706
b_1 при $z_1 = 23$	0,395	0,569
b_2 при $z_2 = 38$	0,263	0,342

При поворотах наружных звеньев момент трения можно выразить:

$$M_{mpH31B} = M_{mpH32B} = (S_{\delta} + P_{\Delta 1}) \cdot f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} \right), \quad (3.28)$$

$$M_{mpH31X} = M_{mpH32X} = (S_x + P_{\Delta 2}) \cdot f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} \right). \quad (3.29)$$

3.3.2.5 Суммарная работа трения в цепном зацеплении

Для объективной оценки степени влияния отдельных величин на механическую эффективность цепной передачи определим работу трения в цепи при поворотах двух смежных шарниров, которая будет одинаковой при любом количестве звеньев цепи:

$$A_{mp} = \sum M_{mp} \cdot \gamma, \quad (3.30)$$

где $\sum M_{mp}$ - сумма средних значений моментов силы трения в цепи при

повороте звездочек на угол $\frac{4\pi}{z}$, Н·м;

γ - угол поворота шарнира, рад.

Воспользуемся выражением (3.2). Для этого определим работу трения в элементах цепи при зацеплении:

$$A_{mp1} = (S_{\epsilon} + S_x + P_{\Delta1} + P_{\Delta2}) \cdot \left[f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + a_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} + b_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{2} \right) \right] \cdot \frac{2\pi}{z_1}, \quad (3.31)$$

$$A_{mp2} = (S_{\epsilon} + S_x + P_{\Delta1} + P_{\Delta2}) \cdot \left[f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} \right) \right] \cdot \frac{2\pi}{z_1}, \quad (3.32)$$

$$A_{mp3} = (S_{\epsilon} + S_x + P_{\Delta1} + P_{\Delta2}) \cdot \left[f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + a_2 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} + b_2 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{2} \right) \right] \cdot \frac{2\pi}{z_2}, \quad (3.33)$$

$$A_{mp4} = (S_{\epsilon} + S_x + P_{\Delta1} + P_{\Delta2}) \cdot \left[f \cdot \left(t \cdot \sin \varphi + \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} \right) \right] \cdot \frac{2\pi}{z_2}. \quad (3.34)$$

С учетом дополнительных усилий, возникающих в цепи по причине неравномерности ведомой звездочки и цепи, биения звездочек и увеличения предварительного натяжения, суммарная работа будет рассчитываться согласно выражению:

$$A_{mp} = \left[P + P_{TB} + 2S_x + \frac{E_{01} \cdot F_{оп}}{\sqrt{l^2 + b^2}} \cdot (\sqrt{l^2 + b^2} - l) + \frac{E_{02} \cdot F_{оп}}{\sqrt{l^2 + b^2}} \cdot (\sqrt{l^2 + b^2} - l) \right] \times \\ \cdot \times 2\pi \cdot f \cdot \left[\left(2t \cdot \sin \varphi + a_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} + b_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{2} + \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} \right) \cdot \frac{1}{z_1} + \right. \\ \left. + \left(2t \cdot \sin \varphi + a_2 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} + b_2 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{2} + \cos \varphi \cdot \frac{d}{2} \right) \cdot \frac{1}{z_2} \right]. \quad (3.35)$$

3.2.3 Сравнительный анализ причин изменения механической эффективности цепной передачи

Для нахождения теоретической зависимости работы трения в цепной передаче от причин ее изменения зададимся интервалами варьирования рассмотренных факторов, которые не должны выходить за пределы, рекомендуемые в известной литературе, или значительно отличаться от реальных условий эксплуатации. Основываясь на вышеизложенном, представим полученные значения для исследуемой цепной передачи с приводной втулочной цепью в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Интервалы варьирования причин, влияющих на значение работы трения в цепи

Уровень кодированного фактора	Параметр			
	$P_{тб}$, Н	S_x , Н	f	b , м
+1	123,10	134,90	0,15	0,008
0	61,55	72,65	0,10	0,004
-1	0	16,40	0,05	0
$2x_i$	123,10	118,5	0,10	0,008

где $P_{тб}$ – дополнительное усилие в цепи, возникающее при биении звездочек и валов, Н;

S_x - предварительное натяжение холостой ветви цепной передачи, Н;

f – коэффициент трения;

b – расстояние между плоскостями смещения ведущей и ведомой звездочек, м.

Воспользуемся методом математического планирования, который позволит найти математическую модель, описывающую степень влияния рассматриваемых причин на значение работы трения в цепи. В данном случае имеем 4 фактора влияния, поэтому рассмотрим 16 возможных комбинаций. В таблице 3.3 представлены матрица планирования и полученные значения работы трения.

Таблица 3.3 - Матрица планирования типа 2^4

№	M_{mp0}	$P_{m\bar{b}}$	S_x	f	b	$A_{mp}, H \cdot m$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	y
1	+	+	+	+	+	0,479
2	+	-	+	+	+	0,435
3	+	+	-	+	+	0,395
4	+	-	-	+	+	0,351
5	+	+	+	-	+	0,154
6	+	-	+	-	+	0,140
7	+	+	-	-	+	0,127
8	+	-	-	-	+	0,113
9	+	+	+	+	-	0,293
10	+	-	+	+	-	0,253
11	+	+	-	+	-	0,215
12	+	-	-	+	-	0,175
13	+	+	+	-	-	0,094
14	+	-	+	-	-	0,081
15	+	+	-	-	-	0,069
16	+	-	-	-	-	0,056

Математическая модель принимает вид:

$$y = 0,214 + 0,014x_1 + 0,027x_2 + 0,110x_3 + 0,59x_4. \quad (3.36)$$

Для экспериментального исследования механической эффективности цепной передачи с втулочной цепью необходимо определиться с интервалами варьирования факторов влияния. Выбор интервала зависит от степени влияния отдельного параметра. Для этого воспользуемся полученной зависимостью (3.36).

Теоретическое определение коэффициента трения затруднено большим разбросом рекомендуемых в литературе значений, поэтому при выводе теоретического уравнения влияния отдельных причин на механическую эффективность цепных передач мы задаемся средним значением коэффициентов для случая наличия смазки и случая ее отсутствия. При выбранном интервале варьирования (0,10) именно данный фактор оказал наибольшее влияние на параметр оптимизации. Поэтому при оценке различных способов смазки (картерная, капельная, периодическая) следует ожидать наличие заметного влияния указанного фактора на момент инерции потерь. Причем предпочтение отдается картерной смазке, гарантирующей постоянное наличие достаточного количества смазочного материала между трущимися поверхностями. Кроме того, исключаются потери энергии на преодоление сопротивления вязкости, поскольку номинальная скорость втулочной цепи не превышает 4 м/с. Также наличие абразива должно значительно повлиять на показатели механической эффективности исследуемой системы вращающихся масс.

Плоскопараллельное смещение звездочек также увеличивает потери на трение между элементами цепной передачи. В значительной мере это вызывается удлинением цепи при смещении, и, как следствие, появлением в ведущей и ведомой ветвях дополнительной нагрузки. Определенный вклад в увеличение потерь может вносить появление дополнительного трения между внутренней стороной пластины звена и зубом звездочки. Поэтому предсказывается, что влияние плоскопараллельного смещения звездочек при заданном интервале варьирования будет заметным.

К вопросу выбора интервала варьирования предварительного натяжения ведомой ветви нужно подходить очень тщательно, поскольку перетяжка цепи на 1 мм против нормы может создать дополнительное усилие в цепи, превышающее

почти в 1,5 раза полезную нагрузку, что может значительно сказаться на степени влияния исследуемого фактора. При интервале варьирования, равном разности максимального и минимального оптимального натяжений холостой ветви, влияние фактора должно быть примерно в 2 раза меньше степени влияния фактора плоскопараллельного смещения звездочек.

Влияние на механический коэффициент полезного действия цепной передачи относительного увеличения шага цепи Δt в результате изнашивания связано с изменением угла заострения зуба в точке контакта и повышением неравномерности движения цепи. Можно предположить, что изменение шага цепи может оказывать определенное влияние на параметр оптимизации при интервале варьирования, близком к предельному значению.

На основании проведенного анализа заключаем следующее:

1. Основным параметром цепных передач с приводной втулочной цепью, влияющим на механические потери в них, является количество смазочного материала в сопряжениях звеньев цепи, который может иметь относительно узкий интервал варьирования значений;
2. Плоскопараллельное смещение звездочек и натяжение ведомой ветви цепи требуют широких интервалов варьирования их значений, то есть близких или превышающих предельно рекомендуемые;
3. Интервалы варьирования значений такого фактора влияния как способ смазки цепи обеспечивается качественными уровнями (1 – картерная смазка; 2 – периодическая смазка).

3.4 Выводы

На основе проведенного теоретического анализа процессов, протекающих в цепных передачах, а также причин, оказывающих влияние на их механическую эффективность, можно заключить:

1. Работа трения в цепном зацеплении прямо пропорциональна коэффициенту трения и усилию, возникающему в ветвях цепной передачи, согласно выражению (3.35).

2. Биения звездочек и валов оказывают несущественное влияние на механическую эффективность цепной передачи, поэтому при экспериментальном исследовании нет необходимости в изменении этого параметра.

3. Основным фактором, в наибольшей степени влияющим на момент инерции исследуемой системы, является коэффициент трения между движущимися элементами цепной передачи, который почти в 2 раза превышает степень влияния плоскопараллельного смещения звездочек при интервале варьирования последнего выше предельно рекомендуемого. Таким образом, ожидаемое влияние количества и качества смазочного материала носит существенный характер.

ГЛАВА 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Разработанный динамический метод контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач требует не только теоретического, но и экспериментального обоснования. Поэтому в этой главе представлены результаты проведенных экспериментов, подтверждающие достоверность теоретической части работы.

Практическая реализация динамического метода контроля осуществлена при исследовании факторов, влияющих на механическую эффективность цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью. Сложность принятого объекта исследования, на показатели эффективности которого влияют множество факторов, с целью получения объективной оценки результатов и уменьшения финансовых затрат при проведении экспериментов, было принято решение применить статистические методы планирования эксперимента. Многофакторные системы позволяют с наименьшей трудоемкостью выявить степень влияния отдельных факторов на измеряемую величину и сократить общее время исследований.

4.1 Экспериментальная база

На основе теоретического анализа исследуемого объекта, разработанного метода определения коэффициента полезного действия системы вращающихся масс и аппаратно-программного комплекса в экспериментальную базу был включен стационарный стенд, имитирующий работу цепного электропривода с нагрузочными маховыми дисками, создающими в цепи номинальное усилие. Стенд позволяет изменять качественное и количественное значение

соответствующих факторов влияния независимо друг от друга, чтобы получить объективную регрессионную зависимость.

Поскольку механический коэффициент полезного действия цепной передачи достаточно высок (93 – 97 %) [17] при удовлетворительных условиях работы и качестве цепной передачи, то следует ожидать, что критерий эффективности исследуемой системы (время разгона асинхронного цепного электропривода) будет меняться незначительно при изменении выбранных параметров цепной передачи. Поэтому одним из основных требований, предъявляемых к испытательному стенду, является точность изготовления отдельных элементов и их сборки, а также стабильность питающей сети.

4.1.1 Стенд для контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач

Согласно вышеуказанным критериям для достижения поставленной в настоящем диссертационном исследовании задачи был разработан стенд для контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач, представленный на рисунке 4.1, который позволяет контролировать основные механические параметры цепной передачи, влияющие на ее эффективность, во время переходных режимов работы (при значении углового ускорения, отличном от нуля).

Стенд для контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач был изготовлен в ОАО «Казанский завод энергетического машиностроения». Отклонения габаритных размеров сборочных единиц соответствуют седьмому качеству. Собранный стенд состоит из однофазного асинхронного электродвигателя 3 мощностью 1,1 кВт с номинальной частотой вращения 940 об/мин. Вал ротора электродвигателя через соединительную муфту

соединяется с датчиком крутящего момента 4, который присоединяется к ведущему валу цепной передачи 6 с надетой на него ведущей звездочкой ($z = 38$).

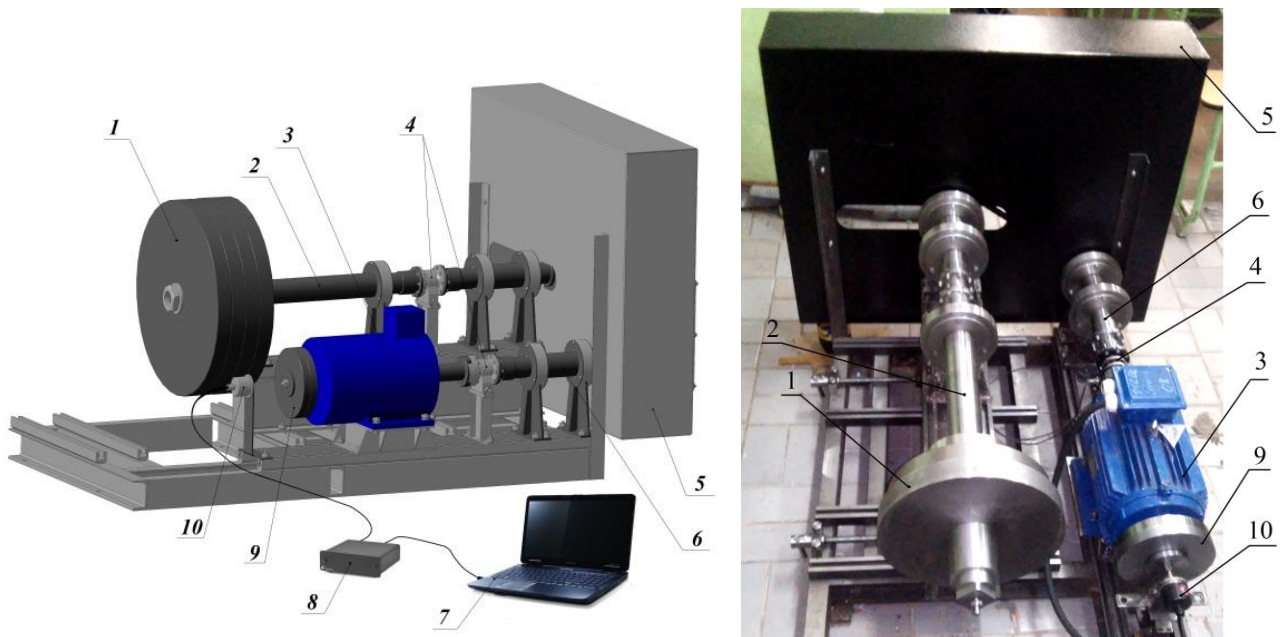


Рисунок 4.1 – Стенд для контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач: 1 – нагрузочные маховые диски; 2 – ведомый вал; 3 – однофазный асинхронный электродвигатель АИР 112МВ6 (220/380 В), 1,1 кВт, $n = 940$ об/мин; 4 – датчики крутящего момента М40-100; 5 – кожух цепной передачи; 6 – ведущий вал; 7 – персональный компьютер с установленным программным обеспечением; 8 – блок регистрации данных; 9 – эталонный диск; 10 – энкодер

К валу ведомой звездочки ($z = 23$) аналогично подсоединяется датчик крутящего момента 4, который через соединительную муфту соединен с валом, на который навешиваются нагрузочные маховые диски 1. Диски позволяют увеличить время разгона цепной передачи и создать номинальное усилие в цепи. Для реализации динамического метода используются диски с эталонным моментом инерции 9, которые свободно снимаются и крепятся к хвостовой части приводного электродвигателя. Для измерения углового ускорения применяется инкрементальный энкодер 10 серии Е40НВР, с которого снимается аналоговый

сигнал, соответствующий по динамическому диапазону параметрам канала измерения блока регистрации 8.

В качестве испытуемой цепи была выбрана двухрядная приводная втулочная цепь 2ПВ-9,525-17, которая применяется в механизмах ГРМ (автомобили ВАЗ 2101, 21011, 21013, 2103, 21061, 2107), двигателях (ГАЗ 3110, 3105, 3102) и др.

Натяг цепи регулируется перемещением суппорта ведомого вала вдоль направляющих параллельно плоскости расположения звездочек цепной передачи.

Эталонный диск 9, обладающий известным значением момента инерции, согласно разработанному динамическому методу служит для возможности определения потерь в цепном зацеплении, механического коэффициента полезного действия цепной передачи, а также построения механической характеристики асинхронного цепного электропривода.

Эталонный диск снабжается посадочной поверхностью в соответствии с требованиями выходного вала двигателя и выполняется из стали (Ст.3 ГОСТ 1050-88) с геометрическими характеристиками, определяемыми исходя из параметров электропривода.

Необходимым условием для повышения точности определения момента инерции с учетом потерь и времени разгона исследуемой системы вращающихся масс является стабильность входного напряжения при обоих запусках электродвигателя (с эталонным телом и без него), поскольку крутящий момент находится в квадратичном отношении с напряжением согласно выражению [3]:

$$M = \frac{3 \cdot \frac{r_2^I}{s} \cdot p \cdot U_1^2}{6,28 \cdot f \cdot [(r_1 + r_2^I / s)^2 + (x_1 + x_2^I)^2]} = \frac{k \cdot U_1^2}{f}, \quad (4.1)$$

где r_2^I и x_2^I – приведенные активное и реактивное сопротивления обмотки ротора, Ом;

r_1 и x_1 – активное и реактивное сопротивления обмотки статора, Ом;

p – число пар полюсов;

s – скольжение;

k – величина, которую можно принять неизменной при обоих запусках асинхронного электродвигателя (с эталонным телом и без него);

f – частота питающей сети, Гц.

Поэтому в экспериментах используем стабилизатор входного напряжения LIDER PS 7500SQ-E (диапазон отклонения от номинальных значений - напряжения 0,5 %, частоты 0,1 %).

Согласно выражению (4.1) также необходимо соблюсти постоянство уровня сопротивления обмоток статора, который имеет прямую связь с их температурой.

Датчики крутящего момента М40-100, рассчитанные на максимальное значение крутящего момента 100 Н·м, предназначены для обоснования достоверности контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи посредством динамического метода и разработанной методики.

4.1.2 Измерительная аппаратура

Для регистрации механических параметров цепной передачи разработан и создан аппаратно-программный комплекс, предназначенный для двигателей с частотой оборотов 0 – 6000 об/мин.

Данный комплекс имеет следующие технические характеристики: электрическое питание осуществляется от однофазной сети переменного тока напряжением в пределах от 187 до 242 В, частотой (50 ± 1) Гц; дискретность измерения длительности входных импульсов – 62,5 нс; тактовая частота измерительного контроллера – 16 МГц; скорость передачи данных- 256000 б/с; скорость накопления регистрируемых данных, макс. – 1,37 МБ/мин.

В таблице 4.1 приведены составляющие аппаратно-программный комплекс устройства.

Таблица 4.1 - Комплектующие аппаратно-программного комплекса

Наименование	Количество
Измерительный преобразователь	1
ПК с установленной программой регистрации и анализа цифрового сигнала	1
Кабель USB	1
Энкодер серии E40HBP	1

Для определения угловых ускорений служит инкрементальный энкодер производства компании Autonics, который выдает 100 импульсов за один оборот. Принцип работы оптического энкодера основан на пересечении луча оптопары (светоизлучающий диод и фотодетекторы) с размеченным диском, установленным на валу (рисунок 4.2). В зависимости от частоты разметки диска определяется разрешающая способность датчика и, как следствие, точность измерения угла поворота. Существует несколько разновидностей энкодеров. В проводимых экспериментах мы используем инкрементальный тип энкодера, который определяет угол поворота вращающегося объекта, выдавая импульсный цифровой код. Такие энкодеры используются для определения скорости вращения вала, когда нет нужды сохранять абсолютное угловое положение при выключении питания. То есть, если вал неподвижен, передача импульсов прекращается. Другими словами, если включить энкодер этого типа, то отсчет поворота угла начнется с нуля, а не с угла, на который он был выставлен до момента выключения. Оси объекта и энкодера соединяются между собой с помощью специальной гибкой переходной муфты или жесткой втулки. Основным преимуществом инкрементальных энкодеров является их простота, надежность и относительно низкая стоимость. Инкрементальный энкодер предназначен для формирования импульсов, которые считываются вторичным устройством, позволяющим определить направление движения или углового смещения наблюдаемого механизма.

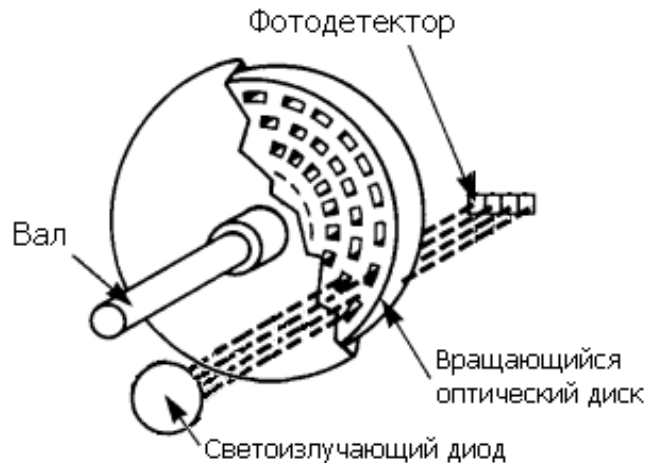


Рисунок 4.2 - Принцип работы оптического энкодера инкрементального типа

Для нанесения меток на диск используется лазер со специальным алгоритмом калибровки, что позволяет наносить метки с точностью до 0,1 мкм.

Регистрируемой величиной является время прохождения от одной метки до другой. В аппаратно-программном комплексе используется процессор с 16 МГц частотой, который постоянно опрашивает 7 датчиков. То есть аппаратно-программный комплекс с частотой 2285714 Гц опрашивает положение энкодера. Применяемый в экспериментах энкодер выдает 100 импульсов за один оборот. Время прохождения от одной метки до другой разное и зависит от угловой скорости вращения ротора двигателя. Используемый асинхронный электродвигатель развивает максимальную угловую скорость равную 940 об/мин – 15,6 об/с (16 Гц). То есть за одну секунду при таких условиях мы получим 1600 импульсов. Разделим частоту опроса энкодера аппаратно-программного комплекса на количество импульсов ($2285714/1600 = 1428,57$ импульсов). Таким образом, 1428 импульсов процессора приходятся на прохождение одной метки энкодера.

Угол между соседними метками энкодера, выдающего 100 импульсов на один оборот (360°) составляет 3,6 градуса. Согласно паспортным данным радиус нанесения меток на оптический диск энкодера составляет 0,015 м. Длина

окружности оптического диска, на которой нанесены метки энкодера составляет 0,094 м. Линейное расстояние между соседними метками составляет 0,94 мм.

Согласно паспортным данным точность нанесения одной метки 0,1 мкм. Так как при прохождении от одной метки до другой при угловой скорости 940 об/мин процессор аппаратно-программного комплекса посылает на энкодер 1428 импульсов, то погрешность изготовления меток оптического диска, выраженная в импульсах процессора аппаратно-программного комплекса, составляет 3 импульса.

На основании вышеизложенного можно заключить, что погрешность регистрации времени поворота измерительного диска на величину одной метки при угловой скорости электродвигателя 940 об/мин будет пренебрежимо малой.

Аналоговый сигнал с инкрементального энкодера поступает на вход блока регистрации. В блоке согласования сигнала с датчика происходит согласование динамического диапазона входного сигнала к диапазону аналогового входа измерительного контроллера.

Измерительный микроконтроллер производит измерение длительности аналогового сигнала. Измерение длительности начинается от возрастающего фронта сигнала до ниспадающего и от ниспадающего до возрастающего. Измерение длительности происходит относительно тактовой частоты микроконтроллера. Массив значений длительности зубцов в отсчетах тактового генератора микроконтроллера передается через интерфейс UART в систему гальванической развязки сигналов. Система гальванической развязки состоит из двух блоков, блок развязки питания и блок развязки сигнальной линии.

Цифровой сигнал из блока гальванической развязки поступает в блок интерфейса USB, где переводится в формат, соответствующий стандарту USB 2.0. Затем массив данных поступает в персональный компьютер (ПК) и записывается с помощью терминальной программы.

