

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

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

На правах рукописи

ЕГОРОВ АЛЕКСЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ

**ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ
МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПРИВОДОВ НА ИХ ОСНОВЕ**

05.11.13 – Приборы и методы контроля природной среды, веществ,
материалов и изделий

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук, профессор
Безбородов Юрий Николаевич

Томск – Йошкар-Ола – 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ	16
1.1 Существующие методы и средства контроля параметров поршневых двигателей внутреннего сгорания вращательного действия	16
1.1.1 Виды испытания ДВС	16
1.1.2. Контроль параметров ДВС при научно-исследовательских испытаниях	17
1.1.3. Контроль параметров ДВС при испытаниях опытного производства	18
1.1.4. Контроль параметров ДВС при испытаниях серийного производства	22
1.1.5. Условия проведения испытаний ДВС	25
1.1.6. Испытательный стенд	27
1.1.7. Требования к измерительным средствам при испытаниях ДВС	37
1.1.8. Контроль параметров при стендовых испытаниях ДВС	41
1.1.9. Бестормозные испытания ДВС	45
1.2 Существующие методы и средства контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей вращательного действия	50
1.2.1 Методы непосредственного контроля крутящего момента на валу асинхронного электрического двигателя	50
1.2.2 Методы расчетного и расчетно-экспериментального контроля механических параметров асинхронного электрического двигателя	58
1.2.3. Методы контроля момента инерции вращающихся масс асинхронного электрического двигателя с учетом потерь	60
2. ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ	68
2.1 Энергетический баланс в асинхронных электрических двигателях	68
2.2. Динамический метод контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей	70
2.3 Момент инерции подшипников трения-качения	74
3. ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ	79
3.1. Динамический метод контроля механических параметров зубчатых передач вращательного действия	79
3.2. Динамический метод контроля механических параметров ременных передач вращательного действия	89
3.3. Динамический метод контроля механических параметров цепных передач вращательного действия	100
3.4. Динамический метод контроля механических параметров червячных передач вращательного действия	111
4. ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ	122
4.1. Совершенствование методов контроля механических параметров поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания	122
4.1.1. Момент инерции кривошипно-шатунного механизма рядных поршневых двигателей внутреннего сгорания	123

4.1.2. Момент инерции кривошипно-шатунного механизма V-образных поршневых двигателей внутреннего сгорания.....	134
4.1.3. Стендовый динамический метод контроля механических параметров поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания	142
4.1.4. Бездемонтажный динамический метод контроля механических параметров поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания	144
4.2 Динамический метод и средство контроля механических параметров приводного двигателя вращательного действия самоходной колесной машины.....	154
4.3 Динамический метод контроля массы груза, перевозимого самоходной колесной машиной	166
4.4 Динамический метод контроля механических параметров приводного двигателя вращательного действия самоходной гусеничной машины.....	171
5. ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ ДИНАМИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПРИВОДОВ НА ИХ ОСНОВЕ.....	178
5.1 Аппаратно-программный комплекс динамического контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей	179
5.1.1 Вводные положения	179
5.1.2 Технические характеристики.....	180
5.1.3 Состав комплекса.....	182
5.1.4 Описание конструкции и принципа работы.....	182
5.1.5 Требование безопасности	185
5.1.6 Подготовка к работе и порядок работы с комплексом	186
5.1.7 Измерение параметров двигателя	188
5.1.8 Печать отчета	188
5.1.9 Печать графиков	189
5.1.10 Вкладка "Число оборотов"	189
5.1.11 Выключение комплекса	189
5.1.12 Поверка комплекса	190
5.1.13 Методики поверки	191
5.1.14 Определение относительной погрешности измерения времени.....	192
5.1.15 Маркировка	194
5.1.16 Упаковка	194
5.1.17 Требования безопасности	195
5.1.18 Правила приемки	195
5.1.19 Транспортирование и хранение.....	197
5.2 Применение динамических методов контроля механических параметров	198
5.2.1. Применение динамического метода контроля механических параметров двигателей вращательного действия	198
5.2.2. Применение динамического метода контроля механических параметров механических передач вращательного действия.....	199
5.2.3 Применение бездемонтажного динамического метода контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин	200
Основные выводы и рекомендации.....	202
Список литературы	205

ВВЕДЕНИЕ

В диссертации представлено обобщение выполненных автором в 1999-2015 годах исследований в области создания методов и средств контроля механических параметров механических вращающихся систем на основе использования инерции.

Побудительной причиной к написанию настоящей работы послужили недостатки тормозных методов и средств контроля механических параметров (момент инерции вращающихся масс, крутящий момент, развиваемая валом отбора механическая мощность) вращающихся систем (двигателей вращательного действия; механических передач с приводом от двигателей вращательного действия; самоходных транспортных средств – колесных и гусеничных машин с приводом от двигателей вращательного действия и др.). В настоящее время полученные тормозными методами и средствами контроля механические параметры двигателей вращательного действия положены в основу методик расчета механических передач вращательного действия, самоходных колесных и гусеничных машин. Недостаточная точность контроля механических параметров двигателей вращательного действия тормозными средствами контроля, особенно на переходных режимах работы приводит к неточностям, ошибкам проектирования и, как следствие, отрицательно сказываются на показателях надежности и долговечности двигателей вращательного действия и механических приводов вращательного действия, агрегатах трансмиссии самоходных колесных и гусеничных машин.

Разработанные динамические методы и средства контроля механических параметров двигателей вращательного действия и приводов на их основе по сравнению с тормозными методами и средствами контроля позволяют повысить точность контроля механических параметров двигателей вращательного действия и на базе полученных параметров уточнить теории расчета двигателей вращательного действия, механических

передач вращательного действия, самоходных колесных и гусеничных машин и пр.

Интенсивное развитие рынка машиностроительной продукции в Российской Федерации и создание равных конкурентных условий между отечественными и иностранными производителями обнажили целый ряд проблем развития машиностроительной отрасли Российской Федерации. В частности, продукция, производимая отечественными машиностроительными предприятиями, по такому важному показателю как надежность зачастую не может конкурировать с лучшими мировыми аналогами. Причин возникновения этой ситуации целый комплекс. В том числе одной из основных причин является недостаточный уровень развития методов и средств контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия. Неточность и ограниченность применения тормозных методов и средств контроля не позволяют фиксировать мгновенные значения механических параметров приводных двигателей вращательного действия, что, в свою очередь, ведет к невозможности учета реальных механических параметров при проектировании механических передач вращательного действия и создаваемых на их базе самоходных колесных и гусеничных машин. Неточность контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия в части непостоянства действия крутящего момента со стороны приводного электродвигателя привела к использованию усредненных показателей в ряде ныне действующих методик расчета и ГОСТов:

- методики расчета механических передач, изложенные в работах В.И. Анурьева, П.Ф. Дунаева, М.Н. Иванова, Д.Н. Решетова и др.,

- методики расчета колесных и гусеничных машин, изложенных в работах В.В. Гуськова, В.Ф. Платонова, В.М. Шарипова, Е.С. Наумова, А.П. Парфенова и др.,

- ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность»,

- ГОСТ 13568-97 «Цепи приводные роликовые и втулочные» и пр.

Созданию такой ситуации в период развития теории двигателей вращательного действия, деталей машин, теории колесных и гусеничных машин, (до конца 80-х годов XX в) способствовало отсутствие и ограниченное распространение полупроводниковых и микропроцессорных средств измерений и контроля. И лишь после появления в 90-е и последующие годы компонентной базы для создания высокочастотных микропроцессорных систем стала возможна реализация динамических методов и средств контроля.

Насущным является предпринятый нами поиск новых путей контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия и разработка новых методов и средств контроля.

Развитию методов и средств контроля механических параметров двигателей вращательного действия и приводов на их основе посвящено значительное количество работ отечественных и зарубежных ученых и исследователей.

В области разработки и практического использования методов и средств контроля механических параметров двигателей внутреннего сгорания и приводов на их основе можно выделить Е.К. Мазинга, А.С. Орлина, Д.Н. Вырубова, Ф.Ф. Симакова, С.Г. Роганова, О.Б. Леонова, Г.Н. Мизернюка, Н.Д. Чайнова, Н.А. Иващенко, Р.З. Кавтарадзе, С.В. Путинцева, Л.В. Грехова и др.

В области разработки методов и средств контроля механических параметров газотурбинных и паротурбинных установок и приводов на их основе можно выделить Ю.М. Анурова, А.А. Пыхалова, М.Р. Орлова, В.Н. Тарасова, И.Х. Бадамшина, В.П. Кузнецова, А.Р. Лепешкина, А.С. Лебедева, В.Н. Тарасова, С.М. Белобородова, А.В. Грановского, С.Ю. Боровика, В.А. Черникова и др.

В области разработки методов и средств контроля механических параметров гидравлических двигателей и гидропривода можно выделить Б.Н. Чумаченко, А.Ю. Авдюшенко, Д.Р. Волкова и др.

В области разработки методов и средств контроля механических параметров электрических двигателей и приводов на их основе можно выделить Н.В. Тарасову, А.В. Поносова, Д.В. Меренкова, В.М. Завьялова, С.Ю. Кобзистого, В.В. Козлова, В.Г. Каширских, А.А. Анненкова и др.

Значительная часть работ, посвященных исследованиям двигателей вращательного действия выполнены на базе традиционных тормозных (тензометрических) средств измерений. Вопросам развития новых методов и средств контроля механических параметров посвящено незначительное количество работ и разделов работ.

Контроль механических параметров двигателей вращательного действия, механических приводов на их основе, колесных и гусеничных машин осуществляется на базе тензометрического метода контроля, который требует высокой точности измерения сигнала и тарирования тензодатчиков, Тензометрический метод контроля реализуется путем контроля на вале отбора мощности или в опорах двигателя вращательного действия. При этом контроль крутящего момента осуществляется с относительно большой дискретностью, что связано со временем, необходимым для восстановления упругодеформированного состояния тензоэлемента.

Таким образом, выявленные недостатки тормозного метода контроля механических параметров и способов его реализации требуют создания новых методов и средств контроля

Все это позволяет нам утверждать важность и актуальность исследований, направленных на разработку новых методов контроля механических параметров двигателей вращательного действия, механических приводов на их основе, самоходных колесных и гусеничных машин.

Цель и задачи исследования. Целью исследования является разработка динамических методов контроля механических параметров двигателей вращательного действия, механических приводов, выполненных на основе двигателей вращательного действия, колесных и гусеничных машин.

Для реализации поставленной цели потребовалось решение следующих научно-технических задач:

1. Разработать метод контроля механических параметров двигателей вращательного действия
2. Разработать метод контроля механических параметров подшипников трения-качения.
3. Разработать метод контроля механических параметров механических передач:
 - зубчатых передач;
 - ременных и цепных передач;
 - червячных передач.
4. Разработать метод контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин.
5. Разработать информационно-измерительные комплексы для контроля механических параметров:
 - двигателей вращательного действия;
 - механических передач;
 - приводных двигателей вращательного действия колесных и гусеничных машин.