На рисунке 4.3 представлен интерфейс программы для контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач при двух

запусках однофазного асинхронного электродвигателя: без эталонного тела и с эталонным телом.

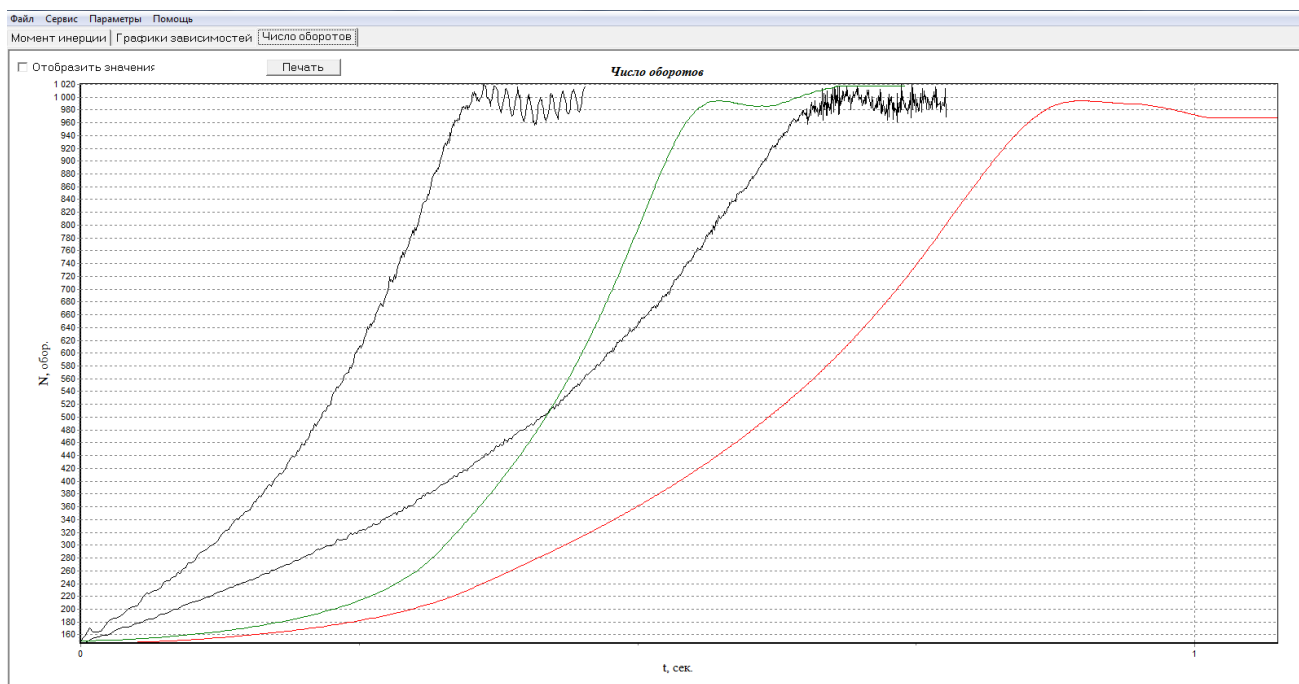


Рисунок 4.3 – Интерфейс программы, установленной на ПК, для контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач

4.1.3 Определение усилия, возникающего в цепи от приведения маховой массы во вращение

Во время разгона асинхронного цепного электропривода полезное усилие в цепи меняется в зависимости от изменения крутящего момента на ведущей звездочке цепной передачи. Поскольку согласно разработанному динамическому методу механическая характеристика цепного электропривода остается неизменной вне зависимости от величины маховой массы на ведомом валу электропривода, то для определения полезного усилия, возникающего в цепи от приведения полезной нагрузки во вращение, необходимо построить механическую характеристику асинхронного электродвигателя.

Построим механическую характеристику асинхронного электродвигателя с помощью динамического метода. Для этого определим средние значения крутящих моментов, развиваемых асинхронным электродвигателем, в выбранных скоростных диапазонах согласно выражению (2.17) с одним и двумя нагрузочными маховыми дисками. В соответствии с предложенной теорией динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач их значения должны совпадать.

В таблице 4.2 приведены характеристики нагрузочных маховых дисков и их значения моментов инерции.

Таблица 4.2 - Характеристики нагрузочных маховых дисков

Величина	Стальной диск 1	Стальной диск 2
Толщина, м	0,040	0,040
Радиус, м	0,138	0,152
Масса, кг	18,665	22,651
Момент инерции, кг*м ²	0,17773	0,26166
Передаточное отношение	1,65	1,65
Приведенный к ведущему валу момент инерции, кг*м ²	0,06528	0,09611

В таблицах 4.3 и 4.4 приведены полученные данные.

Таблица 4.3 - Данные для построения механической характеристики однофазного асинхронного электродвигателя мощностью 1,1 кВт при опыте с одним нагрузочным маховым диском с моментом инерции 0,26166 кг*м²

Величина	Число оборотов, об/мин						
	250-400	400-500	500-600	600-700	700-800	800-850	850-950
$\overline{J_{цэт}/\eta_{цэт}}$, кг*м ²	0,13411	0,14034	0,14113	0,14152	0,14137	0,14172	0,14098
$\overline{\varepsilon_{цэт}}$, рад/с ²	46,832	63,257	79,632	97,551	117,436	122,384	115,308
$\overline{M_{аэд}}$, Н*м	6,28	8,88	11,24	13,80	16,59	17,34	16,25

где $\overline{J_{цэп1}/\eta_{цэп1}}$ – среднее значение момента инерции асинхронного цепного электропривода с учетом потерь с одним нагрузочным маховым диском в выбранном скоростном диапазоне, кг·м²;

$\overline{\varepsilon_{цэп1}}$ – среднее значение углового ускорения асинхронного цепного электропривода с одним нагрузочным маховым диском в выбранном скоростном диапазоне, рад/с²;

$\overline{M_{аэд1}}$ – среднее значение крутящего момента однофазного асинхронного электродвигателя в выбранном скоростном диапазоне, определяемый при установке одного нагрузочного махового диска, Н·м.

Таблица 4.4 - Данные для построения механической характеристики однофазного асинхронного электродвигателя мощностью 1,1 кВт при измерении значений момента инерции и углового ускорения цепного электропривода с двумя нагрузочными маховыми дисками с суммарным моментом инерции 0,43939 кг·м²

Величина	Число оборотов, об/мин						
	250-400	400-500	500-600	600-700	700-800	800-850	850-950
$\left(\frac{\overline{J_{цэп2}}}{\overline{\eta_{цэп2}}} \right)$, кг·м ²	0,20115	0,20625	0,20679	0,20697	0,20695	0,20711	0,20654
$\overline{\varepsilon_{цэп2}}$, рад/с ²	30,711	41,842	54,517	66,448	79,115	82,910	77,108
$\overline{M_{аэд2}}$, Н·м	6,22	8,80	11,27	13,75	16,37	17,17	16,10

где $\overline{J_{цэп2}/\eta_{цэп2}}$ – среднее значение момента инерции асинхронного цепного электропривода с учетом потерь с двумя нагрузочными маховыми дисками в выбранном скоростном диапазоне, кг·м²;

$\overline{\varepsilon_{цэп2}}$ – среднее значение углового ускорения асинхронного цепного электропривода с двумя нагрузочными маховыми дисками в выбранном скоростном диапазоне, рад/с²;

$\overline{M}_{aэд2}$ – среднее значение крутящего момента однофазного асинхронного электродвигателя в выбранном скоростном диапазоне, определяемый при установке двух нагрузочных маховых дисков, Н·м.

Сравним полученные средние значения крутящих моментов, развиваемых асинхронным электродвигателем в составе цепного привода с одним и двумя нагрузочными маховыми дисками. В таблице 4.5 приведены полученные значения.

Таблица 4.5 - Погрешность определения средних значений крутящего момента, развиваемого асинхронным электродвигателем

Величина	Число оборотов, об/мин						
	200-400	400-500	500-600	600-700	700-800	800-850	850-950
$\overline{M}_{aэд1}$, Н·м	6,28	8,87	11,24	13,80	16,59	17,34	16,25
$\overline{M}_{aэд2}$, Н·м	6,20	8,80	11,27	13,75	16,37	17,17	16,10
δ , %	-1,3	-0,9	0,3	-0,4	-1,3	-1,0	-0,9

Как видно из таблицы 4.5, сходимость средних значений полученных крутящих моментов лежит в пределах 98,6 %, что может являться подтверждением предложенной теории динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач.

Для того чтобы определить полезное усилие в цепи, помимо углового ускорения асинхронного цепного электропривода в сборе с нагрузкой во время разгона $\varepsilon_{цзн}$ необходимо найти момент инерции системы вращающихся масс «ротор асинхронного электродвигателя, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, ведущий вал цепной передачи, опоры ведущего вала цепной передачи, ведущая звездочка» с учетом потерь ($J_{aэд+el}/\eta_{aэд+el}$). Для этого также воспользуемся динамическим методом.

При этом крутящий момент на ведущей звездочке рассчитывается согласно выражению:

$$M_{136} = M_{a0} - \frac{J_{a\dot{\alpha}d+\dot{\epsilon}1}}{\eta_{a\dot{\alpha}d+\dot{\epsilon}1}} \cdot \varepsilon_{ц\dot{\alpha}П}. \quad (4.2)$$

В таблице 4.6 приведены полученные значения.

Таблица 4.6 - Данные для построения моментной характеристики на ведущей звездочке

Величина	Число оборотов, об/мин						
	250-400	400-500	500-600	600-700	700-800	800-850	850-950
$\frac{J_{a\dot{\alpha}d+\dot{\epsilon}1}}{\eta_{a\dot{\alpha}d+\dot{\epsilon}1}}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,02522	0,02632	0,02649	0,02673	0,02687	0,02691	0,02685
$\varepsilon_{ц\dot{\alpha}П1}, \text{ рад/с}^2$	46,833	63,257	79,632	97,551	117,436	122,384	115,308
$\varepsilon_{ц\dot{\alpha}П2}, \text{ рад/с}^2$	30,711	41,842	54,517	66,448	79,115	82,910	77,107
$\frac{J_{a\dot{\alpha}d+\dot{\epsilon}1}}{\eta_{a\dot{\alpha}d+\dot{\epsilon}1}} \cdot \varepsilon_{ц\dot{\alpha}П1}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	1,18117	1,66474	2,10906	2,60755	3,15551	3,29335	3,09603
$\frac{J_{a\dot{\alpha}d+\dot{\epsilon}1}}{\eta_{a\dot{\alpha}d+\dot{\epsilon}1}} \cdot \varepsilon_{ц\dot{\alpha}П2}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	0,77456	1,10115	1,44387	1,77615	2,12581	2,23110	2,07035
$\overline{M_{1361}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	5,10	7,21	9,13	11,20	13,44	14,05	13,15
$\overline{M_{1362}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	5,40	7,53	9,83	11,98	14,25	14,94	13,86
$r_{361}, \text{ м}$	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
$\overline{F_1}, \text{ Н}$	146	206	261	320	384	401	376
$\overline{F_2}, \text{ Н}$	154	215	281	342	407	427	396

где $\overline{M_{1361}}$ – среднее значение крутящего момента на ведущей звездочке при разгоне асинхронного цепного электропривода с одним маховым нагрузочным диском, Н·м;

$\overline{M}_{1362}$ – среднее значение крутящего момента на ведомой звездочке при разгоне асинхронного цепного электропривода с одним маховым нагрузочным диском, Н·м;

r_{361} – радиус ведущей звездочки, м;

$\overline{F}_1$ и $\overline{F}_2$ – среднее значение полезного усилия, действующего на цепь при одном и двух нагрузочных дисках на ведомом валу, соответственно, Н.

Из выражения (4.1) видно, что с увеличением нагрузки на ведомом валу цепной передачи (при этом угловое ускорение цепного электропривода в сборе уменьшается) моментная характеристика на ведущей звездочке должна приближаться к механической характеристике асинхронного электродвигателя.

В таблицах 4.7 и 4.8 приведены значения моментной характеристики на ведущей звездочке и усилия в цепи при изменении нагрузки на ведомом валу, соответственно.

Таблица 4.7 - Средние значения крутящего момента на ведущей звездочке при изменении момента инерции маховой массы на ведомом валу цепной передачи, Н·м

Момент инерции нагрузочных маховых масс, кг·м ²	Число оборотов, об/мин						
	250-400	400-500	500-600	600-700	700-800	800-850	850-950
0,26166	4,91	6,93	8,78	10,78	12,96	13,55	12,69
0,43939	5,18	7,24	9,46	11,54	13,74	14,41	13,36
0,61712	5,48	7,75	10,11	12,13	14,77	15,21	14,08
0,87878	5,63	7,98	10,20	12,54	14,91	15,84	14,37

Таблица 4.8 - Средние значения усилий на ведущей звездочке при изменении момента инерции маховой массы на ведомом валу цепной передачи, Н

Момент инерции нагрузочных маховых масс, кг·м ²	Число оборотов, об/мин						
	250-400	400-500	500-600	600-700	700-800	800-850	850-950
0,26166	140	198	251	308	370	387	363
0,43939	148	207	270	330	393	412	382
0,61712	157	221	289	346	422	434	402
0,87878	161	228	291	358	426	453	410

На рисунке 4.4 приведены механические характеристики асинхронного электродвигателя и моментные характеристики на ведущей звездочке в зависимости от общего момента инерции нагрузочных дисков на ведомом валу.

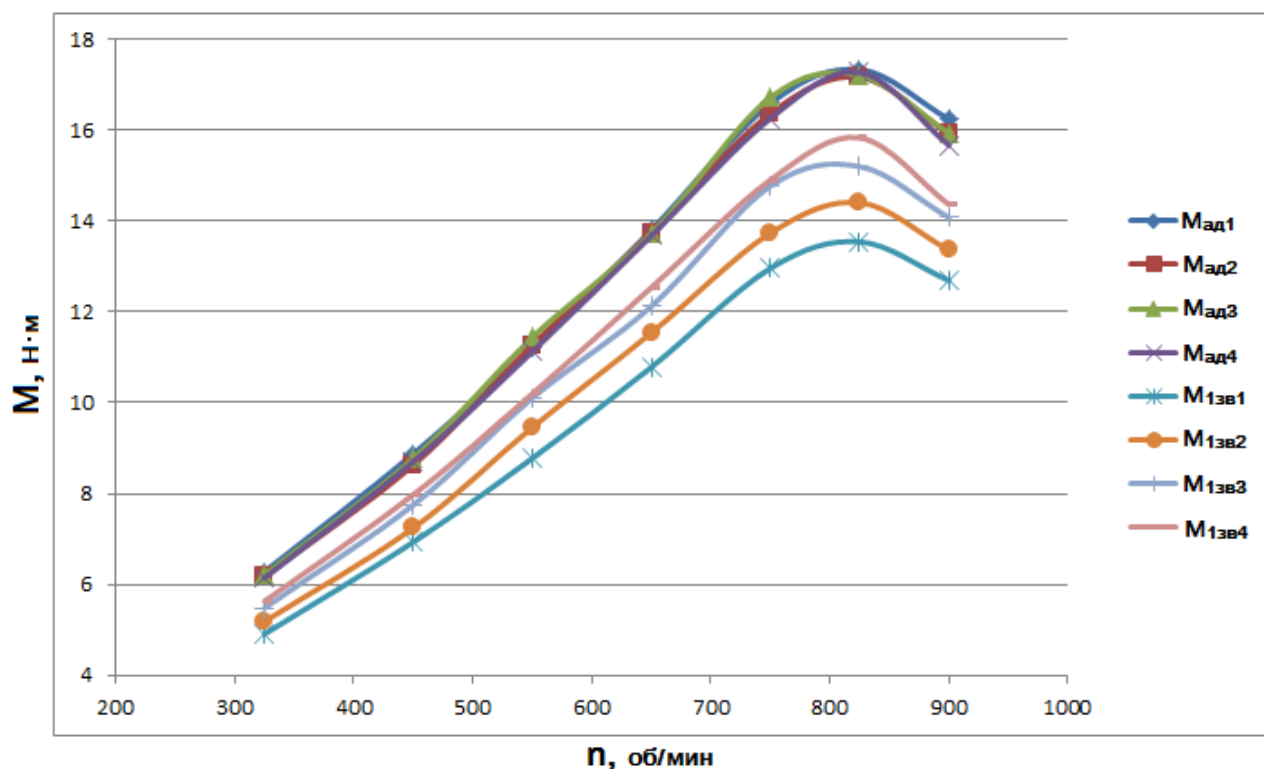


Рисунок 4.4 – Механические характеристики однофазного асинхронного электродвигателя и на ведущей звездочке:

где $M_{a\partial 1}$, $M_{a\partial 2}$, $M_{a\partial 3}$, $M_{a\partial 4}$ - крутящий момент асинхронного электродвигателя при моменте инерции нагрузочного махового диска $0,261 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $0,439 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $0,617 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $0,878 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ соответственно, Н·м;

$M_{l3\partial 1}$, $M_{l3\partial 2}$, $M_{l3\partial 3}$, $M_{l3\partial 4}$ - крутящий момент на ведущей звездочке асинхронного цепного электропривода при моменте инерции нагрузочного махового диска $0,261 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $0,439 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $0,617 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $0,878 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ соответственно, Н·м.

Таким образом, усилие в цепи меняется незначительно при изменении количества дисков на ведомом валу, поэтому было принято решение при исследовании цепной передачи использовать маховые нагрузочные диски с моментом инерции $0,26166 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

4.2 Методика определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи

Для того чтобы найти механический коэффициент полезного действия цепной передачи, создадим возможность для присоединения к ведомому валу исследуемого объекта с помощью предохранительной муфты 4' вала однофазного асинхронного электродвигателя мощностью $0,75 \text{ кВт}$ 3', хвостовая часть которого имеет посадочные места для эталонного тела 2'. Энкодер 1' с помощью переходной муфты соединен с валом электродвигателя. Схема присоединения изображена на рисунке 4.5.

В общем случае методика определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи согласно выражению (2.26) реализуется последовательным выполнением следующих действий:

1. Определяем средние значения момента инерции системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя 1,1 кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта, ведущий вал с надетой на него ведущей звездочкой, опорные подшипники ведущего вала» с учетом потерь $\frac{\overline{J_{a\partial\partial+e1}}}{\overline{\eta_{a\partial\partial+e1}}}$ в выбранном скоростном диапазоне динамическим методом.

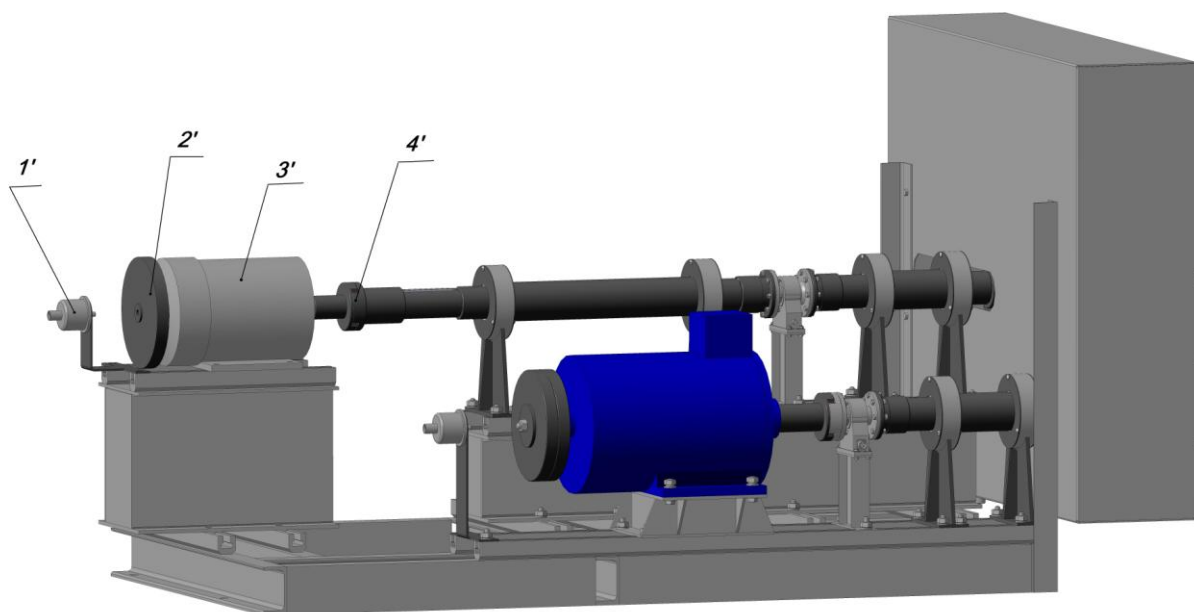


Рисунок 4.5 – Схема присоединения вала вспомогательного асинхронного электродвигателя к ведомому валу цепной передачи

2. Определяем средние значения момента инерции системы вращающихся масс «ротор асинхронного электродвигателя 0,75 кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, полумуфта электродвигателя» с учетом потерь $\frac{\overline{J_{a\partial\partial2}}}{\overline{\eta_{a\partial\partial2}}}$ (где $\overline{J_{a\partial\partial2}}$ и $\overline{\eta_{a\partial\partial2}}$ - средние значения момента инерции и механического коэффициента полезного действия асинхронного электродвигателя мощностью 0,75 кВт) в выбранном скоростном диапазоне динамическим методом.

3. Определяем средние значения момента инерции системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя 0,75 кВт,

подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта, ведомый вал с надетой на него ведомой звездочкой, опорные подшипники ведомого вала, нагрузочный маховый диск» с учетом потерь величины $\frac{\overline{J_{a\partial 2+e 2+MД}}}{\overline{\eta_{a\partial 2+e 2+MД}}}$ (где $\overline{J_{a\partial 2+e 2+MД}}$ и $\overline{\eta_{a\partial 2+e 2+MД}}$ - средние значения момента инерции и коэффициента полезного действия асинхронного электродвигателя мощностью 0,75 кВт, системы вращающихся масс ведомого вала и нагрузочного махового диска) в выбранном скоростном диапазоне.

4. На основании п. 2 и п. 3 определяем средние значения момента инерции системы вращающихся масс «предохранительная полумуфта ведомого вала, ведомый вал с надетой на него ведомой звездочкой, опорные подшипники ведомого вала, нагрузочный маховый диск» с учетом потерь $\frac{\overline{J_{e 2+MД}}}{\overline{\eta_{e 2+MД}}}$ (где $\overline{J_{e 2+MД}}$ и $\overline{\eta_{e 2+MД}}$ - средние значения момента инерции и коэффициента полезного действия системы вращающихся масс ведомого вала и нагрузочного махового диска) в выбранном скоростном диапазоне.

5. Определяем средние значения приведенного к ведущему валу асинхронного цепного электропривода момента инерции системы его вращающихся масс с учетом всех потерь, кроме потерь в цепном зацеплении $\frac{J_{np}}{\eta_{ц\partial п}''}$, согласно (2.24) в выбранном скоростном диапазоне.

6. Определяем средние значения приведенного к ведущему валу асинхронного цепного электропривода момента инерции системы его вращающихся масс с учетом всех потерь $\frac{J_{np}}{\eta_{ц\partial п}}$ в выбранном скоростном диапазоне с помощью разработанного динамического метода, а также время разгона асинхронного цепного электропривода $t_{ц\partial п}$. На основании полученных данных строим механическую характеристику цепного электропривода ($M = \frac{J_{np}}{\eta_{ц\partial п}} \cdot \varepsilon_1$).

7. На основании данных п.6 и п.7 согласно выражению (2.28) определяем время разгона цепного электропривода без учета потерь в цепном зацеплении t_1'' .

8. Определяем время разгона системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя 1,1 кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта, ведущий вал с надетой на него ведущей звездочкой, опорные подшипники ведущего вала» $t_{a\partial}$.

9. На основании п.7, п.8 и п.9 определяем механический коэффициент полезного действия цепной передачи согласно выражению (2.27).

Воспользуемся разработанной методикой определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи и определим приведенный момент инерции асинхронного цепного электропривода с учетом механических и добавочных потерь за исключением потерь на трение в цепном зацеплении. Для этого определим средние значения моментов инерции вращающихся относительно оси вращения ведущего вала элементов асинхронного цепного электропривода с учетом потерь в выбранных скоростных диапазонах. В таблице 4.9 приведены полученные значения.

Таблица 4.9 - Средние значения величин, необходимых для определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи

Величина	Скоростной диапазон, рад/с		
	200-400	400-600	600-800
Среднее значение момента инерции системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя Р=1,1 кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта, ведущий вал с надетой на него ведущей звездочкой, опорные подшипники ведущего вала» с учетом потерь, кг*м ²	0,02721	0,02896	0,02925

Продолжение таблицы 4.9

Величина	Скоростной диапазон, рад/с		
	200-400	400-600	600-800
Среднее значение момента инерции системы вращающихся масс «ротор асинхронного электродвигателя Р=0,75 кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, полумуфта электродвигателя» с учетом потерь, кг*м ²	0,00651	0,00692	0,00717
Среднее значение момента инерции системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя Р=0,75 кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта, ведомый вал с надетой на него ведомой звездочкой, опорные подшипники ведомого вала, нагрузочный стальной диск с моментом инерции 0,26166 кг*м ² » с учетом потерь, кг*м ²	0,29104	0,29844	0,29964
Среднее значение момента инерции системы вращающихся масс «предохранительная полумуфта ведомого вала, ведомый вал с надетой на него ведомой звездочкой, опорные подшипники ведомого вала, нагрузочный стальной диск с моментом инерции 0,26166 кг*м ² » с учетом потерь, кг*м ²	0,28684	0,29154	0,29214
Момент инерции части цепи, охватывающей ведущую звездочку, кг*м ²	0,00006	0,00006	0,00006

Продолжение таблицы 4.9

Величина	Скоростной диапазон, рад/с		
	200-400	400-600	600-800
Момент инерции части цепи, охватывающей ведомую звездочку, кг*м ²	0,00028	0,00028	0,00028
Передаточное отношение цепной передачи	1,65	1,65	1,65
Длина цепи, м	0,99252	0,99252	0,99252
Длина обхвата цепи ведущей звездочки, м	0,10541	0,10541	0,10541
Длина обхвата цепи ведомой звездочки, м	0,18858	0,18858	0,18858
Диаметр ведущей звездочки, м	0,06981	0,06981	0,06981
Приведенный момент инерции асинхронного цепного электропривода с учетом потерь, исключая потери на трение в цепном зацеплении, кг*м ²	0,13311	0,13653	0,13705
Момент инерции системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя Р=1,1 кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная полумуфта» с учетом потерь, кг*м ²	0,02230	0,02305	0,02325
Среднее значение крутящего момента асинхронного цепного электропривода, Н*м	6,28	10,06	15,20
Расчетное среднее значение углового ускорения асинхронного цепного электропривода без учета потерь на трение в цепном зацеплении, рад/с ²	47,180	73,682	110,906

Продолжение таблицы 4.9

Величина	Скоростной диапазон, рад/с		
	200-400	400-600	600-800
Расчетное среднее значение времени разгона асинхронного цепного электропривода без учета потерь на трение в цепном зацеплении, с	0,44298	0,28365	0,18845
Расчетное среднее значение времени разгона системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя Р=1,1 кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная полумуфта», с	0,07421	0,04789	0,03197

В таблице 4.9 расчетное среднее значение времени разгона цепного электропривода без учета потерь на трение в цепном зацеплении показывает среднее значение времени в выбранном скоростном диапазоне, необходимое для разгона системы вращающихся масс всего цепного электропривода, если предположить, что в цепном зацеплении цепной передачи отсутствует трение, и энергетические потери, связанные с колебаниями ветвей цепи, сведены к нулю, то есть идеальное время разгона, при котором коэффициент полезного действия цепной передачи имеет наивысшее значение, если пренебречь потерями на трение в подшипниковых узлах.

4.3 Экспериментальное обоснование достоверности результатов, получаемых динамическим методом

4.3.1 Сравнение значений крутящего момента, полученных динамическим методом и с помощью датчика крутящего момента во время разгона асинхронного цепного электропривода

Для обоснования достоверности измерения крутящего момента, развиваемого асинхронным цепным электроприводом во время переходного режима работы, динамическим методом воспользуемся данными, получаемыми с помощью датчиков крутящего момента. Для этого проведем эксперимент согласно схеме, изображенной на рисунке 4.6.

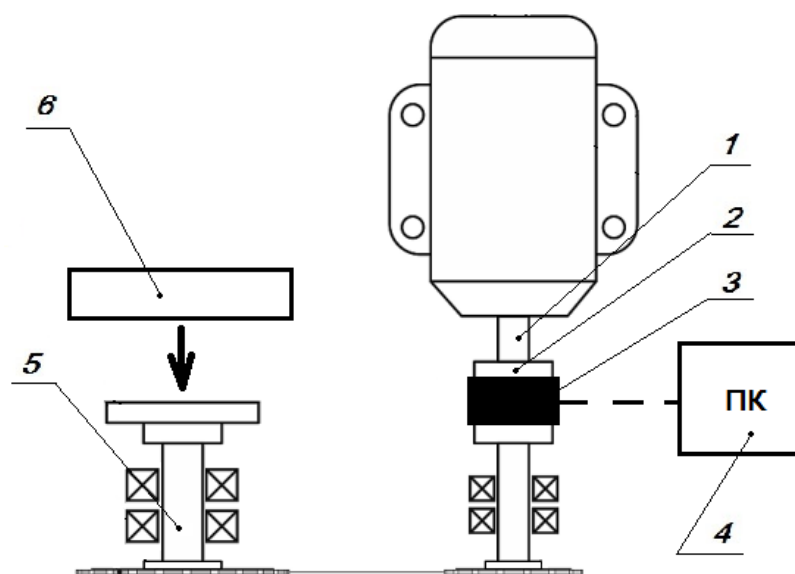


Рисунок 4.6 – Схема определения крутящего момента, развиваемого асинхронным цепным электроприводом, с помощью датчиков крутящего момента М40-100: 1 – вал асинхронного электродвигателя мощностью 1,1 кВт, 940 об/мин; 2 – предохранительная муфта; 3 – датчик крутящего момента М40-100; 4 – персональный компьютер с установленной программой обработки данных; 5 – ведомый вал с соединительной полумуфтой; 6 – нагрузочный маховый диск

На вал асинхронного электродвигателя 1 через предохранительную муфту 2 устанавливаем датчик крутящего момента 3, который подсоединяется к цепной передаче, на ведомый вал которой через соединительную полумуфту устанавливаются нагрузочные диски. Затем разгоняем двигатель от нулевой до номинальной скорости и снимаем показания крутящего момента $M_{ДКМ}$ с блока регистрации датчика крутящего момента во время разгона системы вращающихся масс, которые поступают и записываются в терминальной программе, установленной на компьютере 4.

На следующем этапе определяем значение крутящего момента, регистрируемого датчиком крутящего момента, с помощью динамического метода $M_{\partial м}$. Аналогично выражению (4.2) найдем выражение для искомой величины:

$$\overline{M_{\partial м}} = \overline{M_{аэд}} - J_{аэд} \cdot \left(\frac{1}{\overline{\eta_{аэд}}} \right) \cdot \overline{\varepsilon_{цэн}}, \quad (4.3)$$

где $\overline{M_{аэд}}$ – среднее значение крутящего момента, развиваемого асинхронным электродвигателем во время его разгона за выбранный скоростной диапазон, Н·м;

$J_{аэд} \cdot \left(\frac{1}{\overline{\eta_{аэд}}} \right)$ – среднее значение момента инерции системы вращающихся

масс «ротор асинхронного электродвигателя, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, выходной вал асинхронного электродвигателя (до датчика крутящего момента)» с учетом потерь за выбранный скоростной диапазон, кг·м²;

$\overline{\varepsilon_{цэн}}$ – среднее значение углового ускорение системы вращающихся масс в сборе за выбранный скоростной диапазон, рад/с².

Воспользовавшись выражением (4.3), найдем значение крутящего момента на валу однофазного асинхронного электродвигателя с помощью динамического метода $M_{\text{ом}}$. В таблице 4.10 представлены полученные значения.

Таблица 4.10 - Сравнение значений крутящего момента, полученных динамическим методом и с помощью датчика крутящего момента

Величина	Число оборотов, об/мин						
	250-400	400-500	500-600	600-700	700-800	800-850	850-950
$J_{\text{аэд}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{аэд}}} \right),$ кг·м ²	0,02174	0,02271	0,02281	0,02305	0,02306	0,02310	0,02311
$J_{\text{цэл}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{цэл}}} \right),$ кг·м ²	0,13411	0,14034	0,14113	0,14152	0,14137	0,14172	0,14098
$\overline{\varepsilon_{\text{цэл}}}, \text{ рад/с}^2$	46,833	63,257	79,632	97,551	117,436	122,384	115,308
$\overline{M_{\text{аэд}}}, \text{ Н·м}$	6,28	8,87	11,24	13,80	16,59	17,34	16,25
$J_{\text{аэд}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{\text{аэд}}} \right) \cdot \overline{\varepsilon_{\text{цэл}}}$	1,01800	1,43657	1,81641	2,24856	2,70772	2,82719	2,66489
$\overline{M_{\text{ом}}}, \text{ Н·м}$	5,26	7,44	9,42	11,56	13,89	14,52	13,58
$\overline{M_{\text{дкм}}}, \text{ Н·м}$	5,37	7,36	9,50	11,62	14,03	14,79	13,69
$\delta, \%$	2,0	-1,1	0,8	0,6	1,1	1,8	0,8

Из таблицы 4.10 и рисунка 4.7 видно, что значения крутящего момента, полученные динамическим методом, незначительно отличаются от значений крутящего момента, полученных с помощью датчиков крутящего момента. При этом максимальная относительная погрешность δ наблюдается при значениях крутящего момента менее 7 Н·м и составляет 2,0 %.

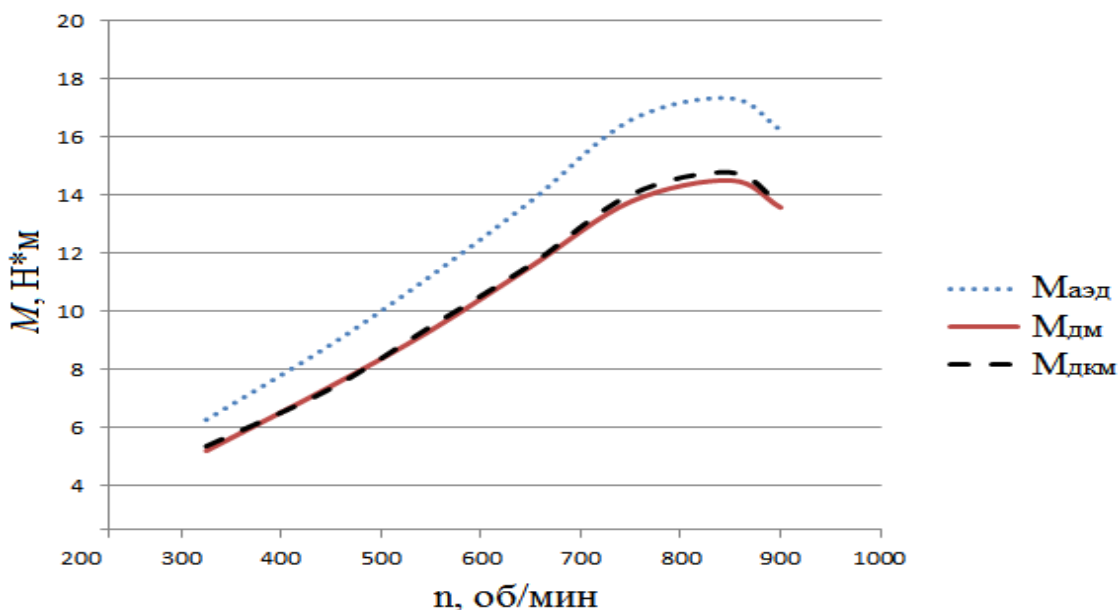


Рисунок 4.7 – Внешние механические характеристики асинхронного цепного электропривода, полученные динамическим методом и с помощью датчика крутящего момента.

Разработанный динамический метод подразумевает определение момента инерции системы вращающихся масс с учетом потерь с помощью тела с эталонным моментом инерции. Согласно данному методу механическая характеристика асинхронного электродвигателя остается неизменной вне зависимости от величины инерционной массы, воздействующей на приводной вал, при постоянных значениях входного напряжения, частоты питающей сети и сопротивления обмоток асинхронного электродвигателя. Выражение (4.3) показывает, что для того чтобы значения показаний датчиков приближались друг к другу при обоих запусках, на нагрузочный вал необходимо навешивать диски, момент инерции которых в несколько раз превышает момент инерции вала электродвигателя, поскольку с увеличением момента инерции нагрузочных маховых дисков угловое ускорение системы вращающихся масс уменьшается, а, следовательно, показания датчика крутящего момента должны стремиться к моментной характеристике асинхронного электродвигателя.

В таблице 4.11 приведены полученные средние значения крутящего момента при различной величине момента инерции нагрузочных маховых дисков.

Таблица 4.11 - Значения, полученные с помощью датчика крутящего момента во время разгона электродвигателя при изменении нагрузки, воздействующей на ведущий вал

Момент инерции нагрузочных маховых дисков, подсоединяемой к ведомому валу цепного электропривода кг·м ²	Число оборотов, об/мин						
	250-400	400-500	500-600	600-700	700-800	800-850	850-950
0,26166	5,37	7,36	9,50	11,62	14,03	14,79	13,69
0,43939	5,61	7,81	9,98	12,25	14,65	15,35	14,37
0,61712	5,84	8,11	10,35	12,65	15,17	15,91	14,91
0,87878	5,92	8,27	10,52	12,93	15,45	16,25	15,24

Из таблицы 4.11 видно, что разница между значениями крутящего момента при изменении нагрузки на ведомом валу электродвигателя уменьшается с ее увеличением.

4.3.2 Определение момента инерции эталонного тела с помощью динамического метода

Для проверки достоверности получаемых данных с помощью разработанного динамического метода и аппаратно-программного комплекса определим момент инерции эталонного тела, навешиваемого на ведущий вал.

С этой целью проводим две серии измерений. Вначале определяем момент инерции системы вращающихся масс «электродвигатель, подшипники электродвигателя, ведущий вал с надетой на него ведомой звездочкой, опорные подшипниковые узлы ведущего вала» с учетом потерь. Затем определим момент

инерции той же системы вращающихся масс с учетом потерь, но с добавочным телом, обладающим известным моментом инерции ($0,01595 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$).

Зная средние значения моментов инерции обеих систем вращающихся масс с учетом потерь, можно легко рассчитать среднее значение момента инерции дополнительной инерционной массы и сравнить его с расчетным или экспериментально определенным с помощью метода крутильных колебаний согласно ГОСТ 11828-86 значением. На рисунках 4.8 и 4.9 представлены схемы, поясняющие суть данного опыта.

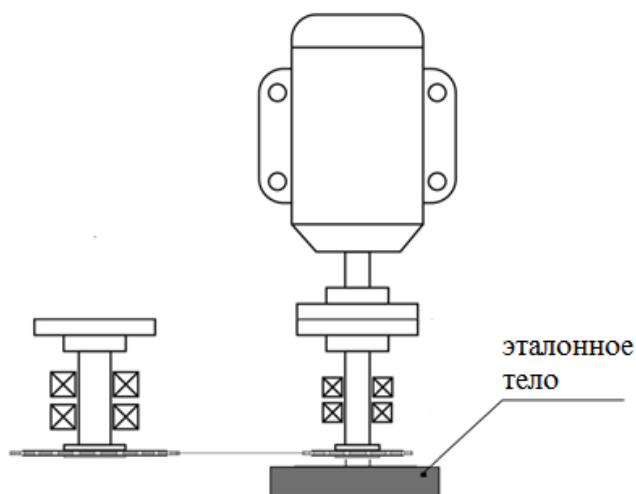


Рисунок 4.8 – Асинхронный цепной электропривод с эталонным телом без добавочного тела

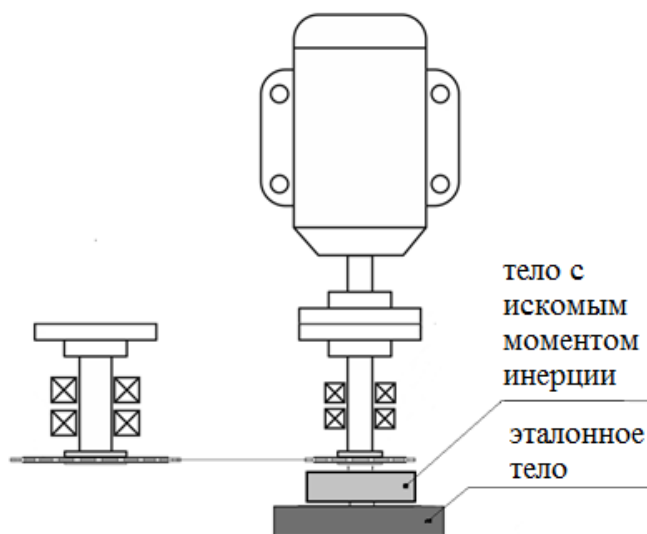


Рисунок 4.9 – Асинхронный цепной электропривод с эталонным и добавочными телами

В таблице 4.12 приведены полученные средние значения моментов инерции цепного электропривода с учетом потерь с добавочным телом $\overline{J_{a\partial\partial+}}$ и без него $\overline{J_{a\partial\partial}}$.

Таблица 4.12 - Определение среднего значения момента инерции тела с известным значением момента инерции с помощью динамического метода

п, об/мин	200-400	400-600	600-800
$\overline{J_{a\partial\partial}}$, кг·м ²	0,02190	0,02240	0,02279
$\overline{J_{a\partial\partial+}}$, кг·м ²	0,03776	0,03830	0,03868
$\overline{J_{a\partial\partial+}} - \overline{J_{a\partial\partial}}$, кг·м ²	0,01586	0,01590	0,01591

В таблице 4.13 приведены значения погрешностей измерения момента инерции паразитного тела динамическим методом с учетом того, что за истинное значение принимаем $J_{ист}$, равное 0,015987 кг·м².

Таблица 4.13 - Погрешность определения момента инерции тела с известным значением момента инерции

п, об/мин	200-400	400-600	600-800
$J_{ист}$, кг·м ²	0,015987	0,015987	0,015987
$J_{\partialм}$, кг·м ²	0,015855	0,015898	0,015911
δ , %	0,8	0,6	0,5

Согласно данным таблицы 4.13 получена сходимость результатов, полученных динамическим методом и расчетным путем, с относительной погрешностью менее 0,8 %.

Таким образом, можно сделать вывод, что полученные результаты доказывают достоверность значений, полученных с помощью разработанного

динамического метода и средства контроля механической эффективности цепных передач с максимальной относительной погрешностью 0,8 %.

4.4 Методика обработки результатов параллельных измерений

4.4.1 Погрешности измерений

При любом измерении неизбежно возникают ошибки (погрешности измерений), приводящие к отклонению измеренного значения x от истинного значения x_0 измеряемой величины X . Поэтому при записи результата измерений или вычислений принципиально важна оценка точности полученного числа.

В нашем случае мы предполагаем, что измерения являются равноточными, то есть выполненными в одинаковых условиях: неизменными должны оставаться объекты исследования, используемые приборы, условия и время проведения эксперимента. Поэтому можно говорить об обработке результатов прямых равноточных измерений.

К систематическим ошибкам средств измерений и методики измерений при применении динамического метода относятся:

1) приборные погрешности $\Delta\varepsilon_{изм}$ и $\delta\varepsilon_{изм}$, связанные с измерением углового ускорения; для энкодера серии E40HBP согласно расчетам относительную погрешность ($\delta\varepsilon$) измерения можно свести к нулю;

2) погрешности $\Delta J_{э}$ и $\delta J_{э}$, связанные с измерением момента инерции эталонного тела:

$$\Delta J_{э} = \pm \sqrt{\left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{2} \Delta m\right)^2 + \left(\frac{m}{2} \Delta(R_1^2 + R_2^2)\right)^2} \quad (4.4)$$

$$\delta J_{\vartheta} = \pm \sqrt{(\delta m)^2 + (\delta(R_1^2 + R_2^2))^2} \quad (4.5)$$

$$\Delta(R_1^2 + R_2^2) = \pm \sqrt{(2 \cdot R_1 \cdot \Delta R_1)^2 + (2 \cdot R_2 \cdot \Delta R_2)^2} \quad (4.6)$$

$$\delta(R_1^2 + R_2^2) = \pm \sqrt{\left(\frac{2 \cdot R_1^2}{(R_1^2 + R_2^2)} \delta R_1 \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot R_2^2}{(R_1^2 + R_2^2)} \delta R_2 \right)^2} \quad (4.7)$$

где m – масса эталонного диска, кг;

R_1 – внешний радиус диска, м;

R_2 – внутренний радиус диска, м;

Δm , δm – абсолютная и относительная систематические (приборные) погрешности измерения массы эталонного диска;

ΔR_1 , δR_1 – абсолютная и относительная систематические погрешности измерения внешнего и внутреннего радиуса эталонного диска, соответственно;

ΔR_2 , δR_2 – абсолютная и относительная систематические погрешности измерения внешнего и внутреннего радиуса эталонного диска соответственно.

Общая погрешность измерений:

$$\delta \varepsilon_0 = \pm \sqrt{(\delta \varepsilon_{\text{ст0}})^2 + (\delta \varepsilon_{\text{изм}})^2} \quad (4.8)$$

$$\delta \varepsilon_{\vartheta} = \pm \sqrt{(\delta \varepsilon_{\text{ст}\vartheta})^2 + (\delta \varepsilon_{\text{изм}})^2} \quad (4.9)$$

$$\delta \left(J \cdot \frac{1}{\eta} \right) = \pm \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_0 - \varepsilon_{\vartheta}} \cdot \delta \varepsilon_{\vartheta} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_{\vartheta} - \varepsilon_0} \cdot \delta \varepsilon_0 \right)^2 + (\delta J_{\vartheta})^2}, \quad (4.10)$$

где $\delta \varepsilon_0$ – суммарная относительная погрешность измерения углового ускорения системы вращающихся масс без эталонного тела;

$\delta\varepsilon_{\Sigma}$ – суммарная относительная погрешность измерения углового ускорения системы вращающихся масс с эталонным телом;

$\delta\varepsilon_{cl0}$ – относительная случайная погрешность измерения углового ускорения системы вращающихся масс без эталонного тела;

$\delta\varepsilon_{cl\Sigma}$ – относительная случайная погрешность измерения углового ускорения системы вращающихся масс с эталонным телом;

$\delta(J \cdot \frac{1}{\eta})$ – косвенно определяемая относительная погрешность измерения

момента инерции системы вращающихся масс с учетом потерь на трение;

ε_0 – среднее значение углового ускорения системы вращающихся масс без эталонного тела;

ε_{Σ} – среднее значение углового ускорения системы вращающихся масс с эталонным телом.

Из выражения 4.9 видно, что погрешность измерения момента инерции системы вращающихся масс с учетом потерь уменьшается с увеличением разницы между значениями угловых ускорений без эталонного тела и с эталонным телом, а, следовательно, с увеличением значения момента инерции эталонного тела. Поэтому для того чтобы уменьшить относительную погрешность измерения момента инерции цепного электропривода с учетом потерь, нужно либо увеличить количество измерений, что нецелесообразно в условиях планирования многофакторного эксперимента, либо увеличить момент инерции эталонного тела. С учетом того, что механический коэффициент полезного действия цепной передачи достаточно высок (92 - 97%), то целесообразно использовать эталонное тело с моментом инерции, как минимум равным моменту инерции приводимой во вращение системы вращающихся масс.

4.4.2 Статистическая обработка результатов параллельных опытов. Определение минимального количества измерений

Выбираем следующие условия измерения: цепной электропривод с однофазным асинхронным электродвигателем мощностью 1,1 кВт; момент инерции нагрузочного махового диска на ведомом валу составляет 0,26166 кг·м²; передаточное отношение цепной передачи 1,65; испытываемая цепь 2ПВ-9,525; межосевое расстояние 350 мм; способ смазки – картерная; стрела провеса цепи – 6,5 мм; момент инерции эталонного тела 0,1792 кг·м².