Научная новизна:

1. Разработан метод контроля механических параметров двигателей внутреннего сгорания вращательного действия, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения коленчатого

вала момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений коленчатого вала количественно оценивать крутящий момент и механическую мощность, развиваемые коленчатым валом (Патенты РФ №2370741, 2408000).

2. Разработан метод контроля механических параметров газотурбинных и паротурбинных двигателей вращательного действия, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения ротора момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений ротора количественно оценивать крутящий момент и механическую мощность, развиваемые ротором (Патент РФ № 2426977).
3. Разработан метод контроля механических параметров электрических двигателей вращательного действия, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения ротора момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений ротора количественно оценивать крутящий момент и механическую мощность, развиваемые ротором (Патент РФ № 2425342).
4. Разработан метод контроля механических параметров гидравлических и пневматических двигателей вращательного действия, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения вала отбора мощности момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений ротора количественно оценивать крутящий момент и механическую мощность, развиваемые валом отбора мощности (Патент РФ №2419774).

5. Разработан метод контроля механических параметров подшипников, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения внутреннего кольца подшипника момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений внутреннего кольца подшипника количественно оценивать механические потери в подшипнике (Патент РФ № 2507493).
6. Разработан метод контроля механических параметров зубчатых передач вращательного действия, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения ротора приводного электродвигателя момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений ротора приводного электродвигателя количественно оценивать механические потери в зубчатых передачах (Патент РФ № 2444712).
7. Разработан метод контроля механических параметров червячных передач вращательного действия, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения ротора приводного электродвигателя момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений ротора приводного электродвигателя количественно оценивать механические потери в червячных передачах (Патент РФ № 2515172).
8. Разработан метод контроля механических параметров ременных и цепных передач вращательного действия, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения ротора приводного электродвигателя момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений ротора приводного электродвигателя

количественно оценивать механические потери в ременных и цепных передачах (Патент РФ № 2507492).

9. Разработан метод контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных машин, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения вала отбора мощности приводного двигателя вращательного действия момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений вала отбора мощности приводного двигателя вращательного действия количественно оценивать крутящий момент и механическую мощность, развиваемые приводным двигателем (Патент РФ № 2438107).
10. Разработан метод контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных гусеничных машин, отличающийся способом определения приведенного к оси вращения вала отбора мощности приводного двигателя вращательного действия момента инерции вращающихся масс и позволяющий в широком диапазоне переходных режимов работы по величине угловых ускорений вала отбора мощности приводного двигателя вращательного действия количественно оценивать крутящий момент и механическую мощность, развиваемые приводным двигателем (Патент РФ № 2441210).

Теоретическая и практическая значимость работы.

Полученные разработанными методами контроля механические параметры двигателей вращательного действия, механических приводов, выполненных на основе двигателей вращательного действия, колесных и гусеничных машин могут быть использованы для уточнения теорий расчета двигателей вращательного действия, механических приводов, выполненных

на основе двигателей вращательного действия, колесных и гусеничных машин.

Предложены перспективные средства контроля механических параметров механических вращающихся систем.

Часть результатов диссертации получена при работе над проектами «Разработка и научно-техническое обоснование методов бестормозного определения моментов инерции вращающихся масс поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания» в рамках АВЦП «Развитие научного потенциала высшей школы 2009-2011» (проект №11019), «Разработка инерционных методов и средств исследования двигателей вращательного действия» в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России 2009-2013» (мероприятие 1.1, г/к №02.740.11.0511 от 15 марта 2010 г.), «Разработка инерционных методов и средств диагностики и контроля энергетической эффективности колесных машин в течение полного жизненного цикла» в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России 2009-2013» (мероприятие 1.2.1, соглашение №14.В37.21.0168 от 20.07.2012 г.).

Результаты исследований внедрены в испытательных лабораториях ООО «Транссельхозтехника», ООО «Институт перспективных технологий», ООО «Поволжский центр неразрушающего контроля» в учебный процесс кафедры транспортно-технологических машин ФГБОУ ВПО «Поволжский государственный технологический университет».

Методология и методы исследования. При решении поставленных задач применялись методы математической статистики, планирования и моделирования процессов, теоретической механики, динамики вращательного движения, теории двигателей вращательного действия, теории механизмов и машин, теории деталей машин, теории колесных и гусеничных машин. Для обработки экспериментальных данных

использовались пакеты прикладных программ Microsoft Excel, Solidworks, MATLAB, а также среда разработки программных продуктов Borland Delphi.

На защиту выносятся:

1. Метод контроля механических параметров двигателей вращательного действия на примере асинхронных электрических двигателей.
2. Метод контроля механических параметров подшипников трения-качения.
3. Метод контроля механических параметров механических передач: зубчатых, ременных, цепных, червячных.
4. Метод контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин.
5. Информационно-измерительные комплексы для контроля механических параметров:
 - двигателей вращательного действия;
 - механических передач;
 - приводных двигателей вращательного действия колесных и гусеничных машин.

Степень достоверности и апробация результатов. Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций в диссертационной работе обеспечивается необходимым объемом экспериментальных исследований, удовлетворительной сходимостью теоретических и экспериментально полученных зависимостей, непротиворечивостью результатам исследований других авторов.

Основные положения и результаты диссертационной работы доложены и обсуждены на:

1. IV Международной научно-практической конференции «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств» (Пенза, 2006)
2. Международной конференции «Двигатель-2007» (Москва, МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007)
3. V Международной Юбилейной научно-практической конференции «Автомобиль и техносфера» (Казань, КГТУ-КАИ им. А.Н. Туполева, 2007)
4. Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России» (Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008)
5. II Всероссийской научно-практической конференции «Наука-технология-ресурсосбережение» (Санкт Петербург, Российская академия транспорта, 2008)
6. XI Международной научно-практической конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей» (Владимир, ВГУ, 2008)
7. 18-й всероссийской конференции с международным участием «Неразрушающий контроль и техническая диагностика» (Нижний Новгород, НГТУ, 2008)
8. III Международной научной конференции «Автоматизация в промышленности» (Москва, ИПУ РАН, 2009)
9. V молодежной Международной науч. конф. «Тинчуринские чтения» (Казань, КГЭУ, 2010)
10. XVIII научно-технической конференции ОАО «НПЦ»Полюс» (Томск, 2010)
11. Международной научно-технической конференция «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (Иваново, 2011)
12. IX международной заочной научно-практической конференции «Технические науки – от теории к практике» (Новосибирск, 2012).

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 34 печатных работах и трудах международных и всероссийских конференций, из них – 2 монографии, 3 учебных пособия, 16 статей опубликованы в изданиях, входящих в перечень ВАК. По теме диссертации получено 13 патентов РФ на изобретения.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, включающего 202 наименования, 1 приложения. Основная часть работы изложена на 229 страницах машинописного текста, содержит 70 рисунков и 9 таблиц.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Существующие методы и средства контроля параметров поршневых двигателей внутреннего сгорания вращательного действия

Как правило, контроль параметров двигателей вращательного действия характерен для процессов завершающей стадии производства двигателей, а также завершающей стадии технического обслуживания или ремонта. Процессы контроля параметров двигателей вращательного действия как правило осуществляются в период испытаний. Покажем место операций контроля механических параметров в системе испытаний двигателей вращательного действия на примере двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

1.1.1 Виды испытания ДВС

Испытания составляют заключительный этап сложного процесса создания и совершенствования ДВС. Различным видам испытаний подвергают все вновь создаваемые, модернизируемые и серийные двигатели автомобилей и тракторов. При этом каждый вид испытаний проводят с определенной целью.

В зависимости от назначения различают две основные группы испытаний: научно-исследовательские и типовые (рисунок 1.1). Типовым (государственным) испытаниям подвергаются двигатели опытного и серийного производства. Программа и характер таких испытаний регламентируются государственными и отраслевыми стандартами. Методы стендовых испытаний тракторных и комбайновых двигателей регламентируются ГОСТ 18509-88, автомобильных двигателей - ГОСТ 14846-81.



Рисунок 1.1. Виды испытаний ДВС

1.1.2. Контроль параметров ДВС при научно-исследовательских испытаниях

Эти испытания крайне разнообразны по своему характеру, содержанию и методам исследования.

Научно-исследовательские испытания проводят с целью совершенствования существующих конструкций двигателей, при переходе на иную компоновку, при разработке принципиально новых силовых агрегатов, отдельных систем, узлов и деталей, а также в случаях апробирования новых конструкционных материалов, износостойких покрытий, при изменении условий работы двигателя, его форсировки, при переводе на другие виды топлив, смазок, при исследовании отдельных процессов, составляющих рабочий цикл двигателя.

Научные исследования ведут лаборатории конструкторско-экспериментальных отделов заводов-изготовителей, специализированные отраслевые научно-исследовательские институты или конструкторские бюро и лаборатории соответствующих вузов.

В последние годы все большее распространение получают испытания на бестормозных стендах, специальных одноцилиндровых установках, отсеках, блоках, а также применяют методы физического и математического моделирования.

1.1.3. Контроль параметров ДВС при испытаниях опытного производства

Испытания двигателей опытного производства разделяются на экспериментально-доводочные и приемочные.

Экспериментально-доводочные испытания проводятся в основном в процессе отработки конструкции и доводки параметров нового двигателя или при модернизации существующего образца [1,2].

Цель испытаний состоит в проверке соответствия выбранных размеров двигателя и основных его оценочных параметров расчетным, в выявлении истинного взаимовлияния отдельных систем на развернутом двигателе, в доводке двигателя в целом и всех его элементов до уровня требований, установленных техническим заданием на проектирование.

При испытаниях выявляют фактический моторесурс двигателя, уточняют регулировки систем и определяют его эксплуатационные свойства: расход топлива и масла, приемистость, легкость пуска в холодном и горячем состояниях, устойчивость работы в различных условиях, токсичность, дымность и другие показатели. Доводочные испытания планирует и проводит конструкторско-экспериментальный отдел завода.

Чаще такие испытания начинают проводить на одноцилиндровых или блочных отсеках двигателей. На отсеках удобнее отрабатывать рабочий процесс, изучать процессы впрыска топлива, смесеобразования и сгорания и т.п. Использование отсека вместо полноразмерного двигателя сокращает время на создание опытного образца и удешевляет экспериментальные работы. Поэтому обычно создание нового типа двигателя начинается с

создания отсека, и только после получения на нем благоприятных результатов переходят к созданию и испытаниям полноразмерного образца.

Приемочные испытания опытного производства подразделяются на заводские комиссионные и межведомственные (государственные).

Во время заводских комиссионных испытаний проверяют степень отработки и результаты доводки опытных или головных образцов. Эти испытания обычно предшествуют государственным испытаниям. Целью заводских испытаний является определение готовности образца для предъявления государственной (межведомственной) комиссии. Кроме того, при этих испытаниях с целью определения возможности передачи в серийное производство проверяются различные модификации базовой модели или отдельные усовершенствования конструкции, улучшающие техническую характеристику базового образца.

Государственные (межведомственные) испытания двигателей новых или модернизированных конструкций проводятся на опытных образцах или на головных образцах опытных серий после завершения их конструктивной проработки и доводки.

Цель этих испытаний – всесторонняя проверка качества двигателя, проверка соответствия его параметров техническому заданию, проверка надежности, экономичности, моторесурса, эксплуатационных показателей и т. п.

Государственные испытания проводятся государственными (межведомственными) комиссиями, и по их заключению принимается решение о серийном производстве двигателя или об изготовлении опытной партии.

Приемочные (государственные) испытания двигателей новых и модернизированных конструкций проводят согласно ГОСТ 14846-81 после завершения всех доводочных работ, включая регулировочные испытания. Двигатели, предъявляемые к приемочным (государственным) испытаниям, должны соответствовать чертежам, иметь техническую характеристику

(паспорт), подписанную главным конструктором, и пройти предварительную обкатку не более 60 часов по программе завода-изготовителя.

Перед началом испытаний двигатель разбирают, проводят установленный госстандартом микрометраж его основных деталей, собирают и обкатывают в течение 5 - 10 часов. Определяют наибольшие габариты комплектного двигателя, его вес, заправочные емкости систем охлаждения и смазки. В процессе испытаний снимают параметры с целью определения: мощностных и экономических показателей; минимального числа оборотов коленчатого вала под нагрузкой и на холостом ходу; расхода топлива на холостом ходу; механического КПД и равномерности работы цилиндров. Определяют устойчивость работы двигателя, его пусковые качества, токсичность и надежность.

Мощностные и экономические показатели определяют при полных и частичных нагрузках. Скоростные характеристики для бензиновых двигателей, снабженных ограничителем оборотов коленчатого вала, снимают с включенным и выключенным ограничителем. Нагрузочные характеристики снимают не менее чем на трех числах оборотов коленчатого вала, включая обороты, соответствующие максимальному крутящему моменту. При наличии всережимного регулятора регуляторные характеристики определяют для тракторных двигателей при $n(\max)$, $(0,85 \dots 0,7) n(\max)$, а для автомобильных – дополнительно при $0,5 n(\max)$.

Испытания на надежность (безотказность) регламентируются госстандартами и состоят из последовательно повторяющихся циклов – трехчасовых для автомобильных и четырехчасовых – для тракторных двигателей. Трехчасовые циклы проводят по программе: пуск и прогрев, холостой ход при $n(\min)+300$ об./мин. – 5 минут; полное открытие дросселя у карбюраторного ДВС или полная подача топлива у дизеля при $n(\text{ном})$ – 2 часа 50 минут; холостой ход при $n(\min)+300$ об./мин. – 5 минут; остановка – 10 минут. Четырехчасовые циклы: холостой ход при $n(\max)$ – 10 минут;

полная подача топлива при $n(M_{max})$ – 10 минут; то же при $n(nom)$ – 3 часа 30 минут; холостой ход при $n(max)$ – 10 минут; остановка – 10 минут.

Общая продолжительность таких испытаний должна составлять: для бензиновых двигателей легковых автомобилей с литражом до 1 л – 250 ч, свыше 1 до 2,5 л – 350 ч, для бензиновых двигателей грузовых автомобилей и автобусов с литражом до 2,5 л – 350 ч, свыше 2,5 л до 7 л – 400 ч; для автомобильных дизелей с литражом до 7 л – 1000 ч; для тракторных двигателей – 800 ч. Установленная продолжительность испытаний для двигателей различных марок и типов обусловлена особенностями их эксплуатации. Тракторные двигатели и дизели тяжелых грузовых автомобилей работают с большими нагрузками, чем обычные автомобильные, для которых характерны режимы частичных нагрузок.

В процессе испытаний на надежность строго учитывают расход топлива и масла, а техническое обслуживание двигателя проводят согласно заводской инструкции по эксплуатации. В протоколе испытаний фиксируют все замеченные неполадки в работе двигателя, замену и ремонт отдельных деталей и узлов.

По данным испытаний на определение мощностных и экономических показателей и результатам микрометража, проводимого перед началом и по окончании испытаний на надежность, определяют износ основных деталей, к которым относят: цилиндры (гильзы), поршни, их кольца и пальцы, коленчатый вал, коренные и шатунные подшипники, втулки верхней головки шатуна, распределительный вал и клапаны, проводят по одной программе, одним и тем же инструментом и в одних и тех же условиях по установленной ГОСТом методике.

Двигатель считается не выдержавшим испытаний на безотказность в случае поломок, аварийных заеданий или задиров в узлах трения, опасных стуков, для устранения которых требуются разборка и ремонт или замена основных деталей двигателя либо его агрегатов в процессе испытаний или по окончании их, а также вследствие снижения мощности и ухудшения

экономичности более чем на 5 % от первоначально замеренных, угара масла, прерывающего нормы завода изготовителя или снижения давления масла против установленного нижнего предела и повышенного износа деталей.

По окончании государственных (межведомственных) испытаний составляют отчет, в котором отмечают: соответствие двигателя проектному заданию, уровень технико-экономических показателей (надежность, пусковые качества, экономичность), а также возможности дальнейшего совершенствования конструкции.

1.1.4. Контроль параметров ДВС при испытаниях серийного производства

Испытания двигателей серийного производства регламентируются ГОСТ 18509-88, ГОСТ 14846-81 и включают в себя следующие виды испытаний: приемо-сдаточные, предъявительские, периодические кратковременные, периодические длительные, типовые, аттестационные, эксплуатационные [3].

Приемо-сдаточные испытания проводят с целью контроля качества изготовления, сборки и регулировки двигателей, находящихся в производстве. Приемо-сдаточные испытания проходят все двигатели, выходящие с завода.

Перед началом испытаний двигатель должен быть укомплектован и пройти техническую обкатку согласно карте технологического процесса.

Испытания включают определение мощности и расхода топлива при номинальной частоте вращения коленчатого вала и полной подаче топлива, а также при максимальной частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу.

Двигатель считается выдержавшим испытания, если полученные параметры соответствуют стандартам или техническим условиям на него.

Предъявительские испытания проводят с целью контроля качества сборки и регулировки двигателей при предъявлении опытных образцов

двигателей на предварительные испытания тракторов, для которых эти двигатели предназначены. По ГОСТ 18509-88 предъявительские испытания проводят в объеме приемо-сдаточных испытаний или по специальной согласованной программе испытаний. Допускается совмещать оба вида испытаний.

Периодические кратковременные испытания проводят с целью контроля соответствия основных параметров двигателей стандартам и техническим условиям. При испытании определяют мощность и экономические показатели путем снятия скоростных и нагрузочных характеристик для автомобильных карбюраторных двигателей и регуляторной характеристики для автотракторных дизелей. Определяют также степень неравномерности работы регулятора, равномерность работы цилиндров, характеристику условных механических потерь и устойчивости работы двигателя, расход топлива при минимальном числе оборотов холостого хода и расход масла на угар.

Двигатель считается выдержавшим испытания, если все измеряемые параметры: мощность, расход топлива, корректорный коэффициент запаса крутящего момента, минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала на холостом ходу и угар масла соответствуют стандартам и техническим условиям.

При испытаниях двигатель должен быть укомплектован обслуживающим его оборудованием независимо от того, установлено оно или нет на автомобиле или тракторе, для которых этот двигатель предназначен. Периодические длительные испытания проводят с целью контроля соответствия показателей безотказности и стабильности параметров двигателей техническим условиям при стендовых испытаниях.

Испытания состоят из повторяющихся циклов, продолжительность которых и режимы работы для тракторных дизелей определяются ГОСТ 18509-88 (4 часа).

Общая продолжительность нормальных испытаний на циклах должна составлять 800 ч, ускоренных – 400 ч. В начале и конце испытаний, а также через каждые 200 ч работы снимают регуляторную характеристику дизеля и определяют относительный расход масла на угар. Дополнительно в начале и конце испытаний определяют характеристику условных механических потерь и характеристику устойчивости работы двигателя на номинальном режиме. В программу длительных испытаний включают также определение пусковых качеств двигателя, токсичности и дымности отработавших газов. Для определения параметров надежности и долговечности после испытаний дизель должен быть разобран для оценки состояния его деталей и для проведения микрометража цилиндров, поршней, поршневых пальцев и колец, коленчатого вала и т. п. в соответствие с параметрами микрометража.

Двигатель считается не выдержавшим испытания, если при отказе в работе для их устранения требуются разборка со снятием головки цилиндров, масляного поддона, замена топливного насоса высокого давления, топливных и масляных фильтров, водяного насоса, турбокомпрессора и если по окончании испытаний снижена мощность или увеличен расход топлива более чем на 5 % по сравнению с измеренными в начале испытаний. Число испытуемых двигателей по ГОСТ 18509-88 при годовом выпуске от 5 до 120 тыс. шт. составляет один двигатель в полугодие или в квартал.

После внесения в конструкцию или технологию изготовления двигателя каких-либо изменений по ГОСТ 18509-88 предусматриваются типовые испытания, которые проводят по программе периодических длительных (или кратковременных) испытаний.

Аттестационные испытания проводят с целью оценки технического уровня двигателей, находящихся в производстве, при подготовке их к государственной аттестации качества. Испытания ведут по программе периодических длительных испытаний или по программе, согласованной заводом-изготовителем с потребителем.

Эксплуатационные испытания двигателей проводят специализированные научно-исследовательские организации и соответствующие лаборатории заводов-изготовителей с целью определения износа деталей двигателя и выявления его долговечности в различных климатических и дорожных условиях, а также для уточнения эксплуатационных регулировок и норм расхода горюче-смазочных материалов.

По результатам эксплуатационных испытаний определяют коэффициенты сменности деталей, что необходимо для правильной организации производства запасных частей, уточняют пробеги до капитального ремонта и т.д.

1.1.5. Условия проведения испытаний ДВС

Двигатели, принятые ОТК завода, перед началом всех типовых испытаний предварительно обкатывают по программе завода-изготовителя в течение не более 60 ч.

Комплектация двигателя. При проведении кратковременных периодических, длительных периодических и типовых испытаний двигатель должен быть установлен на испытательный стенд, укомплектован обслуживающим его оборудованием (топливным насосом, вентилятором, генератором и т. д.), иметь заводские регулировки топливной аппаратуры, других систем и механизмов двигателя. Между прибором для измерения расхода воздуха и воздухоочистителем должен быть установлен ресивер емкостью не менее 200 рабочих объемов цилиндра.