В таблице 4.14 приведены результаты равноточных измерений углового ускорения системы вращающихся масс без тела с эталонным моментом инерции.

Таблица 4.14 - Средние значения угловых ускорений системы вращающихся масс без эталонного тела (ε_0), рад/с²

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
1	46,77626	71,27693	107,60476
2	46,78944	71,68200	107,47425
3	46,72802	71,01871	106,85210
4	47,10495	71,16589	107,61624
5	46,76518	72,07950	107,92113
6	46,75472	71,42069	107,66194
7	47,13242	70,94127	108,21711
8	47,44005	71,70900	107,51531
9	46,81927	71,61137	106,79912
10	47,12437	72,00088	107,67586
11	46,25718	71,59294	107,29759
12	46,66150	71,40867	107,35153

Продолжение таблицы 4.14

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
13	46,79909	71,23414	108,24006
14	46,87993	71,44904	107,70670
15	46,60069	71,74211	107,32500
16	46,48347	71,49177	106,75191
17	46,88029	71,98779	107,48640
18	46,89744	70,89711	107,36464
19	46,92106	71,17316	108,59183
20	46,91732	71,96411	107,18511

На основании полученных данных (таблица 4.14) была вычислена выборочная дисперсия $D = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 / (n-1)$, выборочный стандарт (среднеквадратичное отклонение) $\sigma = \sqrt{D}$, коэффициент вариации $k_s = \frac{\sigma}{\bar{x}}$, средняя ошибка $\bar{x}$, абсолютная и относительная погрешности результатов серии измерений при заданной доверительной вероятности μ и $\delta\epsilon_{cl}$, ошибка репрезентативности $\sigma_0 = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$.

Основные статистические оценки результатов определения углового ускорения асинхронного цепного электропривода без эталонного тела приведены в таблице 4.15.

Таблица 4.15 - Результаты статистической обработки экспериментальных данных

Скоростной режим	$x_{\max}$	$x_{\min}$	R	$\bar{x}$	σ	D	$\sigma_0 = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$	$\mu = \alpha_{cm} \cdot \sigma_0$ ($P = 0,95$; $\alpha_{cm} = 2,09$)	$\delta\epsilon_{cr0}$
200 - 400	47,440	46,257	1,183	46,837	0,252	0,063	0,056	0,118	0,251
400 - 600	72,001	70,897	1,104	71,492	0,360	0,129	0,080	0,168	0,235
600 - 800	108,592	106,752	1,840	107,532	0,471	0,222	0,105	0,220	0,205

Грубые наблюдения (промахи) подлежат исключению из выборки. Проверим, не являются ли промахами крайние значения рассматриваемой выборки (таблица 4.16). Для этого воспользуемся критериями промахов при доверительной вероятности 0,95:

$$\beta_1 = \frac{x_{\max} - \bar{x}}{\sigma \cdot \sqrt{(n-1)/n}} \quad (4.11)$$

$$\beta_2 = \frac{\bar{x} - x_{\min}}{\sigma \cdot \sqrt{(n-1)/n}} \quad (4.12)$$

На основании таблицы 4.16 делаем вывод, что максимальные и минимальные значения угловых ускорений не являются грубыми промахами, поскольку меньше табличного значения 2,62.

Таблица 4.16 - Выявление грубых промахов в выборке

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
β_1	2,46	1,45	2,31
β_2	2,36	1,70	1,70
$\beta_{табл}$	2,62	2,62	2,62
x_{max}	47,440	72,001	108,592
x_{min}	46,257	70,897	106,752
$\bar{x}$	46,837	71,492	107,532
σ	0,252	0,360	0,471

Определим минимальное количество измерений согласно [40]:

$$N_{\min} = \frac{\kappa_{\epsilon}^2 \cdot t^2}{\Delta^2}, \quad (4.13)$$

где t – аргумент интегральной функции Лапласа ($t = 2$);

Δ - требуемая точность измерений.

Таблица 4.17 - Определение минимального количества измерений ϵ_0

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
σ	0,252	0,36	0,471
t	2	2	2
$\bar{x}$	46,837	71,492	107,532
Δ (при $\delta = 0,5\%$)	0,234	0,358	0,538
$N_{\min} = \frac{\sigma^2 \cdot t^2}{\Delta^2}$	4,632	4,057	3,070

Таким образом, на основании полученных данных таблицы 4.17 и на основании того, что при n более 5 коэффициент Стьюдента α_{cm} слабо зависит от n , принимаем количество параллельных опытов, равное 5.

В таблицах 4.18 и 4.19 приведены статистические оценки результатов измерения углового ускорения асинхронного цепного электропривода в сборе без эталонного тела при n , равном 5.

Таблица 4.18 - Средние значения угловых ускорений системы вращающихся масс без эталонного тела (ε_0), рад/с²

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
1	46,64739	71,27693	107,60476
2	46,78216	71,68201	107,47425
3	46,98271	71,41871	107,05210
4	46,95182	71,16589	107,51624
5	46,79978	71,57950	107,82113

Таблица 4.19 - Результаты статистической обработки измерений ε_0 при n , равном 5

Скоростной режим	$x_{\max}$	$x_{\min}$	R	$\bar{x}$	σ	D	$\sigma_0 = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$	$\mu = \alpha_{cm} \cdot \sigma_0$ ($P = 0,95$; $\alpha_{cm} = 2,09$)	$\delta\varepsilon_{\varepsilon_0}$
200 - 400	46,983	46,647	0,335	46,833	0,137	0,019	0,061	0,170	0,363
400 - 600	71,682	71,166	0,516	71,425	0,212	0,045	0,095	0,263	0,368

Продолжение таблицы 4.19

Скоростной режим	$x_{\max}$	$x_{\min}$	R	$\bar{x}$	σ	D	$\sigma_0 = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$	$\mu = \alpha_{cm} \cdot \sigma_0$ ($P = 0,95$; $\alpha_{cm} = 2,09$)	$\delta\epsilon_{сг0}$
600 - 800	107,821	107,052	0,769	107,494	0,281	0,079	0,126	0,349	0,325

Таблица 4.20 - Выявление грубых промахов в выборке

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
β_1	1,12	1,24	1,19
β_2	1,39	1,25	1,61
$\beta_{табл}$	1,87	1,87	1,87
$x_{\max}$	46,983	71,682	107,821
$x_{\min}$	46,647	71,166	107,052
$\bar{x}$	46,833	71,425	107,494
σ	0,137	0,212	0,281

На основании таблицы 4.20 делаем вывод, что максимальные и минимальные значения угловых ускорений не являются грубыми промахами.

В таблице 4.21 приведены полученные значения относительной погрешности измерения углового ускорения асинхронного цепного электропривода без эталонного тела.

Таблица 4.21 - Определение общей погрешности измерения ϵ_0

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
$\delta\epsilon_{изм}, \%$	-	-	-
$\delta\epsilon_{сг0}, \%$	0,363	0,368	0,325

Продолжение таблицы 4.21

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
$\delta\epsilon_0, \%$	0,363	0,368	0,325

В таблице 4.22 приведены результаты равноточных измерений углового ускорения системы вращающихся масс с телом с эталонным моментом инерции.

Таблица 4.22 - Средние значения угловых ускорений системы вращающихся масс с эталонным телом (ϵ_3), рад/с²

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
1	20,05463	31,61288	47,59021
2	20,08917	31,48819	47,78822
3	20,17822	31,58178	47,67821
4	20,19019	31,49171	47,60999
5	20,21351	31,70505	47,53292

В таблицах 4.23 и 4.24 приведены статистические оценки результатов измерения углового ускорения асинхронного цепного электропривода в сборе с эталонным телом при n , равном 5.

На основании таблицы 4.24 делаем вывод, что максимальные и минимальные значения угловых ускорений не являются грубыми промахами.

В таблице 4.25 приведены полученные значения относительной погрешности измерения углового ускорения асинхронного цепного электропривода с эталонным телом.

Таблица 4.23 - Результаты статистической обработки измерений ε_0 при n ,
равном 5

Скоростной режим	$x_{\max}$	$x_{\min}$	R	$\bar{x}$	σ	D	$\sigma_0 = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$	$\mu = \alpha_{cm} \cdot \sigma_0$ ($P = 0,95$; $\alpha_{cm} = 2,09$)	$\delta\varepsilon_{cr0}$
200 - 400	20,214	20,055	0,159	20,145	0,069	0,005	0,031	0,086	0,427
400 - 600	31,705	31,489	0,217	31,576	0,091	0,008	0,058	0,113	0,357
600 - 800	47,788	47,533	0,255	47,640	0,098	0,010	0,044	0,122	0,255

Таблица 4.24 - Выявление грубых промахов в выборке

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
β_1	1,03	1,45	1,55
β_2	1,34	0,98	1,12
$\beta_{табл}$	1,87	1,87	1,87
$x_{\max}$	20,214	31,705	47,788
$x_{\min}$	20,055	31,489	47,533
$\bar{x}$	20,145	31,576	47,64
σ	0,069	0,091	0,098

Таблица 4.25 - Определение общей погрешности измерения ε_0

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
$\delta\varepsilon_{изм}, \%$	-	-	-
$\delta\varepsilon_{слЭ}, \%$	0,427	0,357	0,255
$\delta\varepsilon_{э}, \%$	0,427	0,357	0,255

На основании полученных данных таблиц 4.21 и 4.25 определяем погрешность измерения момента инерции системы вращающихся масс с учетом потерь на трение с помощью динамического метода $\delta\left(J \cdot \frac{1}{\eta}\right)$ согласно (4.9). В таблице 4.26 приведены полученные значения.

Таблица 4.26 - Определение косвенной погрешности измерения момента инерции системы вращающихся масс

№ изм.	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
$\overline{\varepsilon_0}, \text{ рад/с}^2$	46,833	71,445	107,494
$\overline{\varepsilon_{э}}, \text{ рад/с}^2$	20,145	31,576	47,64
$\overline{J} \cdot \frac{1}{\eta} \times 10^{-4}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,1341	0,1407	0,1414
$J_{э}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$	0,177652	0,177652	0,177652
$\delta\varepsilon_0, \%$	0,363	0,368	0,325
$\delta\varepsilon_{э}, \%$	0,427	0,357	0,255
$\delta J_{э}, \%$	0,5	0,5	0,5
$\delta\left(J \cdot \frac{1}{\eta}\right), \%$	1,103	1,046	0,895

Таким образом, погрешность измерений момента инерции системы вращающихся масс с помощью динамического метода, определяемая косвенным путем, с учетом систематической и случайной погрешностей измерений угловых ускорений составила около 1,0 % при количестве измерений, равном 5.

4.5 Планирование экспериментов

На значение механических потерь в цепной передаче, как отмечалось ранее, оказывает воздействие большое количество параметров, влияние многих из которых на измеряемую величину (время разгона асинхронного цепного электропривода) теоретически определить затруднительно. Применение однофакторного эксперимента не позволит получить с определенной степенью достаточности полную информацию о степени влияния отдельного фактора на функцию отклика.

В силу вышеизложенного было принято решение в исследовании механической эффективности цепных передач применить многофакторный эксперимент с использованием метода математического планирования. Это позволит получить результаты при одновременном варьировании уровнями всех параметров, которые оказывают влияние на механическую эффективность цепных передач. Область определения параметров устанавливается из предварительного анализа степени влияния каждого из них. Получение интерполяционной формулы в выбранной области можно считать установлением закономерности изменения механической эффективности цепных передач, справедливой и вне условий эксперимента с определенными допущениями.

Механический коэффициент полезного действия может быть представлен некоторым полиномом, который используется при планировании многофакторного эксперимента, то есть закономерность механической эффективности цепных передач подчиняется уравнению регрессии:

$$\eta = b_0 x_0 + b_1 x_1 + \dots + b_i x_i + \dots + b_n x_n, \quad (4.14)$$

где $b_0 x_0$ – коэффициент полезного действия базовой передачи, значения факторов которой принадлежат нулевому уровню.

4.5.1 Факторы влияния

На основе теоретического исследования механической эффективности цепных передач в качестве факторов влияния были приняты следующие параметры: плоскопараллельное смещение звездочек (x_1), сила предварительно натяжения цепи (x_2), способ смазки (x_3), изменение шага цепи (x_4), межосевое расстояние (x_5).

Области определения параметров находятся из анализа степени влияния каждого из них (см. гл. 3). Число уровней каждого фактора было принято равным двум.

Из соображений уменьшения методической погрешности при выводе искомого уравнения регрессии было принято решение проводить эксперименты двумя сериями. В первой серии экспериментов фактор, который влияет на изменение инерционной массы исследуемой цепи (длина ведущей ветви цепи), остается на одном уровне. Вторая серия экспериментов исследует дополнительно влияние длины ведущей ветви цепи.

В качестве параметра оптимизации используется время разгона асинхронного цепного электропривода $t_{ЦЭП}$, с помощью которого определяется механический коэффициент полезного действия цепной передачи:

$$\eta(\omega) = \frac{t_1'' - t_{aэд}}{t_{ЦЭП} - t_{aэд}}, \quad (4.15)$$

где t_1'' – время, необходимое для разгона асинхронного цепного электропривода без учета потерь на трение в выбранном скоростном диапазоне (из таблицы 4.8), с;

$t_{ад}$ – времени, необходимое для разгона асинхронного электродвигателя, в выбранном скоростном диапазоне (из таблицы 4.8), с;

$t_{цэл}$ – время, необходимое для разгона асинхронного цепного электропривода с учетом потерь на трение в выбранном скоростном диапазоне, с.

В первой серии экспериментов критериями оценки механической эффективности цепной передачи являются $J_{цэл}(\omega)$ и $t_{цэл}$. Во второй серии экспериментов в качестве параметра оптимизации принимается коэффициент полезного действия цепной передачи.

Сокращение числа опытов во второй серии экспериментов достигалось благодаря использованию регулярных дробных реплик полнофакторного эксперимента [2].

В таблице 4.27 приведены факторы влияния, их уровни и кодированные значения для экспериментов.

Таблица 4.27 - Факторы влияния, их уровни и кодированные значения для экспериментов

Уровень кодированного фактора	Параметр				
	$\Delta b, \text{мм}$	$S_x, \text{Н}$	k_c	$\Delta t_u, \%$	$a, \text{см}$
-1	8	134,9	2	2,00	55
0	4	75,65	1,5	1,22	45
+1	0	16,4	1	0,44	35
$2x_i$	8	118,5	1	1,56	20

Область изменения фактора $2x_i$ выбрана на основе предварительного качественного и количественного анализа его влияния на параметр оптимизации.

Факторы, указанные в таблице 4.27, соответствуют основным требованиям, предъявляемым к ним в математическом планировании эксперимента: управляемость, то есть их можно стабилизировать на одном уровне; однозначность, то есть они не являются функцией других факторов; совместимость с другими факторами; независимость, то есть отсутствие линейной связи с другими факторами.

В таблице 4.27 при установлении области определения способа смазки k_c использованы условные уровни: $k_c = 1$ – картерная смазка; $k_c = 2$ – периодическая смазка (в эксперименте цепь предварительно эксплуатировалась в течение 24 часов при номинальной нагрузке).

4.5.2 Матрицы планирования экспериментов

Для реализации первой серии опытов было решено проведение полного факторного эксперимента, поскольку количество факторов влияния не велико, и требуется проведение $2^4 = 16$ экспериментов, каждый из которых включает 5 параллельных опытов.

Проведенный анализ работ дает основание говорить о возможном наличии следующих взаимодействий:

1. x_1x_2 – объясняется увеличением силы прижатия боковой поверхности зубьев звездочки к пластинам цепи при увеличении натяжения цепи при наличии смещения звездочек с одной плоскости;

2. x_2x_4 – увеличение натяжения цепи увеличивает силу трения зуба звездочки о втулку, а, следовательно, при увеличенном шаге цепи изменение момента инерции может сильнее проявиться при увеличении натяжения.

С учетом взаимодействий факторов влияния полином примет вид:

$$\eta = b_0 x_0 + b_1 x_1 + \dots + b_4 x_4 + b_{12} x_1 x_2 + b_{24} x_2 x_4. \quad (4.16)$$

В таблице 4.28 приведена матрица планирования экспериментов для первой серии опытов.

Таблица 4.28 - Матрица планирования экспериментов для первой серии опытов

Номер опыта	Фактор					Взаимодействие	
	η_{np}	Δb	S_x	k_c	Δt_y	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_y$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$
1	+	-	-	-	-	+	+
2	+	+	-	-	-	-	+
3	+	-	+	-	-	-	-
4	+	+	+	-	-	+	-
5	+	-	-	+	-	+	+
6	+	+	-	+	-	-	+
7	+	-	+	+	-	-	-
8	+	+	+	+	-	+	-
9	+	-	-	-	+	+	-
10	+	+	-	-	+	-	-
11	+	-	+	-	+	-	+
12	+	+	+	-	+	+	+
13	+	-	-	+	+	+	-
14	+	+	-	+	+	-	-
15	+	-	+	+	+	-	+
16	+	+	+	+	+	+	+

Матрицы планирования с результатами многофакторного эксперимента для первой серии опытов представлены в Приложении Б.

В таблицах 4.29 и 4.30 приведены полученные уравнения регрессии.

Таблица 4.29 - Уравнения регрессии для первой серии опытов при выборе в качестве параметра оптимизации $t_{цэп}$, с

Скоростной диапазон, об/мин	Уравнение регрессии, $t_{цэп}$, с
200 - 400	$t_{цэп} = 0,49215 - 0,01092 x_1 - 0,00799 x_2 - 0,02383 x_3 - 0,00439 x_4 + 0,000894 x_2 x_4 + 0,004141 x_1 x_2$
400 - 600	$t_{цэп} = 0,31940 - 0,00625 x_1 - 0,00364 x_2 - 0,01411 x_3 - 0,00280 x_4 + 0,00077 x_2 x_4 + 0,00068 x_1 x_2$
600 - 800	$t_{цэп} = 0,21296 - 0,00402 x_1 - 0,00257 x_2 - 0,00985 x_3 - 0,00216 x_4 + 0,00064 x_2 x_4 + 0,00039 x_1 x_2$

Таблица 4.30 - Уравнения регрессии для первой серии опытов при выборе в качестве параметра оптимизации $\eta_{цэп}$, %

Скоростной диапазон, об/мин	Уравнение регрессии, $\eta_{цэп}$, %
200 - 400	$\eta_{цэп} = 88,23 + 2,37 x_1 + 1,72 x_2 + 5,33 x_3 + 0,94 x_4 - 0,19 x_2 x_4 - 0,86 x_1 x_2$
400 - 600	$\eta_{цэп} = 86,83 + 2,05 x_1 + 1,18 x_2 + 4,76 x_3 + 0,90 x_4 - 0,24 x_2 x_4 - 0,22 x_1 x_2$
600 - 800	$\eta_{цэп} = 86,46 + 1,96 x_1 + 1,25 x_2 + 4,97 x_3 + 1,04 x_4 - 0,31 x_2 x_4 - 0,19 x_1 x_2$

Во второй серии экспериментов необходимо исследовать степень влияния на параметр оптимизации (коэффициент полезного действия) 5 факторов. Поскольку для полного эксперимента необходимо провести $2^5 = 32$ опыта, а с учетом 5 параллельных опытов общее количество измерений составляет 160, что достаточно трудоемко, то в связи с этим было принято решение провести дробный факторный эксперимент. В отличие от полного факторного

эксперимента использование дробных реплик не будет давать отдельных оценок коэффициентов уравнения регрессии. Таким образом, основные эффекты будут смешаны с эффектами взаимодействия факторов влияния. Сущность эффекта взаимодействия заключается в том, что влияние определенного фактора на механический коэффициент полезного действия цепной передачи будет различно при различных уровнях других факторов. Поскольку тройные взаимодействия обычно менее важны, чем парные [2], то было принято решение построить полуреплику и тем самым освободиться от эффектов парных взаимодействий, то есть линейные эффекты будут смешаны только с тройными взаимодействиями.

В качестве реплики была принята 1/2 часть полного факторного эксперимента, которая подразумевает проведение 16 опытов вместо 32. Таким образом, мы используем дробную реплику 2^{5-1} . Задаем генерирующие соотношения для фактора x_5 :

$$x_5 = x_1 x_2 x_3 x_4.$$

Проведенный анализ работ дает основание говорить о возможном наличии следующих взаимодействий

1. $x_1 x_2$ – объясняется увеличением силы прижатия боковой поверхности зубьев звездочки к пластинам цепи при увеличении натяжения цепи при наличии смещения звездочек с одной плоскости;

2. $x_2 x_4$ – увеличение натяжения цепи увеличивает силу трения зуба звездочки о втулку, а, следовательно, при увеличенном шаге цепи изменение момента инерции может сильнее проявиться при увеличении натяжения;

3. $x_1 x_5$ – увеличение межосевого расстояния уменьшает влияние смещения звездочки с одной плоскости, поскольку уменьшается угол давления силы прижатия боковой поверхности пластины звена цепи к зубу звездочки.

С учетом взаимодействий факторов влияния полином примет вид:

$$\eta = b_0 x_0 + b_1 x_1 + \dots + b_5 x_5 + b_{12} x_1 x_2 + b_{24} x_2 x_4 + b_{15} x_1 x_5. \quad (4.17)$$

Найдем определяющий контраст дробной реплики:

$$1 = x_1 x_2 x_3 x_4 x_5.$$

Умножая поочередно x_i на все члены обобщающего определяющего контраста, получаем оценки соответствующих факторов, смешанные с взаимодействиями третьего порядка. Таким образом, парные взаимодействия, которые смешиваются с линейными эффектами, отсутствуют.

Матрица планирования полуреплики представлена в таблице 4.31.

Таблица 4.31 - Матрица планирования экспериментов для второй серии опытов

Номер опыта	Фактор						Взаимодействие		
	η_{nn}	Δb	S_x	k_c	Δt_y	a	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_y$	$\Delta b a$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	$x_1 x_5$
1	+	-	-	-	-	+	+	+	-
2	+	+	-	-	-	-	-	+	-
3	+	-	+	-	-	-	-	-	+
4	+	+	+	-	-	+	+	-	+
5	+	-	-	+	-	-	+	+	+
6	+	+	-	+	-	+	-	+	+
7	+	-	+	+	-	+	-	-	-
8	+	+	+	+	-	-	+	-	-
9	+	-	-	-	+	-	+	-	+
10	+	+	-	-	+	+	-	-	+
11	+	-	+	-	+	+	-	+	-
12	+	+	+	-	+	-	+	+	-
13	+	-	-	+	+	+	+	-	-
14	+	+	-	+	+	-	-	-	-

Продолжение таблицы 4.31

Номер опыта	Фактор						Взаимодействие		
	η_{nn}	Δb	S_x	k_c	Δt_y	a	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_y$	$\Delta b a$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	$x_1 x_5$
15	+	-	+	+	+	-	-	+	+
16	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Матрицы планирования с результатами многофакторного эксперимента для второй серии опытов представлены в Приложении Б.

В таблице 4.32 приведены полученные уравнения регрессии.

Таблица 4.32 - Уравнения регрессии для второй серии опытов при выборе в качестве параметра оптимизации $\eta_{цэп}$, %

Скоростной диапазон, об/мин	Уравнение регрессии, $\eta_{цэп}$, %
200 – 400	$\eta_{цэп} = 87,92 + 1,86 x_1 + 1,55 x_2 + 5,12 x_3 + 0,98 x_4 + 0,43 x_5 - 0,73 x_1 x_2 - 0,25 x_2 x_4 + 0,49 x_1 x_5$
400 – 600	$\eta_{цэп} = 85,85 + 1,49 x_1 + 1,11 x_2 + 4,63 x_3 + 0,86 x_4 + 0,99 x_5 - 0,24 x_1 x_2 - 0,31 x_2 x_4 + 0,50 x_1 x_5$
600 – 800	$\eta_{цэп} = 85,14 + 1,52 x_1 + 1,17 x_2 + 4,86 x_3 + 1,01 x_4 + 1,25 x_5 - 0,16 x_1 x_2 - 0,30 x_2 x_4 + 0,45 x_1 x_5$

4.5.3 Обработка результатов эксперимента

В основу обработки результатов эксперимента легли регрессионный анализ, включающий метод наименьших квадратов, и статистическая обработка данных.