При определении стабильности параметров и показателей безотказности в стендовых условиях и при ускоренных стендовых испытаниях двигатель должен быть закреплен на испытательном стенде таким же образом, как на базовой машине.

Требования к ГСМ и охлаждающим жидкостям. Марки топлива, масла и охлаждающих жидкостей должны соответствовать требованиям ТУ на испытуемый двигатель, а их физико-химические показатели должны быть удостоверены паспортом или протоколом испытаний.

При определении пусковых качеств двигателя должны применяться специальные низкотемпературные жидкости, а также топливо и масло зимних марок.

Температурные режимы. Типовые испытания проводят на прогретом двигателе. Температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и температура масла в картере двигателя должны поддерживаться (если не указано в ТУ на испытуемый двигатель) в пределах $(90 \pm 5)^{\circ}\text{C}$.

При испытании двигателей воздушного охлаждения температура охлаждающего воздуха не должна превышать 40°C , а температура масла выходить за пределы 100°C . При определении мощности нетто температура топлива должна поддерживаться от 20 до 25°C .

В исследовательских испытаниях регулировку механизмов и систем двигателя, его тепловой режим, выбор эксплуатационных материалов и прочие условия оговаривают в программе работ. Если необходимо, то условия испытаний изменяют в нужных пределах. Обязательно уточняют комплектность испытуемого двигателя, поскольку на привод его вспомогательных агрегатов затрачивается часть мощности.

При определении характеристик двигателя количество точек замера должно быть не менее 6-8. Перед началом измерений двигатель должен поработать на каждом заданном режиме не менее 5 мин. до стабилизации наблюдаемых величин в течение не менее 1 мин., без каких-либо значительных изменений в течение этого времени.

Измеряемые величины вносят в протокол или журнал испытаний сразу же по окончании наблюдения и обязательно нумеруют записи. Кроме того, в протоколе фиксируют все неполадки или отклонения от норм, отмечают

вынужденные перерывы в работе для получения объективной оценки испытаний после завершения их программы.

Перед началом испытаний, в процессе проведения и по окончании их, обязательно определяют и фиксируют следующие исходные данные и наблюдаемые величины: характерные параметры или тип испытуемого двигателя и испытуемой установки, сорт и плотность топлива и масла, давление, температуру и влажность окружающего воздуха, температуру охлаждающей жидкости на выходе из системы охлаждения двигателя, температуру и давление масла, показания динамометра, скорость (частоту) вращения вала и суммарное количество его оборотов за принятое время измерения, среднее давление во впускном трубопроводе, расходы топлива и воздуха, угол опережения зажигания или подачи топлива (в дизелях).

В случае необходимости количество измеряемых величин не ограничивают перечисленными. Так, в зависимости от назначения исследовательских испытаний часто вносят в протокол или фиксируют путем записи на специальную ленту многие другие параметры. Например, закономерность изменения давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала двигателя, явления детонации, температуру потока в отдельных зонах впускного тракта или характер переменных пульсирующих давлений в нем и т. д. В ряде случаев возникает необходимость измерять температуру отработавших газов, химический состав газов, расход охлаждающей жидкости, масла, а также вибрации отдельных деталей, линейные и угловые их перемещения, тепловое состояние и прочие параметры, значение которых необходимо при изучении процессов в двигателе.

1.1.6. Испытательный стенд

Испытательным стендом называется техническое устройство для установки дизеля в заданном положении для создания и передачи на дизель и

подводимые к нему топливо, масло, охлаждающую жидкость и воздух требуемых воздействий; для осуществления управления процессом испытаний; для сбора первичной информации о работе дизеля и систем стенда.

Испытательный стенд должен быть оборудован следующими устройствами: нагружающим; для крепления дизеля; для соединения дизеля с нагружающим устройством; для охлаждения дизеля жидкостного охлаждения; для отвода отработавших газов; для питания дизеля топливом; для управления дизелем и нагружающим устройством; контрольной и измерительной аппаратурой.

Подсоединение к дизелю, установленному на испытательном стенде, устройств для отвода отработавших газов, охлаждения, смазки и питания топливом, а также любых других устройств и измерительных приборов не должно изменять мощность и расход топлива на всех режимах более чем на 1 %.

Между прибором для измерения расхода воздуха и воздухоочистителем (впускным коллектором) должен быть установлен ресивер емкостью не менее 200 рабочих объемов цилиндра испытуемого дизеля. Рекомендуется при измерении расхода воздуха размещать воздухоочиститель внутри впускного ресивера.

Рекомендуется применять устройства для отвода отработавших газов со свободным впуском или устанавливать между устройствами для отвода отработавших газов и выпускной системой дизеля выпускной ресивер емкостью не менее 150 рабочих объемов цилиндра испытуемого дизеля.

При определении дымности и выбросов вредных веществ с отработавшими газами устройство для отвода отработавших газов должно быть оснащено дополнительным газоотводным устройством с пробоотборным зондом, устанавливаемым на расстоянии не более 0,5 м от выходного сечения выпускной системы дизеля.

Пробоотборный зонд для определения дымности представляет собой трубку с внутренним диаметром 25 мм из нержавеющей стали; его устанавливают в дополнительном газоотводном устройстве на прямолинейном участке постоянного диаметра D на расстоянии не менее $7D$ от входного и не менее $3D$ от его выходного сечения, чтобы входное отверстие зонда располагалось по оси и было обращено навстречу потоку газов.

Пробоотборный зонд для определения выбросов вредных веществ должен быть установлен в дополнительном газоотводном устройстве на прямолинейном его участке постоянного диаметра D , длиной $10 D$, на расстоянии D от входного устройства этого участка. При применении неавтоматических газоаналитических приборов дискретного действия пробоотборный зонд изготавливают в виде трубки диаметром 8 мм из нержавеющей стали и устанавливают таким образом, чтобы входное отверстие зонда располагалось по оси и было обращено навстречу потоку отработавших газов. При применении автоматических газоаналитических приборов непрерывного действия их устанавливают по инструкции на применяемый прибор.

Непрямолинейность участка дополнительного газоотводного устройства на длине 1 м должна быть не более 1% диаметра D , допустимое отклонение по наружному диаметру – не более + 1% от D . В дополнительном газоотводном устройстве, пробоотборном зонде и их соединении утечка отработавших газов и подсос воздуха не допускаются.

При стендовых испытаниях рекомендуется применять следующую измерительную аппаратуру: динамометрические устройства для измерения крутящего момента; тахометры для измерения частоты вращения коленчатого вала дизеля; приборы для измерения массового расхода топлива; ротационные счетчики расхода воздуха; измерительные коллекторы для измерения производительности нагнетательных вентиляторов системы охлаждения по ГОСТ 10921-74); манометры и мановакуумметры V-образные

стеклянные; манометры, вакуумметры, мановакуумметры показывающие; микроманометры типа ММ для измерения давления в системах впускной, выпускной, смазки, питания топливом и охлаждения (по ГОСТ 2405-80, ГОСТ 22520-85, ГОСТ 11161-84); термометры ртутные, манометрические и сопротивления в комплекте с логометрами для измерения температуры воздуха, охлаждающей жидкости, топлива и масла (по ГОСТ 2823-73, ГОСТ 215-73 и ГОСТ 6651-84); дымомеры для измерения оптической плотности отработавших газов методом просвечивания; электропневматические индикаторы стробоскопического типа для индицирования дизеля; барометры ртутные метеорологические и барометры-анероиды метеорологические для измерения барометрического давления; механические и электрические секундомеры для измерения продолжительности прокручивания коленчатого вала при пуске и времени расхода контрольных доз топлива, масла, охлаждающей жидкости и воздуха; виброизмерительную аппаратуру для измерения среднеквадратических общих уровней виброскорости (по ГОСТ 12.1.026-80) и составляющих частотных спектров в октавных и трехоктавных полосах (по ГОСТ 25865-83); шумоизмерительную аппаратуру для измерения уровня звукового давления и составляющих частотных спектров в октавных полосах; аспирационные психрометры для измерения влажности воздуха (по ГОСТ 23382-78); автоматические газоаналитические приборы непрерывного действия для определения концентрации в отработавших газах: окиси углерода – не дисперсным инфракрасным газоанализатором, углеводородов – пламенно-ионизационным газоанализатором, оксидов азота – хемиллюминесцентным газоанализатором или недисперсным инфракрасным и недисперсным ультрафиолетовым газоанализаторами; неавтоматические газоаналитические приборы дискретного действия для определения в отработавших газах: оксида углерода – хроматографом с термохимическим детектором; углеводородов – хроматографом с термическим детектором; углеводородов – хроматографом с пламенно-ионизационным детектором;

оксидов азота – фотоколориметром в сочетании с химическим определением с помощью реактива Зальцмана.

При стендовых испытаниях следует выполнять требования безопасности и производственной санитарии, предусмотренные стандартами, техническими условиями и технической документацией предприятия-изготовителя на дизели, испытательные стенды, измерительные приборы, топлива, масла и охлаждающие жидкости.

Шум, микроклимат и концентрации вредных веществ в воздухе зоны рабочих мест испытателей, а также вибрация на рабочих местах и на органах управления дизелем, испытательным стендом и измерительными приборами не должны превышать предельно допустимых значений, предусмотренных санитарными нормами. Вращающиеся детали дизеля испытательного стенда и измерительных приборов должны иметь защитные ограждения. Трубопроводы стенда для отвода отработавших газов и выпускной ресивер должны быть термоизолированы таким образом, чтобы температура на наружных поверхностях не превышала 700С. Не допускается применять этилированные бензины для питания пусковых двигателей и для промывки деталей.

Схема универсального испытательного стенда для двигателей внутреннего сгорания показана на рисунке 1.2.