Методы планирования и обработки результатов экспериментов получили широкое распространение и достаточно опробованы. Поэтому коротко отметим основные пункты, которые были выполнены при обработке опытов.

Результаты многофакторного эксперимента обрабатывались методами, разработанными для получения математических моделей с целью описания исследуемого процесса.

Согласно [40] проводим обработку результатов экспериментов в следующей последовательности:

1. Находим дисперсии в каждой строке матрицы:

$$s^2 = \frac{\sum_1^n (y_q - \bar{y})^2}{n-1}, \quad (4.18)$$

где y_q – результат отдельного опыта;

$\bar{y}$ – среднее значение параметра оптимизации;

n – количество повторных наблюдений (равное для каждой строки).

2. Определяем однородность дисперсий с помощью критерия Кохрена:

$$G = \frac{s_{\max}^2}{\sum_1^N s_i^2}, \quad (4.19)$$

где $s_{\max}^2$ – максимальное значение дисперсии в матрице;

N – число опытов в матрице.

3. В случае однородности дисперсий проводим оценку дисперсии воспроизводимости:

$$s_{\{y\}}^2 = \frac{\sum_1^N \sum_1^n (y_{iq} - \bar{y}_i)^2}{N(n-1)}, \quad (4.20)$$

где y_{iq} – результат отдельного опыта в i -той строке матрицы;
 $\bar{y}_i$ – среднее значение параметра оптимизации i -той строки матрицы.

4. Находим коэффициенты уравнений регрессии:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{y}_i x_{ji}}{N}, \quad (4.21)$$

$$b_{uj} = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{y}_i x_{ui} x_{ji}}{N}, \quad (4.22)$$

где j и u – номера факторов x .

5. Проверяем адекватность модели, то есть ее пригодность, с помощью критерия Фишера:

$$s_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (\bar{y}_i - y')^2}{f}, \quad (4.23)$$

$$f = N - (k + 1), \quad (4.24)$$

$$F = \frac{s_{ad}^2}{s_{\{y\}}^2}, \quad (4.25)$$

где s_{ad}^2 - дисперсия адекватности;

y' - значение параметра оптимизации, рассчитанное по уравнению регрессии;

f – число степеней свободы;

k – количество коэффициентов в уравнении регрессии.

6. Проверяем значимость коэффициентов уравнений регрессии:

$$s_{\{b_j\}}^2 = \frac{s_{\{y\}}^2}{N}, \quad (4.26)$$

$$\Delta b_j = \pm t s_{\{b_j\}}, \quad (4.27)$$

где t – коэффициент Стьюдента.

Результаты многофакторного эксперимента и обработка полученных данных представлены в Приложении В.

В таблице 4.33 приведены значения дисперсий каждого опыта и критерии Кохрена. Поскольку найденные величины G-критерия не превышают табличного значения, гипотезу об однородности дисперсий следует принять.

Таблица 4.33 - Экспериментальные значения дисперсий s^2

Номер опыта	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
1	0,0000128	0,0000036	0,0000011
2	0,0000088	0,0000029	0,0000016
3	0,0000127	0,0000024	0,0000014
4	0,0000158	0,0000022	0,0000020
5	0,0000106	0,0000015	0,0000018
6	0,0000100	0,0000033	0,0000013
7	0,0000121	0,0000014	0,0000014
8	0,0000114	0,0000029	0,0000011
9	0,0000151	0,0000045	0,0000011
10	0,0000152	0,0000019	0,0000016
11	0,0000127	0,0000027	0,0000026
12	0,0000105	0,0000038	0,0000028

Продолжение таблицы 4.33

Номер опыта	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
13	0,0000097	0,0000012	0,0000009
14	0,0000108	0,0000015	0,0000014
15	0,0000108	0,0000025	0,0000015
16	0,0000087	0,0000014	0,0000008
Однородность дисперсий по Кохрену	$0,0841339 < 0,19$	$0,1130308 < 0,19$	$0,1133605 < 0,19$

Полученные коэффициенты регрессии проверялись на значимость. В таблице 4.34 приведены полученные результаты.

Таблица 4.34 - Оценка коэффициентов регрессии и дисперсий в их определении

Величина	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
b_0	0,4922000	0,319396	0,212963
b_1	-0,0109000	-0,00625	-0,00402
b_2	-0,0080000	-0,00364	-0,00257
b_3	-0,0238000	-0,01411	-0,00985
b_4	-0,0044000	-0,0028	-0,00216
$b_1 b_2$	0,0041000	0,000684	0,000393
$b_2 b_4$	0,0009000	0,000764	0,000641
$s_{\{y\}}^2$	0,00001173241	0,00000247436	0,00000152627
$s_{\{b_j\}}^2$	0,000000733	0,000000155	0,000000095
$s_{\{b_j\}}$	0,0008563	0,0003933	0,0003089

Продолжение таблицы 4.34

Величина	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
f	5-1=4	5-1=4	5-1=4
t	2,776	2,776	2,776
Δb_j	0,0023771	0,0010917	0,0008574
<i>Вывод</i>	Все коэффициенты значимы кроме взаимодействия b_2b_4	Все коэффициенты значимы кроме взаимодействий b_1b_2 и b_2b_4	Все коэффициенты значимы кроме взаимодействий b_1b_2 и b_2b_4

В таблице 4.35 приведены результаты проверки уравнения регрессии на адекватность с помощью критерия Фишера.

Таблица 4.35

Проверка адекватности уравнения регрессии

Величина	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
$\sum_{i=1}^N \Delta y^2$	0,0002974	0,0000547	0,0000380
f_1	11	11	11
f_2	64	64	64
Дисперсия адекватности s_{ad}^2	0,00002703845	0,00000497344	0,00000345436
Дисперсия воспроизводимости $s_{\{y\}}^2$	0,00001173241	0,00000247436	0,00000152627
F	2,3045951	2,0099963	2,2632743
$F_{табл}$	2,40	2,40	2,40

Согласно данным таблицы 4.35 можно заключить что полученные уравнения регрессии являются адекватными, поскольку рассчитанный критерий Фишера F меньше табличного значения $F_{табл}$.

4.5.4 Анализ уравнений регрессии

На рисунках 4.10 – 4.13 представлены графики по результатам первой и второй серии экспериментов, характеризующие степени влияния исследуемых факторов на механический коэффициент полезного действия цепных передач с двухрядной втулочной цепью.

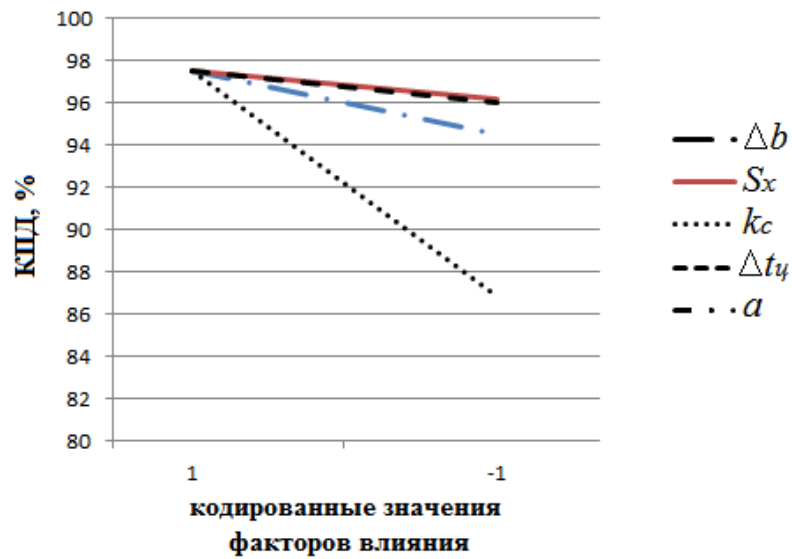
Анализируя представленные графики и уравнения регрессии, можно оценить роль каждого фактора влияния в исследуемых скоростных диапазонах по значимости его отличия от нуля.

Согласно полученным уравнениям регрессии механические потери цепной передачи, оцениваемые величиной механического коэффициента полезного действия, моментом инерции системы вращающихся масс с учетом потерь и временем разгона асинхронного цепного электропривода, возрастают с увеличением скоростного диапазона, что связано с увеличением динамических нагрузок, которые находятся в квадратичном отношении с угловой скоростью.

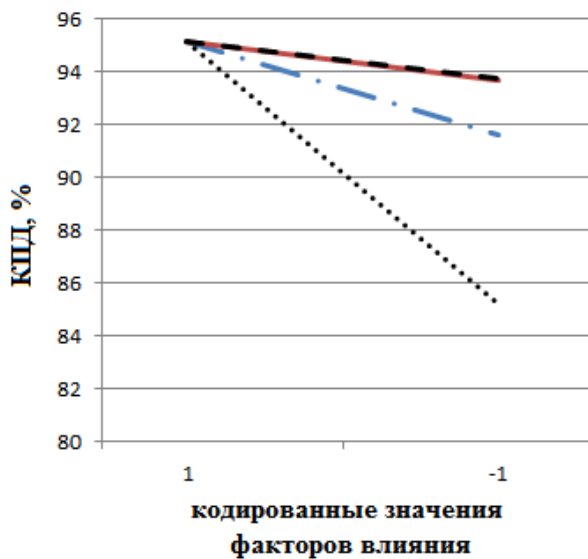
Как и предполагалось, наибольшее влияние на значение коэффициента полезного действия оказывает способ смазки цепи k_c (величина, зависящая от коэффициента трения). При этом коэффициент значимости его влияния на механическую эффективность цепной передачи с изменением скорости изменяется незначительно. Увеличение количества смазки (переход на картерную смазку) резко снижает уровень механических потерь в цепной передаче.

Вторым по степени влияния выступает такой фактор, как плоскопараллельное смещение звездочек Δb , что также подтверждает теоретические расчеты. При

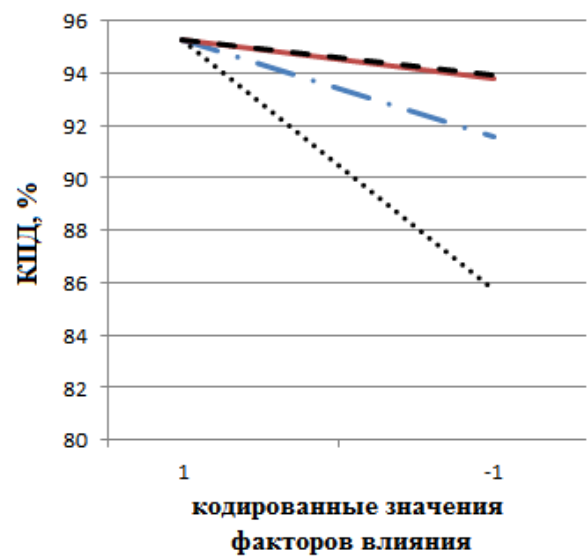
этом следует отметить, что степень влияния данного фактора имеет незначительные отклонения на всех скоростных диапазонах.



а)



б)



в)

Рисунок 4.10 – Графики первой серии экспериментов, характеризующие степени влияния исследуемых параметров в различных скоростных диапазонах: а) 200-400 об/мин; б) 400-600 об/мин; в) 600-800 об/мин.

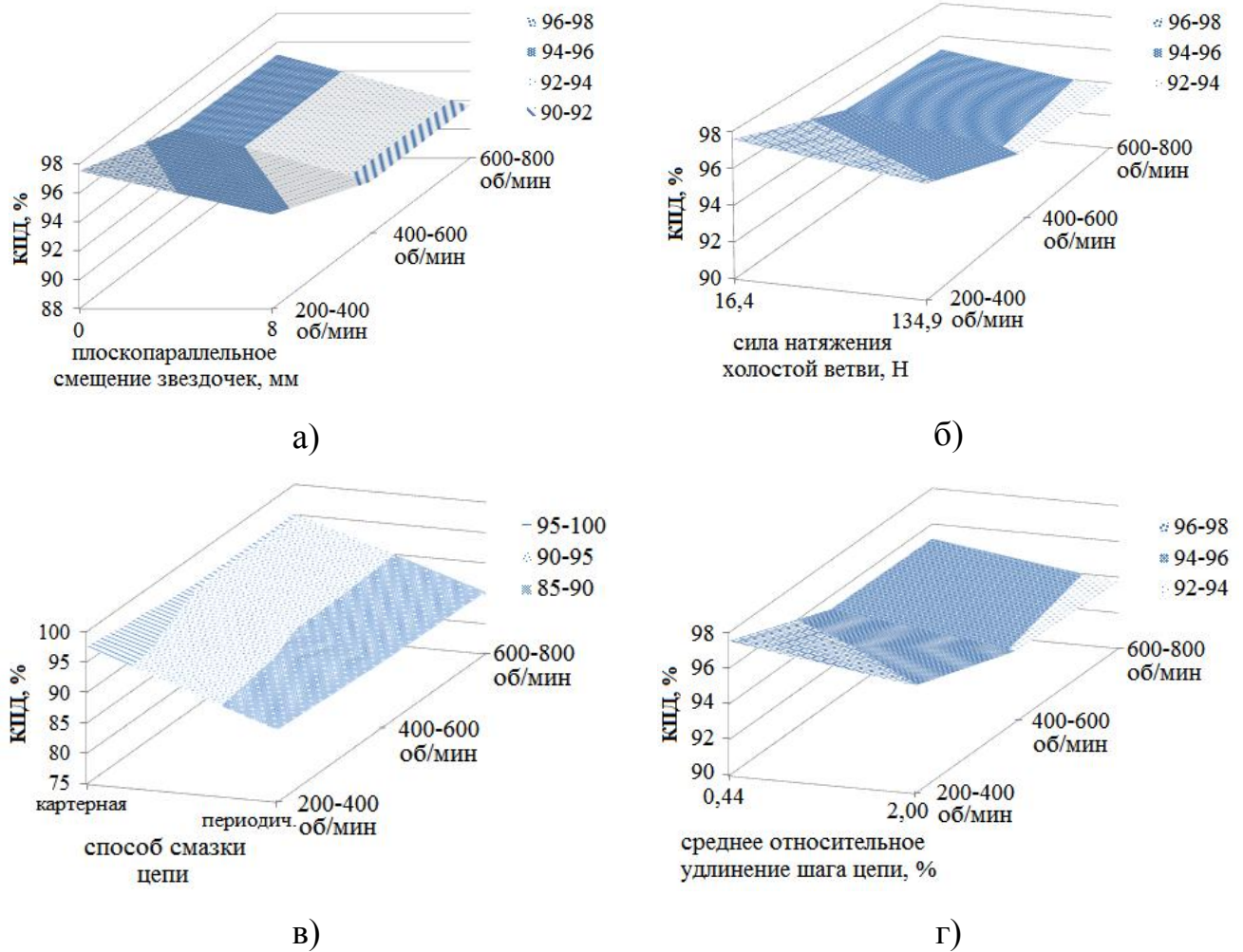
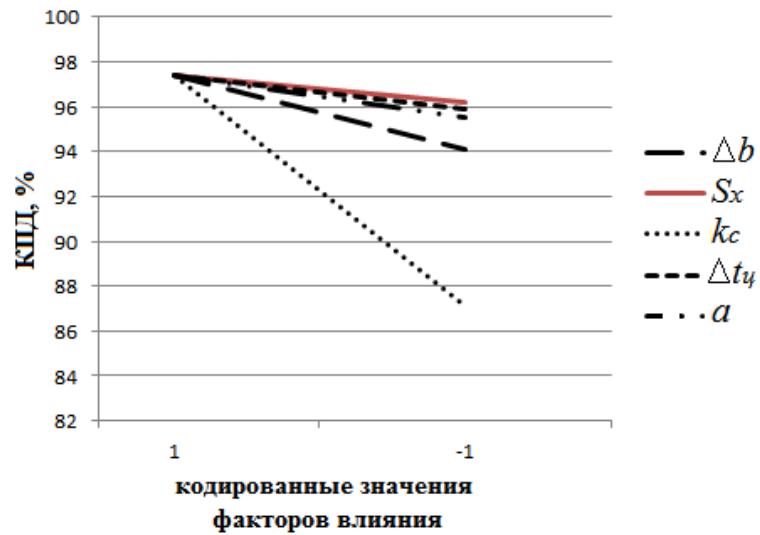
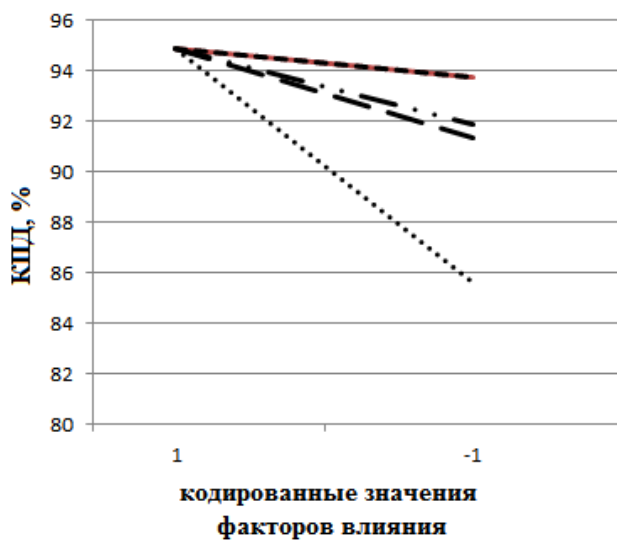


Рисунок 4.11 – Диаграммы первой серии экспериментов, характеризующие степени влияния исследуемых параметров в различных скоростных диапазонах:

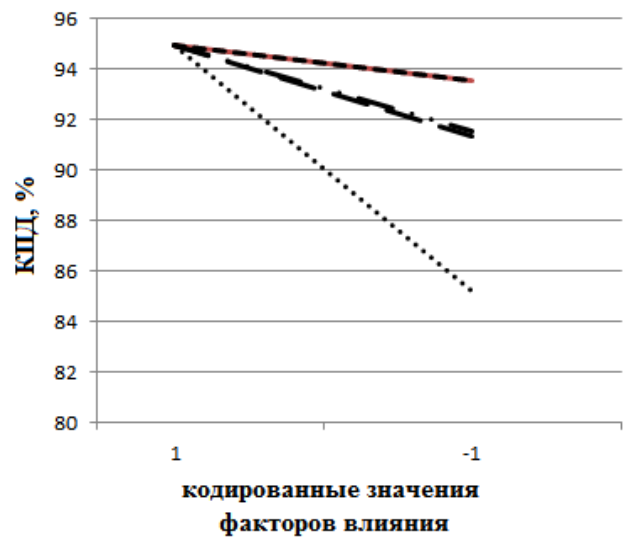
- а) зависимость механического КПД исследуемой цепной передачи от S_x ;
- б) зависимость механического КПД исследуемой цепной передачи от k_c ;
- в) зависимость механического КПД исследуемой цепной передачи от Δt_u ;
- г) зависимость механического КПД от Δb .



а)



в)



б)

Рисунок 4.12 – Графики второй серии экспериментов, характеризующие степени влияния исследуемых параметров в различных скоростных диапазонах: а) 200-400 об/мин; б) 400-600 об/мин; в) 600-800 об/мин.

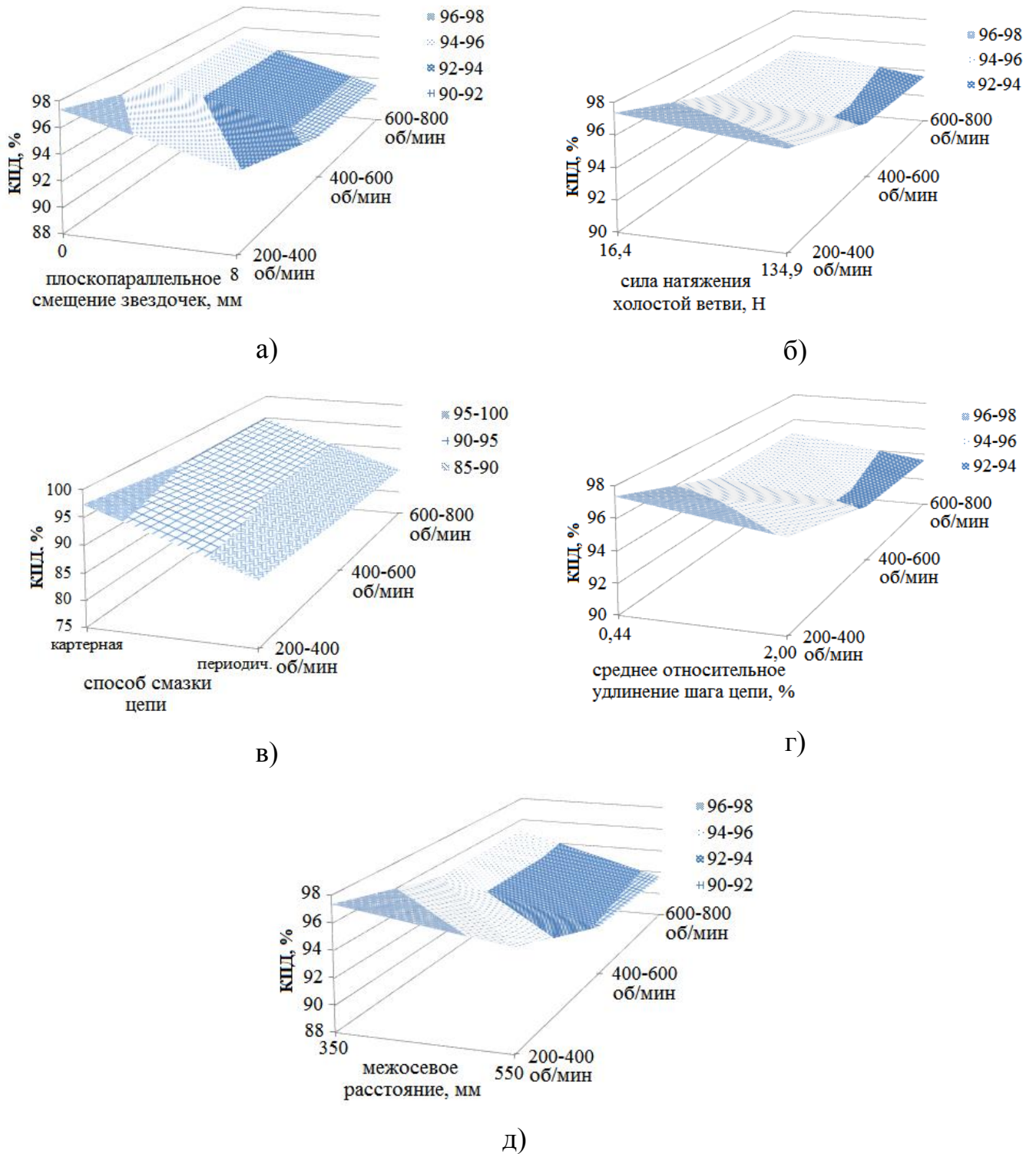


Рисунок 4.13 – Диаграммы второй серии экспериментов, характеризующие степени влияния исследуемых параметров в различных скоростных диапазонах: а) зависимость механического КПД цепной передачи от S_x ; б) зависимость механического КПД цепной передачи от k_c ; в) зависимость механического КПД цепной передачи от Δt_u ; г) зависимость механического КПД цепной передачи от Δb ; д) зависимость механического КПД цепной передачи от a .

Следует отметить, что при небольших скоростях влияние межосевого расстояния носит несущественный характер, но значительно увеличивается степень его влияния на параметр оптимизации (почти в 3 раза) при увеличении скоростного диапазона. Это может быть связано с увеличением колебаний холостой ветви цепной передачи, что вызывает дополнительные динамические нагрузки на ведущей звездочке.

Наименьшую степень влияния на параметр оптимизации оказали такие факторы, как сила предварительного натяжения цепи S_x и увеличение шага цепи $\Delta t_{\text{ц}}$. Эти факторы находятся приблизительно на одном уровне по степени влияния при скоростных диапазонах более 400 оборотов в минуту и почти в два раза меньше влияния Δb и a . Нельзя объяснить малый эффект влияния изменения шага цепи узостью интервала варьирования, поскольку в исследуемой передаче он достиг предельных рекомендуемых для эксплуатации значений.

Поэтому можно заключить, что обнаружение изменения шага цепи $\Delta t_{\text{ц}}$ с помощью разработанного метода контроля при оценке технического состояния цепной передачи представляется проблематичной задачей, поскольку степень влияния этого фактора на механический коэффициент полезного действия цепной передачи незначительно превышает случайную погрешность измерения ускорения асинхронного цепного электропривода.

Анализ коэффициентов уравнений регрессии взаимодействий показывает, что они относительно невелики, но имеют место, особенно сказывается влияние межосевого расстояния и величины предварительного натяжения ведомой ветви на потери при плоскопараллельном смещении звездочек.

Полученные уравнения регрессии в первой и второй серии экспериментов показывают схожие значения коэффициентов значимости влияния отдельных факторов на механический коэффициент полезного действия цепных передач с двухрядной приводной втулочной цепью. Поэтому можно сделать вывод, что полученные регрессионные зависимости дают наглядное представление о степени влияния факторов на механический коэффициент полезного действия цепной передачи.

Результаты экспериментального исследования механической эффективности цепных передач с достаточной степенью сходимости согласуются с результатами их теоретического исследования, что дает основание утверждать о достоверности результатов, получаемых с помощью разработанного динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач.

4.6 Выводы

1. Изготовленный испытательный стенд и аппаратно-программный комплекс показали практическую применимость разработанного динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач.

2. С помощью разработанного динамического метода, аппаратно-программного комплекса и методики определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи найдены моменты инерции асинхронного цепного электропривода в сборе и его элементов вращения с учетом механических и добавочных потерь. Эта информация составила необходимый минимум данных, которые позволяют определять механический коэффициент полезного действия цепной передачи. При исправном состоянии цепи и достаточном количестве и качестве смазочного материала среднее значение механического коэффициента полезного действия цепной передачи без учета потерь в опорах асинхронного цепного электропривода, составил от 95,2 % до 97,5 % в зависимости от скоростного диапазона.

3. В ходе экспериментальных исследований доказана достоверность измерений, получаемых с помощью динамического метода контроля. Получена удовлетворительная сходимость средних значений крутящего момента на

ведущем валу цепного электропривода, полученных с помощью датчиков крутящего момента М40-100, и средних значений крутящего момента, полученных с помощью разработанного динамического метода. Максимальная относительная погрешность δ наблюдается при значениях крутящего момента менее 7 Н·м и составляет 2,0 %. При возрастании угловой скорости относительная погрешность снижается, среднее значение которой в выбранном моментном диапазоне составляет около 1,0 %.

4. При сравнении значений момента инерции эталонного тела получена удовлетворительная сходимость результатов, полученных динамическим методом и расчетным путем, с относительной погрешностью, не превышающей 0,8 %.

5. Статистическая обработка результатов измерений момента инерции с учетом потерь асинхронного цепного электропривода показала, что удовлетворительные значения относительной погрешности при применении разработанного динамического метода достигаются при значениях момента инерции эталонного тела, соизмеримых с моментом инерции асинхронного цепного электропривода в сборе. При этом значения относительной погрешности составили 0,9 – 1,1 %.

6. Проверка адекватности регрессионных зависимостей подтвердила основные теоретические предпосылки и допущения, использованные при построении аналитических зависимостей для механических характеристик цепных передач как функций технических характеристик и особенностей конструкции этих передач. Подтверждается и принципиальная возможность использования принятой методики измерения механического коэффициента полезного действия цепной передачи.

7. Согласно полученным уравнениям регрессии при эксплуатации цепных передач с двухрядной приводной втулочной цепью особое внимание необходимо уделять количеству и качеству смазочного материала, степень влияния которых на механическую эффективность цепной передачи превышает в несколько раз степень влияния других рассмотренных факторов на всех скоростных диапазонах.

8. При увеличении скоростного диапазона увеличивается влияние на механический коэффициент полезного действия межосевого расстояния, что связано с увеличением уровня колебаний холостой ветви, и, как следствие, дополнительных динамических нагрузок в цепи.

9. Обнаружение изменения шага цепи Δt_u с помощью разработанного метода контроля при оценке технического состояния цепной передачи представляется проблематичной задачей, поскольку степень влияния этого фактора на механический коэффициент полезного действия цепной передачи незначительно превышает случайную погрешность измерения углового ускорения асинхронного цепного электропривода.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования и анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

1. Проведенный анализ существующего уровня развития методов контроля цепных передач показал, что существующие методы контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи обладают рядом недостатков (необходимость тарировки измерительных органов, подверженность влиянию температурных условий, сложность определения механического коэффициента полезного действия без учета потерь в подшипниковых узлах цепной передачи и др.) и не могут в полной мере отвечать требованиям современного машиностроения.

2. Впервые предложенные метод и методика контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач в качестве критерия механической эффективности цепной передачи используют момент инерции асинхронного цепного электропривода с учетом потерь и время его разгона в выбранных скоростных диапазонах. В настоящей работе предлагается проводить

контроль эффективности цепной передачи с помощью времени разгона, поскольку это позволит в значительной мере увеличить точность контроля по сравнению с существующими методами вследствие отсутствия косвенности измерений и необходимости тарировки измерительных органов.

3. Предлагаемый метод контроля предполагает использование дополнительной инерционной массы на ведомом валу асинхронного цепного электропривода для создания необходимого усилия в цепи, что избавляет от необходимости использования нагрузочного устройства.

4. Разработанный динамический метод контроля решает проблему определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи без учета потерь в ее подшипниковых узлах.

5. Впервые спроектированный аппаратно-программный комплекс позволяет проводить контроль механического коэффициента полезного действия цепных передач и выявлять исследуемые зависимости в широком диапазоне скоростей и с более высокими частотными характеристиками, чем при применении существующих методов.

6. Проведенные теоретические расчеты влияния параметров цепной передачи с приводной втулочной цепью на ее механическую эффективность показали, что основным фактором, в наибольшей степени воздействующим на механические потери, является коэффициент трения между движущимися элементами цепной передачи, который почти в два раза превышает степень влияния плоскопараллельного смещения звездочек при интервале варьирования последнего выше предельно рекомендуемого.

7. Результаты проведенных экспериментов показывают, что значения крутящего момента, получаемые динамическим методом контроля, незначительно отличаются от значений крутящего момента, получаемых с помощью датчиков крутящего момента (максимальное отклонение составляет 2,0% при крутящем моменте менее 7 Н·м и угловой скорости менее 200 рад/с). Сходимость результатов, полученных динамическим методом и расчетным путем при определении момента инерции добавочного диска, варьируется в пределах 1,0%.

8. Полученные механические характеристики асинхронного электродвигателя при различных значениях моментов инерции нагрузочных маховых дисков, расположенных на ведомом валу, совпадают на всем скоростном диапазоне с максимальным относительным отклонением 1,3%, что является подтверждением достоверности результатов, получаемых с помощью динамического метода.

9. Впервые полученные уравнения регрессии, оценивающие степень влияния параметров цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью на ее механическую эффективность, согласуются с результатами теоретических расчетов и показывают, что наибольшее влияние на значение механического коэффициента полезного действия оказывает способ смазки цепи k_c (количество смазки в сопряжениях цепной передачи). Вторым по степени влияния выступает такой фактор, как плоскопараллельное смещение звездочек Δb , что также подтверждает теоретические результаты. При увеличении скоростного диапазона до 600 - 800 оборотов в минуту степень влияния межосевого расстояния приближается к значению степени влияния плоскопараллельного смещения звездочек.

10. Обнаружение изменения шага цепи Δt_u с помощью разработанного метода контроля при оценке технического состояния цепной передачи представляется проблематичной задачей, поскольку степень влияния данного фактора на механический коэффициент полезного действия цепной передачи незначительно превышает случайную погрешность измерения ускорения асинхронного цепного электропривода.

СПИСОК ТЕРМИНОВ

Момент инерции системы вращающихся масс с учетом потерь - произведение приведенного к выбранной оси вращения момента инерции исследуемой системы вращающихся масс, включающей все ее тела вращения, и величины, обратной коэффициенту полезного действия данной системы вращающихся масс, который учитывает ее механические потери и добавочные потери в асинхронном электродвигателе, если последние имеют место.

Коэффициент полезного действия системы вращающихся масс с учетом механических и добавочных потерь – коэффициент полезного действия, учитывающий механические потери в сопряжениях системы вращающихся масс и добавочные потери в асинхронном электродвигателе (все виды трудно учитываемых потерь, вызванных действием высших гармоник МДС, пульсацией магнитной индукции и другими причинами), которые оказывают противодействие движению данной системы вращающихся масс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов, Б.М. Колебания шарнирных механизмов / Б.М. Абрамов. - Харьков: «Вища школа», 1977. - 168 с.
2. Адлер, Ю.П. Введение в планирование эксперимента / Ю.П. Адлер. - М.: Металлургия, 1969. - 159 с.
3. Архипцев, Ю. Ф. Асинхронные электродвигатели / Ю. Ф. Архипцев. - М.: Энергоатомиздат, 1986. – 104 с.
4. Баршай, Ю.С. Исследование работы цепного привода распределительного вала судового малооборотного двухтактного дизеля: дис... канд. техн. наук: 05.08.05 / Ю.С. Баршай. - Л., 1968. – 166 с.
5. Безбородов, Ю.Н. Динамический метод и средство контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач / Ю.Н. Безбородов, К.Э. Козлов, А.В. Егоров // Контроль. Диагностика. - 2015. - №8. – С. 58-65.
6. Бережной, С.Б. Стендовые испытания цепных передач / С.Б. Бережной, А.В. Пунтус, С.А. Метильков // Горная электромеханика и автоматика: Научн.-техн. сб. // Национальная горная академия Украины. - Днепропетровск, 1999. - С. 285-290.
7. Верпаховский, Ю.С. Исследование влияния динамических нагрузок на усталостную прочность приводных роликовых цепей: дисс... канд. техн. наук / Ю.С. Верпаховский. - Ижевск, 1973.
8. Воробьев, Н.В. Цепные передачи, 4-е. изд. / Н.В. Воробьев - М.: Машиностроение, 1968. - 252 с.
9. Гайдышев, И. Анализ и обработка данных: специальный справочник / И. Гайдышев. - СПб.: Питер, 2001. - 752 с.
10. Гернет, М.М. Определение моментов инерции / М.М. Гернет, В.Ф. Ратобыльский. - М.: Машиностроение, 1969. - 248 с.

11. Глущенко, И.П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями / И.П. Глущенко. - Львов, 1964. - 228 с.
12. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учебн. пособие для вузов / В.Е. Гмурман. - М.: Высш.шк., 1972. - 386 с.
13. Говорухин В., Цибулин В. Компьютер в математическом исследовании. Учебный курс / В. Говорухин, В. Цибулин. - СПб.: Питер, 2001. - 624 с.
14. ГОСТ 11828-86 Машины электрические вращающиеся. Общие методы испытаний. Введ. 1987-01-07. М. : Изд-во стандартов, 1986. 31 с.
15. ГОСТ 27.002 89 Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. - М.: Изд-во стандартов, 1990. - 37 с.
16. ГОСТ 13568-97 (ИСО 606 - 94) Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. - Мн.: Изд-во стандартов, 2000. – 22 с.
17. Готовцев, А.А. Проектирование цепных передач. Справочник / А.А. Готовцев, И.П. Котенок. - М.: Машиностроение, 1982. - 336 с.
18. Грыженков, В.М. Неравномерность движения однорядных и параллельно-рядовых цепных передач / В.М. Грыженков, В.М. Кислов, В.Л. Попов // Повышение эффективности применения, качества изготовления и долговечности цепных передач: сб. науч. тр. – М., ВНИИПТУГЛЕМАШ, 1979. – С. 91-98.
19. Драган, А.В. Диагностика зубчатых передач и механизмов по кинематическим параметрам / А.В. Драган // Вестник Брест. гос. техн. ун-та. – 2001. - №4. – С. 2-6.
20. Динамика механизмов / А.А. Головин, Ю.В. Костиков, А.Б. Красовский и др.; под. ред. А.А. Головина. - М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. - 192 с.
21. Дубров, А.М. Последовательный анализ в статистической обработке информации / А.М. Дубров. - М.: Статистика, 1976. - 160 с.
22. Дубиняк, С.А. Исследование изменения кинематических и динамических характеристик цепной передачи в процессе ее эксплуатации: дисс... канд. техн. наук / С.А. Дубиняк. — Львов, 1968.

23. Егоров, А.В. Определение коэффициента полезного действия асинхронных электрических машин с помощью эталонного момента инерции / А.В. Егоров, К.Э. Козлов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2010. - Том 12 (33) №1(2). - С 349-352.

24. Егоров, А.В. Инерционный метод контроля качества цепных передач / А.В. Егоров, К.Э. Козлов, В.Н. Белогусев // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета, Краснодар. – 2013. - №88(04).

25. Егоров, А.В. Инерционный метод оценки влияния качества смазочного материала на энергетическую эффективность цепных передач / А.В. Егоров, К.Э. Козлов // Наука и образование: электронное научно-техническое издание - М. – 2013. - №6. DOI: 10.7463/0613.0577582

26. Егоров, А.В. Инерционный метод оценки мощности механических потерь в ременных и цепных передачах / А.В. Егоров, К.Э. Козлов // Материалы международной молодежная научная конференция по естественнонаучным и техническим дисциплинам «Научному прогрессу — творчество молодых» - Йошкар-Ола: Поволжский Государственный технологический университет, 2012. - С. 26-32.

27. Егоров, А.В. Инерционный метод оценки энергетической эффективности асинхронного цепного электропривода / А.В. Егоров, К.Э. Козлов // Вестник Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова, Ижевск. - 2013. - № 2. - С. 2225 : ил.

28. Егоров, А.В. Оценка энергоэффективности работы ременных и цепных передач на основе инерционного метода / А.В. Егоров, К.Э. Козлов // Материалы VI международной научно-практической конференции «Техник и технология: новые перспективы развития» - М.: Издательство «Спутник+», 2012 – с. 49

29. Егоров, А.В. Способ определения момента инерции ременных и цепных передач: пат. 2507492 Рос. Федерация: МПК⁷ G 01 M 1/10 / Егоров А.В., Козлов К.Э.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Поволжский государственный

технологический университет». - 2012107764/28; заявл. 29.02.2012; опубл. 20.02.2014. Бюл. №5

30. Егоров, А.В. Способы определения неисправностей ременных и цепных передач. Инерционный метод оценки мощности механических потерь в ременных и цепных передачах / А.В. Егоров, К.Э. Козлов // Материалы IX международной заочной научно-практической конференции «Технические науки – от теории к практике» - Новосибирск: Изд. «Сибирская ассоциация консультантов», 2012 – С. 51-57.

31. Жуков, К.П. Экспериментальное исследование параметров гибкой связи (ремня, цепи) работающей передачи / К.П. Жуков, А.А. Норовский // Волновые и цепные передачи: сб. науч. тр. – М.: Станкин, 1967. – С. 298-301.

32. Иванов, А.Д. Влияние перекоса осей валов на искажения цепного контура и нагрузочную способность цепной передачи / А.Д. Иванов, Ю.И. Бойко // Цепные передачи и приводы: сб. науч. тр. – Краснодар: КПИ, 1984. – С. 62-67.

33. Иванов, М.Н. Детали машин: учебн. для машиностр. спец. вузов 7-е изд., перераб. и доп. / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. - М.: Высш. шк., 2002. - 408 с.

34. Измерения, контроль, испытания и диагностика. / Ключев В.В., Соснин Ф.Р., Филинов В.Н. - М.: Машиностроение. В 40 томах. Том III – 7, 2005. - 484 с.

35. Иориш, Ю.И. Виброметрия, измерение вибрации и ударов. Общая теория, методы и приборы / Ю.И. Иориш. - М.: Машиностроение, 1963. - 772 с.

36. Кацман, М.М. Лабораторные работы по электрическим машинам и электроприводу: учеб. для электротехнических специальностей техникумов / М.М. Кацман. - М.: Академия, 2004. - 252 с.

37. Кацман, М.М. Электрические машины / М.М. Кацман. – М: Высш. шк., 2001. – 463 с.: ил.

38. Козлов, К.Э. Анализ существующих методов и средств диагностики ременных и цепных передач / К.Э. Козлов // Материалы международной молодежной научной конференции по естественнонаучным и техническим дисциплинам «Научному прогрессу — творчество молодых». - Йошкар-Ола: Поволжский Государственный технологический университет, 2012 г. - С. 17-22.

39. Козлов, К.Э. Исследование влияния параметров цепной передачи с приводной втулочной цепью на ее механическую эффективность с помощью динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи / К.Э. Козлов // Вестник науки Сибири, Томск. – 2015. - №15. – С. 113-122.

40. Крутов, В.И. Основы научных исследований / В.И. Крутов, В.В. Попов. - М.: Высш. шк., 1989. – 400 с.: ил.

41. Крюков, А.В. Расчет динамических характеристик цепной передачи / А.В. Крюков // Сборник научных трудов Ковровской государственной технологической академии. - Ковров, 1998. - С. 190 - 198.

42. Кубарко, А.Н. Прогнозирование долговечности приводных цепей сельскохозяйственных машин с учетом их поперечных колебаний: автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.02.02 / Кубарко Александр Николаевич. - Минск, 1990. - 22 с.

43. Кухлинг, Х. Справочник по физике: пер. с нем. 2-е изд. / Х. Кухлинг - М.: Мир, 1985. - 250 с., ил.

44. Львовский, Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул: учеб. пособие. / Е.Н. Львовский. - М.: Высш. школа, 1982. - 224 с.

45. Ляхолецкий, З.А. Дефектация втулочно-роликовой цепи привода распределительного вала дизеля по положению роликов на зубьях звездочек / З.А. Ляхолецкий, А.А. Александров, В.А. Соломко // Мор. трансп. Сер. Техн. эксплуатация флота: Экспресс-информ. - М.: В/О «Мортехинформреклама», 1986. – Вып. 6(626). - С. 2-8.

46. Мак-Кракен, Д. Численные методы и программирование на Фортране / Д. Мак-Кракен, У. М. Дорн. –М.: Мир, 1977. - 584 с.

47. Мевша, Н.В. Методы исследования и оценки технического состояния цепных передач: дисс... канд. техн. наук: 05.02.02 / Мевша Николай Витальевич. - Краснодар, 2005. - 213 с.

48. Метильков, С.А. Исследование поперечных колебаний ветвей цепных передач сельхозмашин и их влияние на изнашивание роликовых цепей: дисс... канд. техн. наук: 05.02.02 / С.А. Метильков. - Краснодар, 1979. - 212 с.

49. Метильков, С.А. Повышение надежности цепных передач на основе вероятностно-статистических методов расчета по критериям работоспособности: автореферат диссертации на соискание ученой степени д-ра техн. наук: 05.02.02 / С. А. Метильков. - Краснодар, 2000. - 39 с. : ил.

50. Метильков, С.А. Надежность цепных передач машин / С.А. Метильков. - Краснодар: Советская Кубань, 2000. - 103 с.

51. Мэтьюз, Джон Г. Численные методы. Использование MATLAB, 3-е изд.: пер. с англ. / Мэтьюз Джон Г., Финк Куртис Д. - М.: Издательский дом «Вильямс», 2001. — 720 с.

52. Неразрушающий контроль и диагностика: справочник / В.В. Ключев, Ф.Р. Соснин, В.Н. Филинов и др. - М.: Машиностроение, 1995. - 488 с.

53. Павлище, В.Т. Исследование влияния размерных параметров приводных роликовых цепей на динамику цепных приводов: дисс... канд. техн. наук / В.Т. Павлище. - Львов, 1969.

54. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. - Главная редакция ф.-м. литературы из-ва "Наука", 1971. - 240 с.

55. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удары: изд. 3-е, доп. и перераб / Я.Г. Пановко. - Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1976. - 320 с.

56. Парс, Л.А. Аналитическая динамика / Л.А. Парс. - М.: Наука, 1971. - 636 с.

57. Петрик, А.А. Ведомая звездочка цепной передачи: пат. 2114346 Рос. Федерация: МПК F16 Н 7/06, 55/30 / Петрик А.А., Сутокский В.Г.; заявитель и патентообладатель Кубан. гос. технол. ун-т. - №96114017; заявл. 09.07.1996; опубл. 27.06.1998, Бюл. №18. — 3 с: ил.

58. Петрик, А.А. Динамика цепных передач при номинальных нагрузках / А.А. Петрик, Ю.В. Пашков. - Краснодар: КПИ, 1989 г. - 71 с.

59. Петрик, А.А. Исследование работоспособного состояния роликовых цепных передач: дисс... д-ра. техн. наук / А.А. Петрик. - Краснодар, 1977.

60. Петрик, А.А. Проектирование открытых цепных передач / А.А. Петрик, С.А. Метильков, А.В. Пунтус, С.Б. Бережной; под общей редакцией С.А. Метилькова. – Краснодар, 2002. - 156 с.
61. Петров, Г.Н. Определение реакций в шарнирах плоских многоподвижных механизмах с учетом сил трения / Г.Н. Петров // Теория механизмов и машин. - 2003. - №1.
62. Поздеев, А.Г. Моделирование систем: Учебное пособие / А.Г. Поздеев, Ю.А. Кузнецова. – Сыктывкар: СЛИ, 2010. - 308 с.
63. Понтрягин, Л.С. Обыкновенные дифференциальные уравнения / Л.С. Понтрягин. - М.: Наука, 1970. - 332 с.
64. Попов, В.С. Диагностический принцип решения проблемы долговечности цепных приводов / В.С. Попов, Ю.А. Корнейчук, В.И. Лапшин // Проблемы совершенствования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания: сб. докл. Всесоюзн. науч.-техн. конф. – М.: МАДИ, 1986. – С. 261-262.
65. Прикладная механика: учебное пособие для вузов. / под ред. В.М. Осецкого. - М.: Машиностроение, 1977. - 488с.
66. Проектирование датчиков для измерения механических величин / под ред. Е.П. Осадчего. - М.: Машиностроение, 1979. — 480 с.
67. Пунтус, А.В. Исследование зацепления открыто шарнирных цепей с прямыми пластинами со звездочками в цепных передачах: дис... канд. техн. наук / А.В. Пунтус. - Краснодар, 1971. - 190 с.
68. Пунтус, А.В. О схемах измерения длин отрезков роликовой цепи с прямыми пластинами / А.В. Пунтус, А.Д. Иванов // Труды института. Техническая механика. Краснодар: КПИ, 1970. - Вып. 66. - С. 15 - 23.
69. Раскин, Р.М. Цепные передачи буровых установок. / Р.М. Раскин, В.С. Кронгауз, Ю.Б. Кин. - М.: Недра, 1972. - 168 с.
70. Розанов, Ю.А. Случайные процессы (краткий курс) / Ю.А. Розанов. - М.: Наука, 1971. - 288 с.