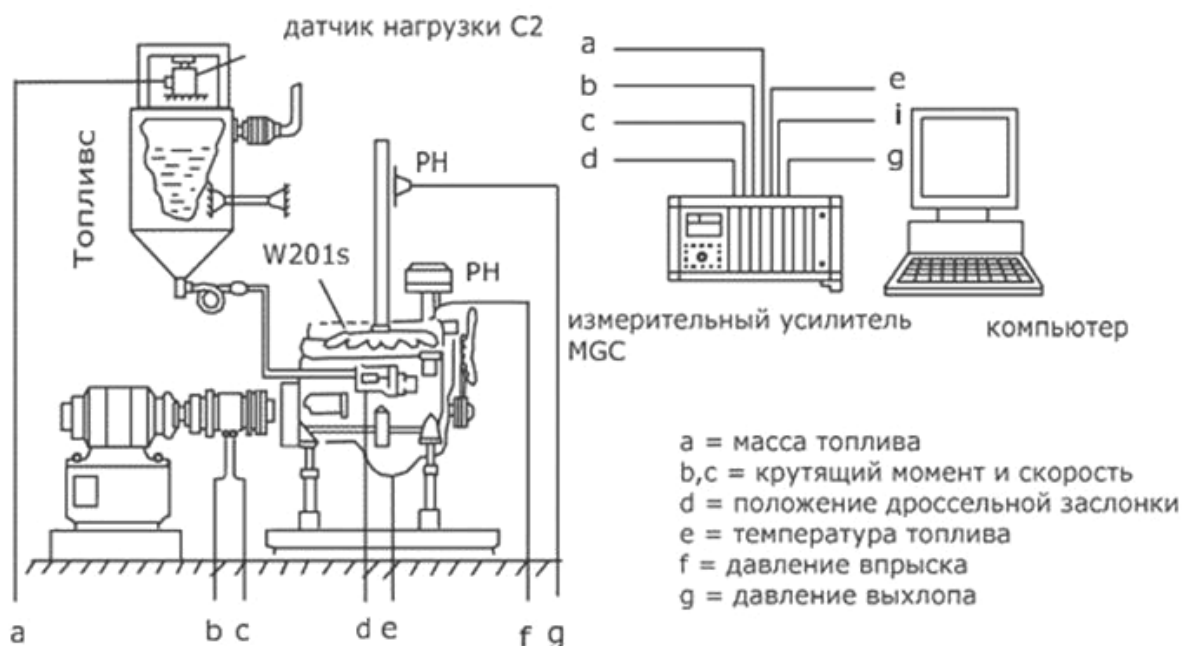


Рисунок 1.2. Схема универсального испытательного стенда для ДВС.

На представленном рисунке показан выбор наиболее важных точек измерения. Результаты измерений передаются на усилитель и обрабатываются на компьютере.

В данном стенде может использоваться датчик крутящего момента T10FH (рисунок 1.3):

T10FH
Датчик крутящего момента

HBM
measurement with confidence

Характерные особенности

- Номинальный диапазон крутящего момента:
100 кН·м, 130 кН·м, 150 кН·м, 200 кН·м, 250 кН·м, 300 кН·м
- Номинальный диапазон скоростей
2,000 грт до 3,000 грт
- Укороченный корпус
- Вращающиеся и не вращающиеся версии
- Без подшипника или контактного кольца
- Опции:
Магнитная система измерения скорости, 180 импульсов / поворотов; РТВ сертификат калибровки в соотв. с DIN 51309; класс 0.5

Не вращающаяся версия Вращающаяся версия

Рисунок 1.3. Датчик крутящего момента T10FH.

Пример установки датчика на стенде изображен на рисунок 1.4.

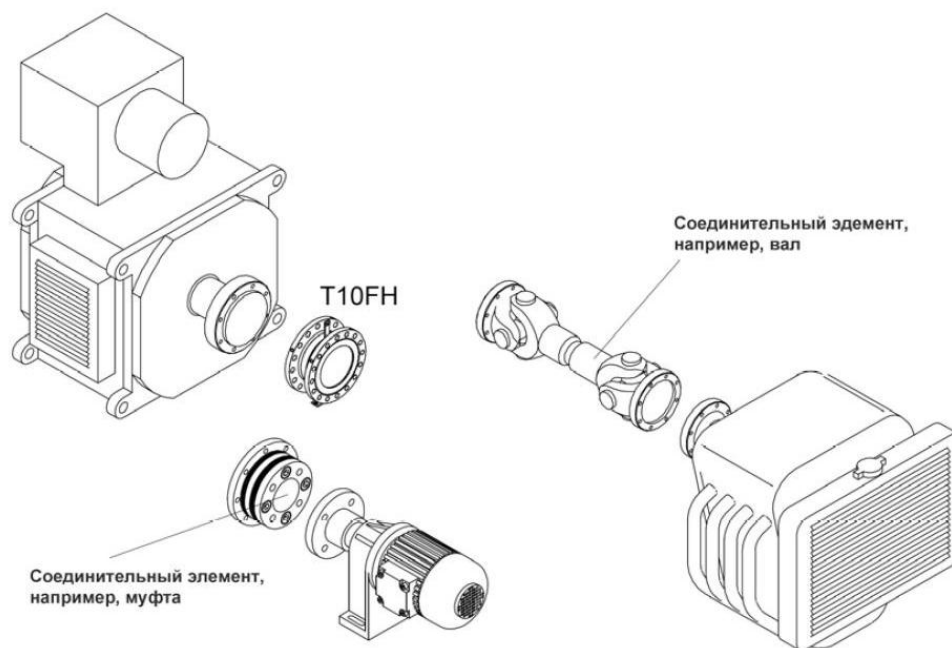


Рисунок 1.4. Пример установки датчика крутящего момента T10FH

Если испытания проводятся без демонтажа двигателя, используют стенды с беговыми барабанами (рисунок 1.5), и определяется механическая мощность подводимая к ведущим колесам.

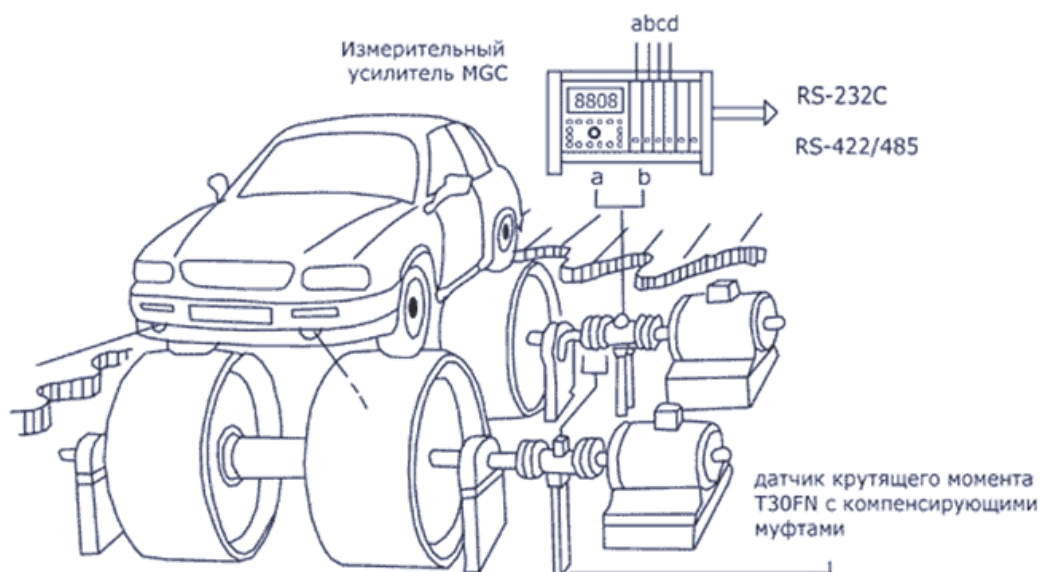


Рисунок 1.5. Пример испытательного стенда с беговыми барабанами:

Барабанный испытательный стенд для автомобилей с динамометрами постоянного тока (рисунок 1.6), ТИП: "4VDM E120", Производитель: "MEZSERVIS" Чехия.

Назначение: барабанный испытательный стенд для автомобилей с динамометрами постоянного тока представляет собой современное измерительное оборудование для испытаний мощности и тормозов легковых и грузовых автомобилей до мощности 240 кВт на каждой оси, до скорости 200 км/час. Применение динамометров постоянного тока на каждом цилиндре (колесе автомобиля) и электрически управляемых муфт позволяет конфигурировать испытательный стенд в зависимости от требуемого испытания и проведение автокалибровок испытательного стенда, или же калибровки с автомобилем. Учитывая интегрированную инерционную массу (определенную), можно выполнять как статические, так и динамические испытания. Недостатком является невозможность выделения мощности, развиваемой непосредственно двигателем.

Основные параметры представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Основные параметры

Параметр	Значение
Максимальная испытательная скорость	200 км/час
Максимальная нагрузка на ось	2000 кг
Диаметр цилиндров	1,2 м
Ширина цилиндров	600 мм
Зазор между цилиндрами	900 мм
Инерционная масса цилиндров на оси	1130 кг



Рисунок 1.6. Барабанный испытательный стенд "4VDM E120"

Барабанный испытательный стенд с динамометрами постоянного тока для испытаний мощности и тормозов тракторов и грузовых автомобилей типа VDU E270 + VDU E150, Производитель: "MEZSERVIS" Чехия.

Назначение: барабанный испытательный стенд для автомобилей с динамометрами постоянного тока (рисунок 1.7) представляет собой современное измерительное оборудование для испытаний мощности и тормозов тракторов до мощности 270 кВт на задней оси и 150 кВт на передней оси и до скорости 16 км/час. Применение динамометров постоянного тока на каждом колесе трактора и электрически управляемых муфт позволяет конфигурировать испытательный стенд в зависимости от требуемого испытания и проведение автокалибровок испытательного стенда, или же калибровки с трактором. Испытательный стенд предназначен для проведения статических испытаний. Основные параметры испытательного стенда представлены в таблице 1.2.

Основные параметры

ЗАДНЯЯ ОСЬ	
Параметр	Значение
Макс. испыт. скорость	16 км/час
Диаметр цилиндров	0,512 м
Ширина цилиндров	1400 мм
База цилиндров	700 мм
Зазор между цилиндрами	700 мм
Коэффициент адгезии цилиндров	прибл. 0,8
Максимальная тяговая / тормозная сила	160 кН
Максимальная нагрузка на ось	15000 кг
ПЕРЕДНЯЯ ОСЬ	
Параметр	Значение
Макс. испыт. скорость	16 км/час
Диаметр цилиндров	0,512 м
Ширина цилиндров	800 мм
База цилиндров	630 мм
Зазор между цилиндрами	700 мм
Коэффициент адгезии цилиндров	прибл. 0,8
Максимальная тяговая / тормозная сила	26кН
Максимальная нагрузка на ось	4000 кг



Рисунок 1.7. Барабанный испытательный стенд типа VDU E270 + VDU E150

1.1.7. Требования к измерительным средствам при испытаниях ДВС

Для получения исчерпывающей информации о параметрах работы двигателей необходимо не только большое количество различных приборов и измерительных устройств, но также самые разнообразные способы и методы измерений. Поэтому испытатель должен обладать определенными сведениями из области измерений и измерительных приборов, уметь оценивать качества и возможности последних. Согласно ГОСТ все измерения следует выполнять приборами и устройствами, предварительно поверенными или протарированными в соответствии с существующими положениями о контроле измерительных приборов.

Основными критериями при выборе средств измерения обычно служат точность и быстродействие. Примерный перечень и погрешности средств измерений для основных измеряемых параметров в процессе испытания двигателей приведены в таблице 1.3.

При типовых испытаниях по ГОСТ 18509-88, ГОСТ 14846-81 предельная основная погрешность средств измерений при определении крутящего момента, числа оборотов, расхода топлива (табл.3) [4] не должна превышать $\pm 0,5 \%$.