71. Рыбак, В.Е. Исследование соударений роликов цепи с зубьями звездочек цепной передачи: автореф. дисс... канд. техн. наук / В.Е. Рыбак. - Львов, 1968. - 28 с.
72. Рябов, Г.К. Расчеты цепных передач на ЭВМ / Г.К. Рябов. — М.: Машиностроение, 1991. - 64 с.
73. Рябов, Г.К. Об изгибно-поперечных вибрациях приводных роликовых цепей / Г.К. Рябов, О.Ю. Неедро, А.В. Крюков // Цепные передачи и приводы. - Краснодар: Кубанский гос. технол.ун-т. - 1996.
74. Рябов, Г.К. О высокочастотных вибрациях в цепных передачах / Г.К. Рябов, А.В. Крюков // Цепные передачи и приводы. - Краснодар: Кубанский гос. технол.ун-т. - 1996.
75. Рябов, Г.К. Оптимизация и метод расчета цепных передач: автореф. дисс... д-ра. техн. наук / Г.К. Рябов. – Владимир, 1993.
76. Рябов, Г.К. Снижение ударных нагрузок в цепных передачах / Г.К. Рябов, О.Ю. Неедро // Вестник машиностроения. – 2004. - №7.
77. Слоним, А.Л. Определение величины ударных нагрузок, возникающих в движущейся измеряемой цепи / А.Л. Слоним // Тр. ин-та / ВНИИНТУГЛЕМАШ. – 1979. - Вып. 30. - С. 69-77.
78. Советов, Б.Я. Моделирование систем: учеб. для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. / Б.Я. Советов, С.А. Яковлев. - М.: Высш. шк., 2001. - 343 с.
79. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: Наук, думка, 1988. - 736 с.
80. Сухарев, И.П. Экспериментальные методы исследования деформаций и прочности / И.П. Сухарев. - М.: Машиностроение, 1987. - 216 с.
81. Теория механизмов и механика машин: учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. - М.: Высш. шк., 2001. - 496 с.
82. Теоретическая механика: учеб. для вузов / Н.Н. Поляхов, С.А. Зегжда, М.П. Юшков. - М.: Высш. шк., 2000. - 592 с.
83. Усова, Е.В. Повышение долговечности и совершенствование технического обслуживания цепных передач сельскохозяйственного назначения:

дис. ... докт. техн. наук: 05.20.03 / Усова Елена Владимировна. - Зерноград, 2007. - 202 с.

84. Фот, А.П. Оптимизация параметров цепных передач с учетом шумовых характеристик: автореф. дис... канд. техн. наук / Фот Андрей Петрович. - М., 1982. - 15 с.

85. Штокман, И.Г. Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров / И.Г. Штокман. - М. : Углетехиздат, 1959. - 290 с.

86. Шушкевич, В.А. Основы электротензометрии / В.А. Шушкевич. – Минск : Вышэйш. шк., 1975. - 352 с.

87. Щиголев, Б.М. Математическая обработка наблюдений / Б.М. Щиголев. – М : Изд-во физ.-мат. лит., 1962. - 344 с.

88. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. - М. : Высш. школа, 1966. - 439 с.

89. Binder R.C. Mechanics of the Roller Chain Drive / R.C. Binder. N/Y. – 4 – 1956.

90. Digimatic transmitter // Mach. and Prod. Eng. 1999. - 157. N 3995. - С. 46 - Англ.

91. Dual-Output, Switch-Mode Regulator (+5V to $\pm 15V$ or $\pm 12V$). MAX743. MAXIM, 1990.

92. Egorov, A.V. The Method and Instruments for Induction Motor Mechanical Parameters Identification / A.V. Egorov, V.N. Belogusev, K.E. Kozlov // International Journal of Applied Engineering Research. – 2015. - 10(17), pp.37685-37691. – Англ.

93. Experimentelle Schwingungsuntersuchungen an Kettentrieben: Дис. Dokt.-Ing. Kell Thomas Johann. Techn. Univ. Miinchen, Miinchen, 1999. VII. 109 с. Библ. 67. - Нем.

94. Getriebetechnik. Rollenkettengetriebe. VEB Verlag Technik, Berlin, 1983 - 212 S.

95. Kozlov, K.E. The Method for Control of the Energy Efficiency of Chain Transmissions / K.E. Kozlov, A.V. Egorov, V.N. Belogusev // International Journal of Applied Engineering Research. – 2015. - 10(18), pp.39647-39653. – Англ.

96. Nihon kikai gakkaishi / J. Jap. Soc. Mech. Eng. 2000. 103, N 984. с.31, 1 ил. Яп.

97. Patent 0082775 Al. Renzo Perissinoto, Thomas Englbrecht. Timing chain drive. 3.10.2006 / 12.04.2007. – Int. Cl. F16H 7/08. – Режим доступа: [http // Google.com / Google Patents](http://Google.com/Google%20Patents)

98. Patent 4177689. Karl Zeilinger. Reiner Bachschmid. Chain drive, especially for the control drive of internal combustion engines 5.12.77 / 11.12.1979. – Int. Cl. F16H 7/08; F16H 712. – Режим доступа: [http // Google.com / Google Patents](http://Google.com/Google%20Patents)

99. Patent 5689067. Siegfried Klein, Bernd Rehfus. Diagnostic method and apparatus for monitoring the wear of at least an ... 25.01.1996 / 18.11.97. –Int. Cl. G01M 1500; G01M 1302; G01B 702; B60K 3500. – Режим доступа: [http // Google.com / Google Patents](http://Google.com/Google%20Patents)

100. Spicer, J. B. Effects of the Nonlinear Elastic Behavior of Bicycle Chain on Transmission Efficiency / J. B. Spicer // J. Appl. Mech. – 2013. - 80(2). - АНГЛ.

101. Spicer, J. B. On the efficiency of bicycle chain drives / J. B. Spicer, C. J. K. Richardson, M. J. Ehrlich, J. R. Bernstein, M. Fukuda, M. Terada // Tech. J. of the IHPVA. – 2000. - 50 (2000), pp. 3-9. – АНГЛ.

102. Srivastava, N. A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control / N. Srivastava, I. Haque // Mechanism and Machine Theory. - 2009. - 44(1). – pp. 19-41. – АНГЛ.

103. Tooth profile for roller chain sprocket: Пат. 5921877 США, МПК6 F16H7/06. Tsubakimoto Chain Co., Suzuki Tadasu. №08/890605: Заявл. 09.07.1997.

104. Troedsson, I. A Method to Determine the Static Load Distribution in a Chain Drive / I. Troedsson, L. Vedmar // ASME J. Mech. Design. – 1999. - 121(3). – pp. 402-408. – АНГЛ.

105. Zhang, L., Zhang C., Horng J.-H., Chen Z. Study on Simulation of the Chain Transmission Mechanism / L. Zhang, C. Zhang, J.-H. Horng, Z. Chen // Advanced Materials Research. – 2012. - 593 (6). – pp. 797-800. – АНГЛ.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Силовой расчет и выбор оптимального предварительного натяжения в цепной передаче

Исходные данные:

Угол наклона оси к горизонту $\psi = 30^\circ$;

Длина пролета ветви цепи $l = 350$ мм;

Ведущая и ведомая звездочки с числами зубьев $z_1 = 23$ и $z_2 = 50$;

Половина угла заострения зубьев $\nu_1 = \nu_2 = 15^\circ$;

Угол трения между зубом звездочки и валиком цепи $\rho_K = 5^\circ$;

Цепь ПВ-9,525-1300.

Основные параметры цепи:

Шаг $t = 9,525$ мм; модуль жесткости ведущей ветви $E_{01} = 2,2 \cdot 10^4$ Мпа и ведомой ветви $E_{02} = 1,1 \cdot 10^4$ Мпа; площадь опорной поверхности шарнира 36 мм²; масса 1 м цепи $q = 0,79$ кг. Рабочая нагрузка в цепи $P = 1200$ Н; $v_{\max} = 3,5$ м/с. Коэффициент ударности $k_\gamma = 1$ или $1,25$.

Решение:

1) Определим жесткость ведущей ветви:

$$j_1 = \frac{E_{01} F_{оп}}{l} = \frac{2,2 \cdot 10^4 \cdot 57,12}{350} = 3590,4 \frac{H}{мм}.$$

Ведомой ветви:

$$j_2 = \frac{E_{02} F_{оп}}{l} = \frac{1,1 \cdot 10^4 \cdot 57,12}{350} = 1795,2 \frac{H}{мм}.$$

2) Определим угловой шаг меньшей звездочки:

$$\alpha_{z1} = \frac{360^\circ}{z_1} = \frac{360^\circ}{23} = 15,65^\circ.$$

Большей звездочки:

$$\alpha_{z2} = \frac{360^0}{z_2} = \frac{360^0}{38} = 9,47^0.$$

3) Коэффициент сцепления с меньшей звездочкой:

$$a_1 = \frac{\sin(\nu_1 + \rho_K)}{\sin(\alpha_{z1} + \nu_1 + \rho_K)} = \frac{\sin(15^0 + 5^0)}{\sin(15,65^0 + 15^0 + 5^0)} = 0,587.$$

Коэффициент сцепления с большей звездочкой:

$$a_2 = \frac{\sin(\nu_2 + \rho_K)}{\sin(\alpha_{z2} + \nu_2 + \rho_K)} = \frac{\sin(15^0 + 5^0)}{\sin(9,47^0 + 15^0 + 5^0)} = 0,695.$$

4) Диаметр делительной окружности меньшей звездочки:

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin \frac{\alpha_{z1}}{2}} = \frac{9,525}{\sin \frac{15,65^0}{2}} = 69,961 \text{ мм}.$$

Диаметр делительной окружности большей звездочки:

$$d_{д2} = \frac{t}{\sin \frac{\alpha_{z2}}{2}} = \frac{9,525}{\sin \frac{9,47^0}{2}} = 115,338 \text{ мм}.$$

5) Теоретический угол обхвата цепью меньшей звездочки:

$$\beta_1 = 2 \arccotg \frac{d_{д2} - d_{д1}}{2l} = 2 \arccotg \frac{115,338 - 69,961}{2 \cdot 350} = 172,7^0.$$

Теоретический угол обхвата цепью большей звездочки:

$$\beta_2 = 360^0 - \beta_1 = 360^0 - 172,7^0 = 187,3^0.$$

6) Теоретическое число шарниров, сцепляющихся с меньшей звездочкой:

$$m_1 = \frac{\beta_1}{\alpha_{z1}} = \frac{172,7^0}{15,65^0} = 11,035 \approx 11.$$

Теоретическое число шарниров, сцепляющихся с большей звездочкой:

$$m_2 = \frac{\beta_2}{\alpha_{z2}} = \frac{187,3^0}{9,47^0} = 19,778 \approx 19.$$

7) Натяжение от центробежных сил:

$$S_{ц} = q \cdot v^2 = 0,79 \cdot 3,5^2 = 9,68H.$$

8) Угол наклона к горизонту ведомой ветви:

$$\alpha_2 = -90^0 + 0,5 \cdot \beta_1 + \psi = -90^0 + 0,5 \cdot 172,7^0 + 30^0 = 26,35^0.$$

Угол наклона к горизонту ведущей ветви:

$$\alpha_1 = 90^0 + 0,5 \cdot \beta_1 + \psi = 90^0 - 0,5 \cdot 172,7^0 + 30^0 = 33,65^0.$$

9) Приведенный вес ведомой ветви:

$$Q_f = 10^{-3} g q l \cdot \cos \alpha_2 = 10^{-3} \cdot 9,81 \cdot 0,79 \cdot 350 \cdot \cos 26,35^0 = 2,430H.$$

10) Остаточное натяжение ведомой ветви для обеспечения надежного сцепления цепи с малой звездочкой:

$$S_{2f} \geq \frac{k_\gamma \cdot P \cdot a_1^{m1} - 0,08 \cdot z_1 \cdot Q_f \cdot \ln a_1}{1 - a_1^{m1}}.$$

Таким образом, получается:

$$S_{2f} \geq \frac{1,25 \cdot 1200 \cdot 0,587^{11} - 0,08 \cdot 23 \cdot 2,430 \cdot \ln 0,587}{1 - 0,587^{11}} = 6,678H.$$

Остаточное натяжение ведомой ветви для обеспечения надежного сцепления цепи с большой звездочкой:

$$S_{2f} \geq \frac{k_{\gamma} \cdot P \cdot a_2^{m_2} - 0,08 \cdot z_2 \cdot Q_f \cdot \ln a_2}{1 - a_2^{m_2}}.$$

Таким образом, получается:

$$S_{2f} \geq \frac{1,25 \cdot 1200 \cdot 0,695^{19} - 0,08 \cdot 38 \cdot 1,261 \cdot \ln 0,695}{1 - 0,695^{19}} = 4,184H.$$

11) На основании полученных результатов найдем истинные значения предварительного натяжения цепи во время рабочего процесса цепной передачи.

Натяжение в ведомой ветви:

$$S_2 = S_{2f} + S_{\text{ц}} = 6,678 + 9,680 = 16,358H.$$

Натяжение в ведущей ветви:

$$S_1 = k_{\gamma} \cdot P + S_2 = 1,25 \cdot 1200 + 16,358 = 1516,358H.$$

Определена минимальная величина оптимального предварительного натяжения цепи 16,358 Н при величине межосевого расстояния 350 мм.

12) Критерий для определения максимальной величины предварительного натяжения:

$$A_f = 1 - \frac{24}{l} \left(\frac{S_1}{j_1} + \frac{S_2}{j_2} \right) \cdot \left(\frac{S_2}{Q_f} \right)^2 = 1 - \frac{24}{350} \left(\frac{1516,358}{3590,4} + \frac{16,358}{1795,2} \right) \cdot \left(\frac{16,358}{2,430} \right)^2 = -0,341.$$

13) Коэффициент, учитывающий наклон ветвей:

$$A_{\alpha} = 1 + \left(\frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \right)^2 = 1 + \left(\frac{\cos 26,35^{\circ}}{\cos 33,65^{\circ}} \right)^2 = 2,075.$$

14) Коэффициент:

$$B_f = \frac{24 \cdot S_2}{l} \cdot \left(\frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} \right) \cdot \left(\frac{S_2}{Q_f} \right)^2 = \frac{24 \cdot 16,358}{350} \cdot \left(\frac{1}{3590,4} + \frac{1}{1795,2} \right) \cdot \left(\frac{16,358}{2,430} \right)^2 = 0,042.$$

15) Максимальная величина оптимального предварительного натяжения при величине критерия A_f , равном 0,414 (A_f менее минус 0,2), определяется следующим образом:

15.1 На первом шаге $\frac{S_f}{S_2} = 2$

$$\frac{S_f}{S_2} = -\frac{A_f}{B_f} + \frac{A_{\alpha}}{4 \cdot B_f} = -\frac{0,341}{0,042} + \frac{2,075}{4 \cdot 0,042} = 8,13 + 12,35 = 20,48.$$

15.2 $\Delta_f = \frac{A_{\alpha}}{B_f} \cdot \left(\frac{S_2}{S_f} \right)^2 = \frac{2,075}{0,042 \cdot (20,48)^2} = 0,118 .$

$$\frac{S_f}{S_2} = -\frac{A_f}{B_f} + \frac{A_{\alpha}}{4 \cdot B_f} = 8,13 + 0,118 = 8,248.$$

$$S_{f \max} = 16,358 \cdot 8,248 = 134,92 H$$

16) Определяем стрелу провисания ведомой ветви в середине пролета:

$$f_{2 \max} = \frac{l \cdot Q_f}{8 \cdot S_{f \min}} = \frac{350 \cdot 2,43}{8 \cdot 16,358} = 6,5 \text{ мм}.$$

$$f_{2\min} = \frac{l \cdot Q_f}{8 \cdot S_{f\max}} = \frac{350 \cdot 2,43}{8 \cdot 134,92} = 0,78 \text{ мм}.$$

Ответ:

Минимальное значение относительного предварительного натяжения цепи:
16,4 Н.

Максимальное значение относительного предварительного натяжения цепи:
134,9 Н.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Матрицы планирования и результаты многофакторного эксперимента

Б.1 Матрицы планирования и результаты многофакторного эксперимента для первой серии опытов

Таблица Б.1 - Определение коэффициентов уравнения регрессии для скоростного диапазона 200-400 об/мин

Номер опыта	Фактор					Взаимодействие		Результат
	$t_{цэн0}$	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{ц}$	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_{ц}$	$\overline{t_{цЭП}}, c$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y
1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	0,5520
2	1	1	-1	-1	-1	-1	1	0,5114
3	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	0,5205
4	1	1	1	-1	-1	1	-1	0,5006
5	1	-1	-1	1	-1	1	1	0,4917
6	1	1	-1	1	-1	-1	1	0,4665
7	1	-1	1	1	-1	-1	-1	0,4697
8	1	1	1	1	-1	1	-1	0,4598
9	1	-1	-1	-1	1	1	-1	0,5387
10	1	1	-1	-1	1	-1	-1	0,5001
11	1	-1	1	-1	1	-1	1	0,5106
12	1	1	1	-1	1	1	1	0,4939
13	1	-1	-1	1	1	1	-1	0,4784
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	0,4622
15	1	-1	1	1	1	-1	1	0,4630
16	1	1	1	1	1	1	1	0,4551
Коэффициент b_i	0,4922	-0,0109	-0,0080	-0,0238	-0,0044	0,0041	0,0009	

Таблица Б.2 - Определение коэффициентов уравнения регрессии для скоростного диапазона 400-600 об/мин

Номер опыта	Фактор					Взаимодействие		Результат
	$t_{цэн0}$	Δb	S_x	k_c	Δt_y	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_y$	$\overline{t_{цэн}}$, с
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y
1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	0,3512
2	1	1	-1	-1	-1	-1	1	0,3324
3	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	0,3369
4	1	1	1	-1	-1	1	-1	0,3247
5	1	-1	-1	1	-1	1	1	0,3169
6	1	1	-1	1	-1	-1	1	0,3059
7	1	-1	1	1	-1	-1	-1	0,3098
8	1	1	1	1	-1	1	-1	0,2997
9	1	-1	-1	-1	1	1	-1	0,3431
10	1	1	-1	-1	1	-1	-1	0,3263
11	1	-1	1	-1	1	-1	1	0,3328
12	1	1	1	-1	1	1	1	0,3206
13	1	-1	-1	1	1	1	-1	0,3087
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	0,2998
15	1	-1	1	1	1	-1	1	0,3058
16	1	1	1	1	1	1	1	0,2957
Коэффициент b_i	0,3194	-0,0063	-0,0036	-0,0141	-0,0028	0,0007	0,0008	

Таблица Б.3 - Определение коэффициентов уравнения регрессии для скоростного диапазона 600-800 об/мин

Номер опыта	Фактор					Взаимодействие		Результат
	$t_{цэн0}$	Δb	S_x	k_c	Δt_y	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_y$	$\overline{t_{цэн}}$, с
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y
1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	0,2361
2	1	1	-1	-1	-1	-1	1	0,2235
3	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	0,2243

Продолжение таблицы Б.3

Номер опыта	Фактор					Взаимодействие		Результат
	$t_{цэл}$	Δb	S_x	k_c	Δt_y	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_y$	$\overline{t_{цэл}}$, с
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y
4	1	1	1	-1	-1	1	-1	0,2175
5	1	-1	-1	1	-1	1	1	0,2106
6	1	1	-1	1	-1	-1	1	0,2032
7	1	-1	1	1	-1	-1	-1	0,2066
8	1	1	1	1	-1	1	-1	0,1993
9	1	-1	-1	-1	1	1	-1	0,2282
10	1	1	-1	-1	1	-1	-1	0,2180
11	1	-1	1	-1	1	-1	1	0,2216
12	1	1	1	-1	1	1	1	0,2133
13	1	-1	-1	1	1	1	-1	0,2049
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	0,1998
15	1	-1	1	1	1	-1	1	0,2037
16	1	1	1	1	1	1	1	0,1970
Коэффициент b_i	0,2130	-0,0040	-0,0026	-0,0099	-0,0022	0,0004	0,0006	

Перевод полученных коэффициентов уравнения регрессии для времени разгона в коэффициенты уравнения регрессии механического коэффициента полезного действия согласно выражению:

$$\overline{\eta}(\omega) = \frac{t_1'' - t_{aэд}}{t_{цэл} - t_{aэд}}. \quad (\text{Б.1})$$

Таблица Б.4 - Полученные константы для планирования эксперимента

Скоростной диапазон, об/мин	M , Н·м	$\frac{J_{np}}{\eta''}$, кг·м ²	t_1'' , с	$J_{aэд}$, кг·м ²	$t_{aэд}$, с
200-400	6,28	0,133106	0,44298	0,0223	0,07421
400-600	10,06	0,136532	0,28365	0,02305	0,04789
600-800	15,2	0,137053	0,03197	0,02325	0,03197

Таблица Б.5 - Коэффициенты для регрессионной зависимости механического коэффициента полезного действия цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью 2ПВ-9,525-17 от факторов его влияния

Скоростной диапазон, об/мин	η_0	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_{\text{ц}}$
200-400	0,882348	0,023663	0,017191	0,053348	0,009373	-0,0073	-0,0025
400-600	0,868345	0,020471	0,011786	0,047589	0,009064	-0,0024	-0,0031
600-800	0,864554	0,019614	0,012459	0,049732	0,010436	-0,0016	-0,0030

Б.2 Матрицы планирования и результаты многофакторного эксперимента для второй серии опытов

Таблица Б.6 - Определение коэффициентов уравнения регрессии для скоростного диапазона 200-400 об/мин

Номер опыта	Фактор						Взаимодействие			Результат
	$t_{\text{цэн0}}$	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	a	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b a$	$\overline{t_{\text{цэп}}}$, с
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	$x_1 x_5$	y
1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	0,5520
2	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	-1	0,5175
3	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	0,5208
4	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	0,5006
5	1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	1	0,4909
6	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	0,4665
7	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	0,4697
8	1	1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	0,4683
9	1	-1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	0,5312
10	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	0,5001
11	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	0,5106
12	1	1	1	-1	1	-1	1	1	-1	0,5009

Продолжение таблицы Б.6

Номер опыта	Фактор						Взаимодействие			Результат
	$t_{цэн0}$	Δb	S_x	k_c	Δt_y	a	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_y$	$\Delta b a$	$\overline{t_{цэн}}$, с
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	$x_1 x_5$	y
13	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	0,4784
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	0,4706
15	1	-1	1	1	1	-1	-1	1	1	0,4653
16	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,4551
Коэффициент b_i	0,4936	-0,0087	-0,0073	-0,0231	-0,0046	-0,0020	0,0035	0,0012	-0,0023	

Таблица Б.7 - Определение коэффициентов уравнения регрессии для скоростного диапазона 400-600 об/мин

Номер опыта	Фактор						Взаимодействие			Результат
	$t_{цэн0}$	Δb	S_x	k_c	Δt_y	a	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_y$	$\Delta b a$	$\overline{t_{цэн}}$, с
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	$x_1 x_5$	y
1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	0,3512
2	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	-1	0,3418
3	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	0,3391
4	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	0,3247
5	1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	1	0,3201
6	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	0,3059
7	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	0,3098
8	1	1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	0,3093
9	1	-1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	0,3459
10	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	0,3263
11	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	0,3328
12	1	1	1	-1	1	-1	1	1	-1	0,3307
13	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	0,3087
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	0,3083
15	1	-1	1	1	1	-1	-1	1	1	0,3100

Продолжение таблицы Б.7

Номер опыта	Фактор						Взаимодействие			Результат
	$t_{цп0}$	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{ц}$	a	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_{ц}$	$\Delta b a$	$\overline{t_{цп}}$, с
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	$x_1 x_5$	y
16	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,2957
Коэффициент b_i	0,3225	-0,0047	-0,0035	-0,0140	-0,0027	-0,0031	0,0008	0,0010	-0,0016	

Таблица Б.8 - Определение коэффициентов уравнения регрессии для скоростного диапазона 600-800 об/мин

Номер опыта	Фактор						Взаимодействие			Результат
	$t_{цп0}$	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{ц}$	a	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_{ц}$	$\Delta b a$	$\overline{t_{цп}}$, с
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	$x_1 x_5$	y
1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	0,2361
2	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	-1	0,2309
3	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	0,2285
4	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	0,2175
5	1	-1	-1	1	-1	-1	1	1	1	0,2141
6	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	0,2032
7	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	0,2066
8	1	1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	0,2063
9	1	-1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	0,2322
10	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	0,2180
11	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	0,2216
12	1	1	1	-1	1	-1	1	1	-1	0,2207
13	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	0,2049
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	0,2067
15	1	-1	1	1	1	-1	-1	1	1	0,2079
16	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,1970
Коэффициент b_i	0,2157	-0,0032	-0,0025	-0,0099	-0,0021	-0,0027	0,00035	0,0007	-0,0010	

Перевод полученных коэффициентов уравнения регрессии для времени разгона в коэффициенты уравнения регрессии механического коэффициента полезного действия согласно выражению:

$$\bar{\eta}(\omega) = \frac{t_1'' - t_{a\partial\partial}}{t_{ц\partial\partial} - t_{a\partial\partial}}. \quad (\text{Б.2})$$

Таблица Б.9 - Полученные константы для планирования эксперимента

Скоростной диапазон, об/мин	M , Н·м	$\frac{J_{np}}{\eta''}$, кг·м ²	t_1'' , с	$J_{a\partial\partial}$, кг·м ²	$t_{a\partial\partial}$, с
200-400	6,28	0,133106	0,44298	0,0223	0,07421
400-600	10,06	0,136532	0,28365	0,02305	0,04789
600-800	15,2	0,137053	0,03197	0,02325	0,03197

Таблица Б.10 - Коэффициенты для регрессионной зависимости механического коэффициента полезного действия цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью 2ПВ-9,525-17 от факторов его влияния

Скоростной диапазон, об/мин	η_0	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{ц}$	a	$\Delta b S_x$	$S_x \Delta t_{ц}$	$\Delta b a$
200-400	0,8792	0,0186	0,0155	0,0512	0,0098	0,0043	-0,0073	-0,0025	0,0049
400-600	0,8585	0,0149	0,0111	0,0463	0,0086	0,0099	-0,0024	-0,0031	0,0050
600-800	0,8514	0,0152	0,0117	0,0486	0,0101	0,0125	-0,0016	-0,0030	0,0045

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Результаты многофакторного эксперимента и обработка полученных данных

Таблица В.1 - Результаты экспериментов для скоростного диапазона 200-400 об/мин

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	Δt_{η}	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\eta} S_x$	t, c	$\overline{t_{цэл}}, c$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	0,5480000	0,5520
								0,5547062	
								0,5481331	
								0,5548752	
								0,5541331	
2	1	1	-1	-1	-1	-1	1	0,5134942	0,5114
								0,5074110	
								0,5137404	
								0,5133278	
								0,5090416	
3	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	0,5231681	0,5205
								0,5226456	
								0,5164892	
								0,5166023	
								0,5233178	
4	1	1	1	-1	-1	1	-1	0,4975374	0,5006
								0,5044592	
								0,4988353	
								0,5052246	
								0,4968053	
5	1	-1	-1	1	-1	1	1	0,4894809	0,4917

Продолжение таблицы В.1

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\text{ц}} S_x$	$t, \text{с}$	$\overline{t_{\text{ц\pi}}}, \text{с}$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
								0,4888386	
								0,4949784	
								0,4955042	
								0,4897138	
6	1	1	-1	1	-1	-1	1	0,4641498	0,4665
								0,4692346	
								0,4706323	
								0,4642429	
								0,4642829	
7	1	-1	1	1	-1	-1	-1	0,4675840	0,4697
								0,4674542	
								0,4732512	
								0,4663062	
								0,4735275	
8	1	1	1	1	-1	1	-1	0,4634875	0,4598
								0,4572845	
								0,4571681	
								0,4574110	
								0,4634043	
9	1	-1	-1	-1	1	1	-1	0,5344393	0,5387
								0,5343727	
								0,5416339	
								0,5417637	
								0,5410815	
10	1	1	-1	-1	1	-1	-1	0,4963527	0,5001
								0,5035774	
								0,5027920	
								0,4953677	

Продолжение таблицы В.1

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\text{ц}} S_x$	$t, \text{с}$	$\overline{t_{\text{цэл}}}, \text{с}$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
								0,5023561	
11	1	-1	1	-1	1	-1	1	0,5075707	0,5106
								0,5145125	
								0,5077238	
								0,5143261	
								0,5085191	
12	1	1	1	-1	1	1	1	0,4973378	0,4939
								0,4911547	
								0,4911448	
								0,4915807	
								0,4970050	
13	1	-1	-1	1	1	1	-1	0,4754775	0,4784
								0,4817271	
								0,4761364	
								0,4817937	
								0,4768253	
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	0,4585524	0,4622
								0,4586323	
								0,4645191	
								0,4647055	
								0,4645058	
15	1	-1	1	1	1	-1	1	0,4670250	0,4630
								0,4607488	
								0,4600166	
								0,4660366	
								0,4610116	
16	1	1	1	1	1	1	1	0,4580133	0,4551
								0,4586256	

Продолжение таблицы В.1

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\text{ц}} S_x$	$t, \text{с}$	$\overline{t_{\text{цэл}}}, \text{с}$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
								0,4527621	
								0,4529950	
								0,4530616	
Коэффициент b_i	0,4922	-0,0109	-0,0080	-0,0238	-0,0044	0,0041	0,0009		

Таблица В.2 - Результаты экспериментов для скоростного диапазона 400-600 об/мин

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\text{ц}} S_x$	$t, \text{с}$	$\overline{t_{\text{цэл}}}, \text{с}$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	0,3495326	0,3512
								0,3507626	
								0,3533008	
								0,3530852	
								0,3493768	
2	1	1	-1	-1	-1	-1	1	0,3303928	0,3324
								0,3307956	
								0,3329643	
								0,3344184	
								0,3331741	
3	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	0,3353297	0,3369
								0,3356398	
								0,3363708	
								0,3385729	

Продолжение таблицы В.2

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\text{ц}} S_x$	$t, \text{с}$	$\overline{t_{\text{цэл}}}, \text{с}$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
								0,3384944	
4	1	1	1	-1	-1	1	-1	0,3256917	0,3247
								0,3227981	
								0,3254630	
								0,3232759	
								0,3260283	
5	1	-1	-1	1	-1	1	1	0,3157561	0,3169
								0,3163440	
								0,3178344	
								0,3184026	
								0,3157457	
6	1	1	-1	1	-1	-1	1	0,3071757	0,3059
								0,3038830	
								0,3071851	
								0,3038791	
								0,3072142	
7	1	-1	1	1	-1	-1	-1	0,3082673	0,3098
								0,3086674	
								0,3107177	
								0,3104560	
								0,3106934	
8	1	1	1	1	-1	1	-1	0,3016014	0,2997
								0,2989001	
								0,3014034	
								0,2984119	
								0,2980889	
9	1	-1	-1	-1	1	1	-1	0,3448147	0,3431
								0,3410627	

Продолжение таблицы В.2

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\text{ц}} S_x$	$t, \text{с}$	$\overline{t_{\text{ц\pi}}}, \text{с}$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
10	1	1	-1	-1	1	-1	-1	0,3457538	0,3263
								0,3424485	
								0,3412721	
								0,3276770	
								0,3275318	
11	1	-1	1	-1	1	-1	1	0,3246525	0,3328
								0,3252794	
								0,3270690	
								0,3323614	
								0,3318222	
12	1	1	1	-1	1	1	1	0,3308578	0,3206
								0,3346265	
								0,3343351	
								0,3188594	
								0,3228081	
13	1	-1	-1	1	1	1	-1	0,3196325	0,3087
								0,3190654	
								0,3225800	
								0,3078247	
								0,3093010	
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	0,3074144	0,2998
								0,3092946	
								0,3099547	
								0,2994761	
								0,3009474	
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	0,3009287	0,2998
								0,2979944	
								0,2993768	

Продолжение таблицы В.2

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	Δt_y	$\Delta b S_x$	$\Delta t_y S_x$	t, c	$\overline{t_{цэл}}, c$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
15	1	-1	1	1	1	-1	1	0,3067842	0,3058
								0,3069865	
								0,3068116	
								0,3036953	
								0,3043914	
16	1	1	1	1	1	1	1	0,2967971	0,2957
								0,2947096	
								0,2949533	
								0,2946637	
								0,2969790	
Коэффициент b_i	0,4922	-0,0109	-0,0080	-0,0238	-0,0044	0,0041	0,0009		

Таблица В.3 - Результаты экспериментов для скоростного диапазона 600-800 об/мин

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	Δt_y	$\Delta b S_x$	$\Delta t_y S_x$	t, c	$\overline{t_{цэл}}, c$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	0,2373254	0,2361
								0,2363772	
								0,2352114	
								0,2367825	
								0,2347814	
2	1	1	-1	-1	-1	-1	1	0,2239960	0,2235
								0,2219471	

Продолжение таблицы В.3

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\text{ц}} S_x$	$t, \text{с}$	$\overline{t_{\text{цэл}}}, \text{с}$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
								0,2224649	
								0,2249359	
								0,2241577	
3	1	-1	1	-1	-1	-1	-1	0,2231588	0,2243
								0,2250952	
								0,2229084	
								0,2253673	
								0,2251825	
4	1	1	1	-1	-1	1	-1	0,2187471	0,2175
								0,2160242	
								0,2182732	
								0,2186085	
								0,2159365	
5	1	-1	-1	1	-1	1	1	0,2114853	0,2106
								0,2091324	
								0,2117048	
								0,2091421	
								0,2115803	
6	1	1	-1	1	-1	-1	1	0,2023819	0,2032
								0,2025331	
								0,2046064	
								0,2043333	
								0,2022140	
7	1	-1	1	1	-1	-1	-1	0,2055661	0,2066
								0,2058969	
								0,2056960	
								0,2078908	
								0,2078094	

Продолжение таблицы В.3

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\text{ц}} S_x$	$t, \text{с}$	$\overline{t_{\text{ц\pi}}}, \text{с}$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
8	1	1	1	1	-1	1	-1	0,1999891	0,1993
								0,1983240	
								0,2003962	
								0,1980501	
								0,1999064	
9	1	-1	-1	-1	1	1	-1	0,2291229	0,2282
								0,2271427	
								0,2272017	
								0,2294021	
								0,2284103	
10	1	1	-1	-1	1	-1	-1	0,2184718	0,2180
								0,2193497	
								0,2189398	
								0,2167406	
								0,2165910	
11	1	-1	1	-1	1	-1	1	0,2210990	0,2216
								0,2201334	
								0,2235714	
								0,2201570	
								0,2230184	
12	1	1	1	-1	1	1	1	0,2151969	0,2133
								0,2150594	
								0,2122829	
								0,2118827	
								0,2121441	
13	1	-1	-1	1	1	1	-1	0,2044648	0,2049
								0,2047545	
								0,2061184	

Продолжение таблицы В.3

Номер опыта	Фактор					Влияние		Результат	Среднее значение
	t	Δb	S_x	k_c	$\Delta t_{\text{ц}}$	$\Delta b S_x$	$\Delta t_{\text{ц}} S_x$	$t, \text{с}$	$\overline{t_{\text{цэл}}}, \text{с}$
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	$x_1 x_2$	$x_2 x_4$	y	$\overline{y}$
14	1	1	-1	1	1	-1	-1	0,2036502	0,1998
								0,2054623	
								0,1988006	
								0,2007372	
								0,1983871	
15	1	-1	1	1	1	-1	1	0,2007075	0,2037
								0,2006601	
								0,2025384	
								0,2032224	
								0,2029691	
16	1	1	1	1	1	1	1	0,2053065	0,1970
								0,2048047	
								0,1978522	
								0,1964703	
								0,1980067	
Коэффициент b_i	0,2130	-0,0040	-0,0026	-0,0099	-0,0022	0,0004	0,0006	0,1960274	
								0,1966388	

Таблица В.4 - Экспериментальные значения дисперсий s^2

Номер опыта	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
0,0000128	0,0000036	0,0000011	0,0000128
0,0000088	0,0000029	0,0000016	0,0000088
0,0000127	0,0000024	0,0000014	0,0000127
0,0000158	0,0000022	0,0000020	0,0000158

Продолжение таблицы В.4

Номер опыта	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
5	0,0000106	0,0000015	0,0000018
6	0,0000100	0,0000033	0,0000013
7	0,0000121	0,0000014	0,0000014
8	0,0000114	0,0000029	0,0000011
9	0,0000151	0,0000045	0,0000011
10	0,0000152	0,0000019	0,0000016
11	0,0000127	0,0000027	0,0000026
12	0,0000105	0,0000038	0,0000028
13	0,0000097	0,0000012	0,0000009
14	0,0000108	0,0000015	0,0000014
15	0,0000108	0,0000025	0,0000015
16	0,0000087	0,0000014	0,0000008
Однородность дисперсий по Кохрену	$0,0841339 < 0,19$	$0,1130308 < 0,19$	$0,1133605 < 0,19$
Дисперсия воспроизводимости	0,00001173241	0,00000247436	0,00000152627
Дисперсия адекватности	0,00002703845	0,00000497344	0,00000345436
Критерий Фишера	$2,3045951 < 2,4$ $(f_1 = 16-(4+1)=11;$ $f_2 = 16*(5-1)=64)$	$2,0099963 < 2,4$ $(f_1 = 16-(4+1)=11;$ $f_2 = 16*(5-1)=64)$	$2,2632743 < 2,4$ $(f_1 = 16-(4+1)=11;$ $f_2 = 16*(5-1)=64)$

Таблица В.5 - Оценка коэффициентов регрессии и дисперсий в их определении

Величина	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
b_0	0,4922000	0,319396	0,212963
b_1	-0,0109000	-0,00625	-0,00402
b_2	-0,0080000	-0,00364	-0,00257

Продолжение таблицы В.5

Величина	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
b_3	-0,0238000	-0,01411	-0,00985
b_4	-0,0044000	-0,0028	-0,00216
$b_1 b_2$	0,0041000	0,000684	0,000393
$b_2 b_4$	0,0009000	0,000764	0,000641
$s_{\{y\}}^2$	0,00001173241	0,00000247436	0,00000152627
$s_{\{b_j\}}^2$	0,000000733	0,000000155	0,000000095
$s_{\{b_j\}}$	0,0008563	0,0003933	0,0003089
f	5-1=4	5-1=4	5-1=4
t	2,776	2,776	2,776
Δb_j	0,0023771	0,0010917	0,0008574
<i>Вывод</i>	Все коэффициенты значимы кроме взаимодействия $b_2 b_4$	Все коэффициенты значимы кроме взаимодействий $b_1 b_2$ и $b_2 b_4$	Все коэффициенты значимы кроме взаимодействий $b_1 b_2$ и $b_2 b_4$

Таблица В.6 - Проверка адекватности математической модели

Величина	Число оборотов, об/мин		
	200-400	400-600	600-800
$\sum_{i=1}^N \Delta y^2$	0,0002974	0,0000547	0,0000380
f_1	11	11	11
f_2	64	64	64
$s_{a\partial}^2$	0,00002703845	0,00000497344	0,00000345436
$s_{\{y\}}^2$	0,00001173241	0,00000247436	0,00000152627
F	2,3045951	2,0099963	2,2632743
$F_{табл}$	2,40	2,40	2,40

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Копия акта внедрения результатов диссертационной работы в Институт механики и машиностроения ФГБОУ ВПО «Поволжский государственный технологический университет»

«СОГЛАСОВАНО»	«УТВЕРЖДАЮ»
ЗАМЕСТИТЕЛЬ ДИРЕКТОРА ПО УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ РАБОТЕ ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА  ГРЯЗИН В.А. «20» января 2015 г.	ДИРЕКТОР ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА  ЕГОРОВ А.В. «20» января 2015 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы
ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД И СРЕДСТВО КОНТРОЛЯ
МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО
ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ
 (наименование темы)

выполненной КОЗЛОВЫМ КОНСТАНТИНОМ ЭДУАРДОВИЧЕМ
 (ф.и.о. исполнителя, наименование кафедры)

Кафедра ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
 внедрены на КАФ. ТТМ ИММ ФГБОУ ВПО «ПГТУ»

Вид внедренных результатов МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО
ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ И РАЗРАБОТКА ОСНОВАННОГО НА ДАННОЙ
МЕТОДИКЕ МЕТОДА КОНТРОЛЯ ЕЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
 эксплуатация (изделия, работы, технологии), производство (изделия, работы, технологии) и др.

1. Характеристика масштаба внедрения ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МЕТОДИКИ
ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ
ПЕРЕДАЧ, ОСНОВАННОЙ НА СПОСОБЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ЦЕПНОГО
ЭЛЕКТРОПРИВОДА.
2. Форма внедрения МАГИСТЕРСКАЯ ПРОГРАММА
 методика (метод)
3. Новизна результатов научно-исследовательских работ ПРИНЦИПИАЛЬНО НОВЫЕ
 (пионерские, принципиально новые, качественно новые, модификация, модернизация старых разработок)
4. Учебно-опытная проверка ПОДТВЕРЖДЕНА ГОСУДАРСТВЕННОЙ АККРЕДИТАЦИЕЙ
МАГИСТЕРСКОЙ ПРОГРАММЫ
5. Внедрены: в учебный процесс ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ
6. Годовой экономический эффект
 Ожидаемый —
 Фактический —
7. Удельная экономическая эффективность внедренных результатов —
8. Объем внедрения —
 что составляет — от объема внедрения, положенного в основу расчета
 гарантированного экономического эффекта, рассчитанного по окончании НИР
9. Социальный и научно-технический эффект ПОДГОТОВКА МАГИСТРАНТОВ,
ОБЛАДАЮЩИХ НОВЫМИ, КОНКУРЕНТОСПОСОБНЫМИ И УНИКАЛЬНЫМИ
КОМПЕТЕНЦИЯМИ
 (охрана окружающей среды, недр; улучшение и оздоровление условий труда; специального назначения и т.п.)

От исполнителя Автор разработанных методов контроля  Козлов К.Э.	Заведующий кафедрой ТТМ  Павлов А.И.
--	--

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Копия акта внедрения результатов диссертационной работы в ООО
«Интеллектуальные технологии»

«СОГЛАСОВАНО»	«УТВЕРЖДАЮ»
ГЛАВНЫЙ ИНЖЕНЕР ООО «ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» <u>Г. Иван</u> ИВАНОВ Г.Н. «27» февраля 2015 г.	ДИРЕКТОР ООО «ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» ШУЛЕПОВ В.И. «27» февраля 2015 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и
технологических работ

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы
ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД И СРЕДСТВО КОНТРОЛЯ
МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО
ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

выполненная КОЗЛОВЫМ КОНСТАНТИНОМ ЭДУАРДОВИЧЕМ
 Кафедра ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
 внедрены на ООО «ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»

Вид внедренных результатов ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО
КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Характеристика масштаба внедрения ОСНАЩЕНИЕ ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА СБОРКИ ЦЕПНЫХ ПРИВОДОВ АППАРАТНО-
ПРОГРАММНЫМ КОМПЛЕКСОМ, РЕАЛИЗУЮЩИМ ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД
КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ
ПЕРЕДАЧ
2. Форма внедрения ТЕХНОЛОГИЯ КОНТРОЛЯ
3. Новизна результатов научно-исследовательских работ ПРИНЦИПИАЛЬНО НОВЫЕ
4. Опытно-промышленная проверка ПОДТВЕРЖДЕНА ПРОТОКОЛАМИ ИСПЫТАНИЙ
ВНЕДРЯЕМЫХ МЕТОДОВ
5. Внедрены: в промышленное производство ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ
6. Годовой экономический эффект
 Ожидаемый —
 Фактический —
7. Удельная экономическая эффективность внедренных результатов —
8. Объем внедрения —
 что составляет — от объема внедрения, положенного в основу расчета
 гарантированного экономического эффекта, рассчитанного по окончании НИР
9. Социальный и научно-технический эффект ПОЛУЧЕНИЕ НОВЫХ ЗНАНИЙ О
ЗАВИСИМОСТИ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ
ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРИВОДНОЙ ВТУЛОЧНОЙ ЦЕПЬЮ ОТ ЕЕ
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И УСЛОВИЙ РАБОТЫ

От исполнителя Автор разработанных методов контроля <u>Козлов К.Э.</u> Козлов К.Э.	Заместитель директора по научной работе Института механики и машиностроения Поволжского государственного техноло- гического университета <u>Багаутдинов И.Н.</u> Багаутдинов И.Н.
--	---

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Копия акта внедрения результатов диссертационной работы в ООО «Поволжский центр неразрушающего контроля»

«СОГЛАСОВАНО» ГЛАВНЫЙ ИНЖЕНЕР ООО «ПОВОЛЖСКИЙ ЦЕНТР НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ» _____ НОСОВ М.А. «10» марта 2015 г.	«УТВЕРЖДАЮ» ДИРЕКТОР ООО «ПОВОЛЖСКИЙ ЦЕНТР НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ» _____ ГОРОДНИЙ Э.Ю. «10» марта 2015 г.
--	--

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы

ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД И СРЕДСТВО КОНТРОЛЯ
МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО
ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

выполненная КОЗЛОВЫМ КОНСТАНТИНОМ ЭДУАРДОВИЧЕМ
Кафедра ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
внедрены на ООО «ПОВОЛЖСКИЙ ЦЕНТР НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ»

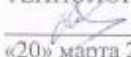
Вид внедренных результатов ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО
КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Характеристика масштаба внедрения ОСНАЩЕНИЕ ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА СБОРКИ ЦЕПНЫХ ПРИВОДОВ АППАРАТНО-
ПРОГРАММНЫМ КОМПЛЕКСОМ, РЕАЛИЗУЮЩИМ ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД
КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ
ПЕРЕДАЧ
2. Форма внедрения ТЕХНОЛОГИЯ КОНТРОЛЯ
3. Новизна результатов научно-исследовательских работ ПРИНЦИПИАЛЬНО
НОВЫЕ
4. Опытно-промышленная проверка ПОДТВЕРЖДЕНА ПРОТОКОЛАМИ
ИСПЫТАНИЙ ВНЕДРЯЕМОГО МЕТОДА
5. Внедрены: в промышленное производство ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ
6. Годовой экономический эффект
Ожидаемый —
Фактический —
7. Удельная экономическая эффективность внедренных результатов —
8. Объем внедрения —
что составляет — от объема внедрения, положенного в основу расчета
гарантированного экономического эффекта, рассчитанного по окончании НИР
9. Социальный и научно-технический эффект ПОЛУЧЕНИЕ НОВЫХ ЗНАНИЙ О
ЗАВИСИМОСТИ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ
ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРИВОДНОЙ ВТУЛОЧНОЙ ЦЕПЬЮ ОТ ЕЕ
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И УСЛОВИЙ РАБОТЫ

От исполнителя Автор разработанных методов кон- троля _____ Козлов К.Э.	Заместитель директора по научной ра- боте Института механики и машино- строения Поволжского государствен- ного технологического университета _____ Багаутдинов И.Н.
---	---

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Копия акта внедрения результатов диссертационной работы в ООО «Институт перспективных технологий»

«СОГЛАСОВАНО»	«УТВЕРЖДАЮ»
ГЛАВНЫЙ ИНЖЕНЕР ООО «ИНСТИТУТ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»  «20» марта 2015 г.	ДИРЕКТОР ООО «ИНСТИТУТ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»  «20» марта 2015 г.



АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и
технологических работ

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы
ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД И СРЕДСТВО КОНТРОЛЯ
МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО
ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

выполненная КОЗЛОВЫМ КОНСТАНТИНОМ ЭДУАРДОВИЧЕМ
 Кафедра ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
 внедрены на ООО «ИНСТИТУТ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»

Вид внедренных результатов ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО
КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Характеристика масштаба внедрения ОСНАЩЕНИЕ ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА СБОРКИ ЦЕПНЫХ ПРИВОДОВ АППАРАТНО-
ПРОГРАММНЫМ КОМПЛЕКСОМ, РЕАЛИЗУЮЩИМ ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД
КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНЫХ
ПЕРЕДАЧ
2. Форма внедрения ТЕХНОЛОГИЯ КОНТРОЛЯ
3. Новизна результатов научно-исследовательских работ ПРИНЦИПИАЛЬНО НОВЫЕ
4. Опытно-промышленная проверка ПОДТВЕРЖДЕНА ПРОТОКОЛАМИ ИСПЫТАНИЙ
ВНЕДРЯЕМОГО МЕТОДА
5. Внедрены: в промышленное производство ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ
6. Годовой экономический эффект
 Ожидаемый —
 Фактический —
7. Удельная экономическая эффективность внедренных результатов —
8. Объем внедрения —
 что составляет — от объема внедрения, положенного в основу расчета
 гарантированного экономического эффекта, рассчитанного по окончании НИР
9. Социальный и научно-технический эффект ПОЛУЧЕНИЕ НОВЫХ ЗНАНИЙ О
ЗАВИСИМОСТИ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ
ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРИВОДНОЙ ВТУЛОЧНОЙ ЦЕПЬЮ ОТ ЕЕ
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И УСЛОВИЙ РАБОТЫ

От исполнителя Автор разработанных методов контроля  Козлов К.Э.	Заместитель директора по научной работе Института механики и машиностроения Поволжского государственного техноло- гического университета  Багаутдинов И.Н.
---	--