В исследовательских испытаниях требования к точности измерений повышаются. При соблюдении указанных рекомендаций погрешность определения мощности двигателя составляет $\pm 2 \%$ для типовых и 1% для исследовательских испытаний погрешность определения удельного расхода топлива соответственно $\pm 3 \%$ и $\pm 1 \%$.

Испытательные стенды снабжают системами управления, рядом обслуживающих систем (топливная система, масляная система, система водоснабжения, воздухозабора, газоотвода и т.д.), нагрузочным устройством и комплексом контрольно-измерительных приборов. Примерный перечень средств измерений приведен в таблице 1.3.

Измеряемые параметры и погрешности средств измерений

Наименование параметра	Предельная погрешность средств измерений	Рекомендуемые средства измерений
Крутящий момент M_k Н·м	+ 0,5 %	Тензометрические и динамометрические силоизмерительные устройства по ГОСТ 15077-78
Частота вращения, n , мин ⁻¹	+ 0,5 %, не более 10 мин-1	Электронные тахометры типа ТЭСА по ТУ 25-04.3663, ГОСТ 18303-72
Расход топлива G , кг/ч	+ 0,5%	Нестандартные средства измерения
Расход воздуха Q , $м^3/ч$	+ 2 %	Объемные расходомеры счетчики расхода газов типа РГ, тургас, ЛДР по ГОСТ 14012-76, ГОСТ 12671-81
Производительность насоса системы охлаждения Q , $м^3/ч$	+ 3 %	Расходомеры жидкости по ГОСТ 11988-81 и ГОСТ 14012-76
Атмосферное давление B , МПа	+ 0,1 КПа	Барометры анероиды и измерительные преобразователи давления по ГОСТ 22520-85
Давление на впускном тракте P , КПа	+ 0,05 КПа	Манометры, мановакууметры, преобразователи давления по ГОСТ 2405-80, ГОСТ 11161-84, ГОСТ 22520-85
Давление масла P_m , МПа	+ 0,02 МПа	То же
Температура окружающей среды $t_{окр}$, °С	+ 10 °С	Термометры стеклянные по ГОСТ 215-73, ГОСТ 2823-73

Температура воздуха во впускной системе $t_{вп}$, °C	+ 10 °C	Термометры по ГОСТ 215-73, ГОСТ 2823-73, термопреобразователи сопротивления по ГОСТ 6651-84 В комплекте с измерительными преобразователями по ГОСТ 13384-81
Температура отработавших газов $t_{ог}$, °C	+ 100 °C	Термоэлектрические преобразователи в комплекте с измерительными преобразователями по ГОСТ 13384-81
Температура топлива t_t , °C	+ 10 °C	Термопреобразователи сопротивления по ГОСТ 6651-84 в комплекте с измерительными преобразователями по ГОСТ 13384-81
Плотность топлива ρ_t , т/м ³	+ 0,002	Ареометры для нефтепродуктов по ГОСТ 18481-81
Относительная влажность окружающего воздуха ϕ , %	+ 3 %	Гигрометры пьезосорбционные по ГОСТ 23382-78
Дымность отработавших газов $K(N)$, м ⁻¹ (%)	0,03	Дымомеры по ГОСТ 17.2.2.02-86
Объемное содержание вредных веществ (CO, CH, NO _x) в отработавших газах, млн ⁻¹	+10 %	Анализаторы газов по ГОСТ 17.2.2.05-86
Давление газов в цилиндре P, МПа	+ 0,01	Нестандартные средства, индикатор МАИ-2А

1.1.8. Контроль параметров при стендовых испытаниях ДВС

Условия проведения испытаний

При определении скоростной и регуляторной характеристик используют метод торможения работающего двигателя. При определении мощности нетто двигатель должен быть отрегулирован и обкатан в соответствии с ТУ, укомплектован всем оборудованием, его обслуживающим (в том числе радиатором системы охлаждения) независимо от того, установлено ли оно на двигателе (тракторе, комбайне или другой машине, для которой он предназначен). Оборудование, не обслуживающее дизель, должно быть отключено или снято.

Допускается вместо воздухоочистителя устанавливать эквивалентное ему по влиянию на мощность устройство стенда для подвода воздуха. При этом давление в месте присоединения устройства для подвода воздуха к впускной системе дизеля не должно отличаться от атмосферного более чем на 1,5 кПа. При замене глушителя эквивалентным устройством стенда давление в месте присоединения не должно отличаться от атмосферного на 1 кПа. Скоростную характеристику двигателя можно получить при закреплённом положении рейки топливного насоса высокого давления, соответствующем началу дымления (или близко к нему) при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя или при работе корректора регулятора частоты вращения. Во втором случае положение рейки ТНВД на каждом скоростном режиме определяется работой центробежного регулятора совместно с корректором.

В соответствии с ГОСТ 18509-88 «Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний» [5] скоростную характеристику получают при положении органов управления регулятором частоты вращения, соответствующем полной подаче топлива. Корректорную ветвь скоростной характеристики получают последовательным уменьшением частоты вращения от установленной для эксплуатационной мощности до

составляющей не более 85 % частоты вращения при максимальном крутящем моменте. Частичные скоростные характеристики получают при положениях органов управления регулятором частоты вращения, соответствующих частичной подаче топлива.

Температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля и температура масла в поддоне или перед масляным радиатором должны поддерживаться в пределах $(90 \pm 5)^\circ\text{C}$ или согласно ТУ на дизель. Температура топлива на входе в фильтр грубой очистки (или при его отсутствии - на входе в топливоподкачивающий насос) при определении мощности нетто должна поддерживаться в пределах $(20-25)^\circ\text{C}$ или согласно ТУ на дизель, плотность топлива должна составлять $0,82-0,84 \text{ г/м}^3$.

Общая методика обработки результатов эксперимента при контроле параметров ДВС на стенде СТЭУ 28 ГОСНИТИ и КИ-1363

Определение основных параметров работы двигателя производят по приведенным ниже формулам:

Эффективная мощность двигателя:

$$N_e = \frac{P \cdot n_e}{1,36 \cdot 10^3}, \text{ кВт}, \quad (1.1)$$

где P - показания весового механизма тормозного стенда, кг; n_e - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Крутящий момент:

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_e}, \text{ Н} \cdot \text{ м}. \quad (1.2)$$

Часовой расход топлива:

$$G_t = \frac{3,6 \cdot G}{t}, \text{ кг/ч,} \quad (1.3)$$

где G - навеска топлива, г; t - время опыта, с.

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{G_t}{N_e}, \left(\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \right) \quad (1.4)$$

Эффективный коэффициент полезного действия двигателя:

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot g_e}, \quad (1.5)$$

где H_u - низшая теплота сгорания 1 кг топлива: для дизельного топлива $H_u = 42500$ кДж/кг; для бензина – $H_u = 44000$ кДж/кг.

Среднее эффективное давление:

$$P_e = 0,00314 \cdot \tau \cdot M_e / (i \cdot V_h), \text{ МПа,} \quad (1.6)$$

где τ - тактность двигателя; i - число цилиндров; V_h - рабочий объем цилиндра, л.

Часовой расход воздуха:

$$G_g = 8,7283 \sqrt{2 \cdot g \cdot \rho_g \cdot H}, \text{ кг/ч,} \quad (1.7)$$

где H – перепад давления на мерной шайбе, мм. вод. ст.; g – ускорение свободного падения, м/с²;

ρ_g - плотность атмосферного воздуха:

$$\rho_g = 0,4644 \frac{B_a}{T_a}, \text{ кг/м}^3, \quad (1.8)$$

где B_a - атмосферное давление, мм.рт.ст.; T_a - температура окружающего воздуха, К.

Для двигателей с газотурбинным наддувом величину ρ_θ заменяют величиной ρ_κ (плотность наддувочного воздуха):

$$\rho_\kappa = 3480 \frac{P_\kappa}{T_\kappa}, \text{ кг/м}^3, \quad (1.9)$$

где P_κ - давление наддувочного воздуха, МПа; T_κ - температура наддувочного воздуха, К.

Давление наддувочного воздуха:

$$P_\kappa = 0,1333 \cdot 10^{-3} B_0 + \Delta P_\kappa, \text{ МПа}, \quad (1.10)$$

где ΔP_κ - избыточное давление наддувочного воздуха, МПа.

Коэффициент избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{G_\theta}{G_t \cdot l_0}, \quad (1.11)$$

где l_0 - количество кг воздуха теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива: для дизельного топлива $l_0 = 14,46$ ГОСТ 305-82; для бензина – $l_0 = 14,99$ кг/кг.

Коэффициент наполнения цилиндров двигателя:

$$\eta_V = \frac{G_\theta}{G_0}, \quad (1.12)$$

где G_0 – количество воздуха, которое теоретически могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндров двигателя за час его работы, если бы газ имел параметры состояния по условиям на впуске в двигатель, т. е. давление P_0 и

температуру T_0 для двигателей без наддува или P_k и T_k для двигателей с наддувом

$$G_0 = \rho_0 \cdot W_0, \text{ кг/ч}, \quad (1.13)$$

где ρ_0 – плотность воздуха на входе в двигатель (или наддувочного воздуха p_k), кг/м^3 ; W_0 – теоретический объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$.

1.1.9. Бестормозные испытания ДВС

Бестормозные методы. Наиболее простой вариант бестормозной проверки мощности - это использование механических потерь в выключенных цилиндрах в качестве нагрузки для работающих цилиндров. Мощность отдельных цилиндров, работающих в режиме перегрузки, определяют по частоте вращения коленчатого вала.

Известен также бестормозной метод определения мощности и оценки топливной экономичности дизелей по эффективному расходу топлива, т.е. разности расходов, измеренных при максимальной подаче и на холостом ходу.

В Сибирском институте механизации и электрификации сельского хозяйства (СибИМЭСХ) разработан бестормозной метод определения мощности дизелей на неустановившихся режимах при нагружении проверяемых цилиндров за счет механических потерь самого дизеля. Этот метод основан на измерении углового ускорения ε коленчатого вала в режиме свободного разгона, осуществляемого путем резкого повышения частоты вращения на холостом ходу с минимальной устойчивой до максимальной. Чем больше мощность, тем быстрее возрастает частота вращения коленчатого вала. Эффективную мощность определяют по угловому ускорению, измеренному за определенный промежуток времени в области номинальной частоты вращения.

Существует косвенный метод определения эффективной мощности ДВС по его основным теплотехническим параметрам, находящимся в функциональной зависимости от эффективной мощности. Эффективная мощность двигателя в эксплуатации определяется путем измерения не менее трех теплотехнических параметров и их сравнения с эталонным комплексом, представляющим собой допустимые диапазоны (доверительные интервалы) значений теплотехнических параметров, полученных обработкой данных стендовых испытаний.

К устройствам, позволяющим проводить бестормозные испытания, относятся: индикаторы мощности, мотортестеры, модульные диагностические системы, диагностические комплексы и т.п.

На рисунке 1.8 показан Мотортестер М 3-2 для диагностики бензиновых и дизельных ДВС. Производитель: КРАСНОУФИМСКИЙ ОПЫТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ ЗАВОД (РОССИЯ)

Мотортестер М 3-2 - предназначен для измерения параметров и проверки технического состояния 2,3,4,5,6,8-цилиндровых четырехтактных двигателей внутреннего сгорания.



Рисунок 1.8. Мотортестер М 3-2

Технические характеристики: Частота вращения коленчатого вала 100-5000 об/мин; Напряжение постоянного тока на клеммах аккумуляторной батареи 0-40 В; Сила постоянного тока 0-400 А; Эффективная мощность двигателя 0-400 кВт; Относительная компрессия по цилиндрам 0-100 %; Мощность механических потерь 0-100 кВт; Время накопления энергии в катушке зажигания 1,6-35,5 мс; Угол опережения зажигания: ВМТ 5-80 °; Напряжение постоянного электрического тока на клемме катушки зажигания 0-20 В; Падение напряжения в замкнутых контактах прерывателя 0-4 В; Амплитуда первичного напряжения 0-400 В; Амплитуда вторичного напряжения 0-30 В; Напряжение горения на свечах зажигания 0-5 кВ; Длительность горения на свечах зажигания 0-5 мс; Частота вращения коленчатого вала при отключении каждого из цилиндров 0-100 %; Бесперебойность искрообразования 0-100 %; Время открытия форсунки инжектора 0,5-15 мс; Отношение времени открытия форсунки инжектора к периоду оборота коленчатого вала 3-25%; Уровень напряжения сигнала лямбда-зонда 0-5 В;

Для дизельных двигателей: Максимальное давление впрыска 0-50 МПа; Остаточное давление в трубопроводе высокого давления 0-50 МПа; Длительность подачи топлива 1-10 мс; Угол опережения подачи топлива 1-60 ° угла поворота коленчатого вала;

На рисунке 1.9 изображена модульная диагностическая система на базе осциллографа "ОСА". Производитель: ГОСТ-К (В.Новгород) Россия. Каждый измеритель выполнен в виде отдельного модуля.

Основные функциональные возможности: Оптимальный набор режимов измерений;



Рисунок 1.9. Модульная диагностическая система на базе осциллографа "ОСА"

Специальный режим измерения характеристик L-зонда и датчика массового расхода воздуха для оценки их состояния; Специальный режим газоанализатора; Цифровой осциллоскоп; Автоматическая синхронизация с рабочим циклом двигателя и широкие возможности по управлению изображением; Мультиметр; Измерение постоянного и переменного напряжения, периода, частоты и скважности сигналов; Электронный датчик давления; Измерение давления топлива и времени впрыска; Измерение компрессии в графическом режиме для проверки фаз газораспределения; Справочная база данных; Регулировочные параметры более 3000 бензиновых и дизельных автомобилей отечественного и импортного производства; Универсальный осциллограф; Исследование сигналов электронных систем управления автомобилей любых производителей;

Диагностика дизельных двигателей: Контроль частоты вращения и установочного угла опережения впрыска; Проверка работы регулятора оборотов, автоматической муфты опережения и электрооборудования; Диагностика состояния топливного насоса и форсунок по осциллограммам.

ООО «Автоэлектрик» производит аппаратно-программные комплексы на базе контроллеров «Январь 5.1», «Январь 7.2» для обеспечения

возможности корректировки базового программного обеспечения электронных блоков управления работой двигателей внутреннего сгорания.

Одной из функций аппаратно-программных комплексов является определение влияния разработанного программного обеспечения на динамические качества двигателя. Эта функция реализуется через определение угловых ускорений коленчатого вала в режиме свободного разгона.

Таким образом, представленная на рынке продукция позволяет проводить динамические испытания ДВС с целью оценки его технико-эксплуатационных показателей, однако не позволяет контролировать механические параметры ДВС.

Проведенный патентный поиск показал, что за последние 20 лет зарегистрировано порядка 5 патентов на изобретения в Российской Федерации, связанных со способами и устройствами для бестормозных испытаний бензиновых и дизельных ДВС, однако не один из патентов не содержит подходов к контролю механических параметров ДВС с учетом механических потерь.

Для того, чтобы оценить изобретательский уровень в области методов и средств контроля механических параметров ДВС необходим комплексный обзор доступных первоисточников и патентный поиск в отношении предметов исследования – методов, способов и средств определения осевых моментов инерции тел сложной геометрической формы.

1.2 Существующие методы и средства контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей вращательного действия

1.2.1 Методы непосредственного контроля крутящего момента на валу асинхронного электрического двигателя

Крутящий момент, развиваемый двигателем:

$$M = M_c + M_D = M_c + j \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (1.14)$$

где M - крутящий момент на валу двигателя; M_c - момент сопротивления механизма, приводимого в движение; M_D - динамический момент; j - момент инерции вращающихся масс; $\frac{d\omega}{dt}$ - ускорение вращающихся масс двигателя, следует, что крутящий момент двигателя можно контролировать:

статическим методом при $M_D = 0$ и $M_c = \text{const}$;

методом суммарного момента ($M_c + M_D$), измеряя момент реакции статора контролируемого двигателя;

динамическим методом при разгоне двигателя при $M_c = 0$;

квазистатическим методом при переменном тормозном моменте $M_c = V_{\text{вар}}$.

Статический метод наиболее отработанный метод контроля механических параметров. С помощью статического метода можно построить статическую механическую характеристику асинхронного электрического двигателя $M=f(n)$ по точкам, измеряя величину момента для нескольких значений частот n вращения. В то время когда он разрабатывался, он удовлетворял существующим потребностям: небольшое количество исследуемых двигателей, не лимитируемые по времени сроки испытаний двигателей, дискретный подход к формированию характеристик, высокие значения постоянной времени. Доработка асинхронных электрических двигателей не производилась, если типовые испытания давали

удовлетворительный результат. При статическом методе контроля крутящего момента используются моментометры разных конструкций.

К работам, посвященным исследованию и развитию средств контроля, основанным на статическом методе можно отнести монографии С. М. Каца [6], М. А. Панасенкова [7,8], С.С. Одица Г. Е. Топилина [9] и многие другие. На основе анализа работ моментометры можно классифицировать (рисунок 1.10).

Наиболее широкое применение среди моментометров асинхронных электрических двигателей получили тормозные устройства - электромашинные тормоза, асинхронные управляемые двигатели и синхронные генераторы, устройства с генераторами постоянного тока.



Рисунок 1.10. Схема деления моментометров по видам

В [10] описано устройство для контроля параметров электрических машин переменного тока, содержащее две механически сопряжённые валами электрические машины переменного тока, одна из которых снабжена симметричным ротором, блок подключения с клеммами для присоединения испытуемой машины к сети, преобразователь частоты с задающим генератором, причём статорные обмотки электрической машины соединены с блоком включения, вход преобразователя частоты с сетью, а выход - с трёхфазным симметричным ротором. С целью повышения коэффициента полезного действия (КПД), снижения стоимости и расширения функциональных возможностей, описываемое устройство снабжено дополнительным преобразователем с непосредственной связью, который подключён к задающему генератору основного преобразователя частоты. Вход дополнительного преобразователя частоты включён в сеть, причём вторая электрическая машина выполнена асинхронной с фазным ротором и её обмотка соединена с выходом дополнительного преобразователя частоты. Возможно применение этого устройства для проведения контрольных, типовых, ресурсных и исследовательских испытаний электрических двигателей переменного тока.

В [11] рассмотрена установка по испытаниям низковольтных асинхронных двигателей, предназначенная для проведения контроля механических параметров асинхронных двигателей на стендах с балансирными динамометрами, укомплектованными датчиками момента и частоты вращения. Эта система использует управляющий вычислительный комплекс типа СМ 1803.09, в состав которого дополнительно введено устройство сопряжения с объектом - модули ввода аналоговых и вывода дискретных сигналов, многорежимный таймер. В системе контролируются мгновенные значения токов, напряжений и т.д., а по ним затем вычисляются действующие значения искомых величин, то есть применён косвенный вид измерений. Эта автоматизированная система обеспечивает проведение

контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей (включая обработку информации и печать результатов) одним оператором за 15 минут. Дальнейшая разработка института ВНШТИЭМ [12] на базе ЭВМ СМ 1810 позволяет при ограниченном числе измерений и эквивалентной схеме замещения асинхронного двигателя с двумя контурами на роторе контролировать рабочие и механические параметры двигателя. Характерным для [11,12] является использование диалогового режима работы, то есть здесь непременно необходимо участие оператора в процессе контроля механических параметров асинхронного электрического двигателя.

Цифровой измерительный стенд для автоматического контроля параметров асинхронных электрических двигателей малой мощности, построенный Варшавским институтом электротехники [13]. Применяемые в контрольном стенде датчики крутящего момента разделены на две группы. К одной группе относятся электрические динамометры, ко второй - торсионные валики - измерители момента. В электрических динамометрах контроль вращающего момента выполняется косвенным методом путём измерения реакции на подпорах тормоза или двигателя. В непосредственной системе при измерении вращающего момента в качестве нагрузки можно использовать маховую массу. Датчики скорости вращения, применяемые в описываемом измерительном стенде, можно разделить на две группы. Одну группу составляют тахометрические машинные генераторы постоянного тока и переменного, а вторую - импульсные датчики. При разработке цифрового стенда контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей был использован модульный принцип построения. С помощью вышеуказанного устройства можно контролировать нагрузочные механические параметры холостого хода, а также пусковые механические параметры двигателей малой мощности.

У всех выше описанных устройств есть существенный недостаток - большой нагрев асинхронных электрических двигателей при контроле крутящего момента вне рабочей зоны механической характеристики

двигателя, что удлиняет время испытаний, ведет к нестабильности измерений из-за неустановившегося теплового процесса, а при длительных измерениях может привести к недопустимому для нормальной работы изоляции нагреву обмоток асинхронного электрического двигателя [14].

Известны способы решения проблемы перегрева обмоток асинхронного электрического двигателя при статическом методе контроля механические параметры контролируются при пониженном напряжении сети. Строится кривая зависимости от коэффициента скольжения, учитывающего влияние насыщения стали на крутящий момент. Однако, этот метод характеризуется длительным временем процедуры контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей [15].

Динамический метод контроля крутящего момента основан на контроле ускорения ротора электродвигателя и приведенного к оси вращения ротора асинхронного электрического двигателя момента инерции вращающихся масс с учетом механических потерь в опорах ротора. При этом исследователи исходят из предположения, что приведенный к оси вращения ротора момент инерции вращающихся масс двигателя постоянен, измеряются ускорения электродвигателя при разгоне от неподвижного состояния до номинальной частоты вращения, не учитывая механические потери.

В режиме холостого хода крутящий момент определяется:

$$M = J_{\partial\theta} \cdot \varepsilon \quad (1.15)$$

где $J_{\partial\theta}$ - момент инерции вращающихся масс электрического двигателя с учетом потерь, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ε - ускорение ротора, с^{-2} ;

В научно-исследовательском институте «Электромаш» (г. Ереван) разработана автоматизированная установка для периодических испытаний асинхронных электрических двигателей с короткозамкнутым ротором [16]. Блок измерения контролирует действующие значения тока, напряжения, активной мощности, активного сопротивления обмоток, угловой скорости и углового

ускорения. Блок управления и обмена информации управляет работой составных частей установки по командам от ЭВМ. Установка имеет два режима: ручной - все команды выполняются от пультов управления, автоматический - по заданной программе. Режимы работы устанавливаются по командам с пульта управления или от электрической пишущей машинки. Установка даёт возможность осуществлять контроль параметров асинхронных электрических двигателей в трёх режимах: короткое замыкание (к.з.), холостой ход (х.х.) и контроль механической характеристики (м.х.). В режиме к.з. и х.х. напряжение питания контролируемого асинхронного электрического двигателя устанавливается на 20% выше номинального ($1,2U_n$) и при уменьшении напряжения до $0,3U_n$ с шагом $0,1U_n$ на каждой ступени напряжения контролируются действующие значения тока, напряжения и мощности. Крутящий момент асинхронного электрического двигателя определяют динамическим методом. В этой установке невозможно с наперёд заданной предельной погрешностью получить статическую механическую характеристику и определить кратности начального пускового и максимального моментов.

Винницким политехническим институтом разработана установка, предназначенная для контроля в автоматизированном режиме зависимости пускового момента в функции углового положения ротора электродвигателей [17]. Установка состоит из трёх функционально-законченных блоков: испытательный стенд, блок контроля и микроЭВМ. Разработанные технические средства и программное обеспечение автоматизированной метрологической аттестации и поверки системы в двух режимах: статическом и динамическом. Технические характеристики установки: диапазон контролируемого вращающего момента от 0,2 до 20 Нм; количество измеренных значений за один полный оборот ротора 260, 500; время измерения информативного параметра не более 5 с. В основу работы микропроцессорной системы контроля параметров асинхронных электродвигателей в режиме холостого хода положен комплексный подход к проведению контроля параметров ненагруженных электрических двигателей в динамических режимах работы. Описываемая система разработана с целью обеспечения возможности

проведения контроля параметров при реверсе, пуске, переключении обмоток. Система не только контролирует выходные параметры двигателей, но и оказывает управляющие воздействия на электродвигатель, благодаря чему имеется возможность реализации растянутого во времени пуска электродвигателя. Система позволяет повышать разрешающую способность датчика угловой скорости до 1000 регистрируемых точек угловой скорости за один оборот вала, что приводит к контролю величины добавочных крутящих моментов электродвигателя. Величина крутящего момента определяется как произведение углового ускорения на момент инерции, значение которого определяется на начальном этапе испытаний.

Основная трудность вышеприведенных работ заключалась в невысоком быстродействии измерителей угловых ускорений того времени и, как следствие, обеспечивала незначительную точность измерений. Для решения этой задачи испытуемый двигатель нагружался добавочной инерционной массой для растягивания процесса пуска во времени и сглаживания колебаний.

На современном этапе развития датчиков угла поворота необходимость в добавочной инерционной массе отпадает, но остается еще один недостаток, связанный с недостаточной точностью определения приведенного к оси вращения ротора момента инерции вращающихся масс асинхронного электрического двигателя с учетом потерь в двигателе.

При использовании метода суммарного момента контролируют реактивный момент, действующий на статор испытуемого двигателя.

В установках, основанных на суммарном методе контролируется реактивный вращающий момент, действующий на статор испытуемого двигателя. Контроль осуществляется как на установившихся режимах работы, так и при переходных. Контролируемый двигатель устанавливается на платформе, выполненной в балансирном исполнении или на специальных опорах, приспособленных для измерения реактивного момента. Из-за высокой сложности метода его практически не использовали для контроля

механических параметров двигателей, и упоминаний об этом методе очень незначительное количество.

Основным недостатком этого метода является необходимость крепления двигателя к измерительному механизму. Технологический разброс размеров двигателя приводит к смещению его центра тяжести относительно оси поворота прибора, что может привести к значительным погрешностям при контроле параметров [14]. По этим причинам метод применяется очень редко и стенды на его основе давно не производятся.

В *квазистатическом методе* применяется переменный тормозной момент сопротивления $M_c = v_{var}$. При этом методе скорость изменения тормозного момента такая, что динамический момент практически равен нулю, а крутящий момент двигателя примерно равен тормозному моменту. В квазистатических режимах переменный момент сопротивления изменяется с такой скоростью, что динамическая характеристика примерно совпадает со статической.

Этот метод активно разрабатывала группа ученых Ю. Г. Борозяк, А. Д. Колесник, О. Л. Литвинов, И. И. Сосиницкий под руководством доктора технических наук Л. В. Акимов Украинского политехнического института кафедры «Электропривода и автоматизации промышленных установок» в 80-х, 90-х годах XX века [18-23].

Ими было разработано автоматизированное устройство для проведения экспресс - динамометрических испытаний асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором до 10 кВт. В устройстве «Экспресс» испытуемый асинхронный электрический двигатель сочленен с нагрузочной машиной постоянного тока через индуктивное устройство контроля крутящего момента торсионного типа. В нагрузочную машину встроен тахогенератор. Система управления устройством «Экспресс» обеспечивает линейный закон изменения частоты вращения агрегата во времени не зависимо от величины контролируемого вращающего момента в пределах 0 – 100 Н м.

Заводом "Укрэлектромаш" (г. Харьков) предложено автоматизированное устройство для контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей в статических и квазистатических режимах, которое предназначено для исследования разрабатываемых машин с высотой оси вращения 56-180 мм и максимальным крутящим моментом 100 Нм в диапазоне частот вращения 1,5 - 3000 об/мин [21]. Контроль механических параметров осуществляется путём сравнительного анализа механических параметров головных образцов, изготовленных с варьируемыми конструктивными решениями и технологией производства. Высокая чувствительность и информативность контроля крутящего момента достигнуты автоматизацией управления и применением двух контрольных систем: специально изготовленного балансирного динамометра со встроенной нагрузочной машиной; торсионного устройства контроля крутящего момента с набором сменных торсионов, рассчитанных на широкий диапазон контроля крутящего момента, включая моменты механических и вентиляционных потерь. Для обнаружения проявлений паразитных моментов любого вида в механических параметрах асинхронных электрических двигателей устройство реализует квазистатический метод динамометрического контроля, при котором частота вращения двигателя плавно изменяется нагрузочной машиной с постоянным ускорением.

К недостаткам квазистатического метода можно отнести необходимость крепления испытуемого двигателя к нагрузочному механизму. Технологический разброс размеров двигателя приводит к смещению его центра тяжести относительно оси поворота прибора, что приводит к погрешностям измерений.

1.2.2 Методы расчетного и расчетно-экспериментального контроля механических параметров асинхронного электрического двигателя

Согласно *расчетному методу* описание процессов, которые происходят в двигателе, различные изменения параметров двигателя, рассчитываются по каталожным данным [24,25].

Расчетно-экспериментальные методы их можно разделить на две подгруппы. К первой подгруппе относятся методы, в которых рассматриваются способы контроля параметров с изменением схемы включения или (и) использования тестовых сигналов. Опубликовано значительное количество результатов таких работ в отечественных и зарубежных источниках [26-33].

Ко второй подгруппе относятся методы оперативного контроля параметров и состояния асинхронного электродвигателя, при котором, как правило, контролируются токи и напряжение статора, а так же иногда частота вращения и крутящий момент на валу двигателя. Параметры и состояние машины рассчитываются по уравнениям динамики асинхронного электродвигателя. Эту тематику активно разрабатывает группа ученых из ГОУ ВПО «Кузбасский государственный технический университет» Каширский В. Г., Нестеровский А. В., Алешин Д. А под руководством доктора технических наук, профессора Ещина Е. К. [34-38]. Этой группой ученых был разработан комплекс для экспресс-испытаний асинхронных электрических машин.

К недостаткам расчетного метода и расчетно-экспериментального можно отнести отсутствие возможности контроля игольчатых провалов крутящего момента на стадии пуска и множество допущений, которые приводят, к недостаточной точности.

Из всех выше перечисленных методов наиболее достоверным и эффективным является динамический метод контроля крутящего момента асинхронного электрического двигателя, но в процессе его практической реализации необходимо с достаточной точностью контролировать приведенный к оси вращения ротора асинхронного электрического двигателя момент инерции вращающихся масс с учетом потерь (механических, электрических, электромагнитных и добавочных), что современные измерительные средства с высокой точностью осуществить не позволяют в отличие от контроля угловых ускорений ротора двигателя.

1.2.3. Методы контроля момента инерции вращающихся масс асинхронного электрического двигателя с учетом потерь

Значения моментов инерции вращающихся масс электрических двигателей приводятся в паспортных данных двигателей (в паспорте приводится момент инерции вращающихся масс без учета потерь). При изготовлении конкретных двигателей значения моментов инерции могут отличаться друг от друга в силу вариации технологических условий изготовления и сборки двигателей, при этом определение точного значения приведенного к оси вращения ротора момента инерции вращающихся масс конкретного электродвигателя с учетом механических потерь в опорах ротора не представляется возможным.

Существующие методы контроля момента инерции вращающихся масс электрической машины регламентируются ГОСТ 11828 – 86 [39]:

Метод крутильных колебаний. Метод крутильных колебаний применяется для контроля момента инерции вращающихся масс электрических машин мощностью до 100 кВт.

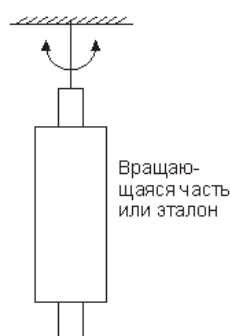


Рисунок 1.11. Схема подвеса вращающейся части или эталона на металлической струне

Вращающуюся массу подвешивают на металлической струне или на струне из иного высокопрочного материала с изотропной структурой согласно схеме, представленной на рисунке 1.11. Диаметр и длину струны выбирают так, чтобы период крутильных колебаний T составлял не менее 1 с. Механическая прочность струны должна соответствовать массе

вращающейся части. Точка подвеса должна находиться точно на оси вращения.

Вращающуюся массу следует подвергнуть крутильным колебаниям и определить их период T . При этом одностороннее угловое отклонение должно составлять не более 25° .

Таким же образом и на той же струне следует определить период крутильных колебаний $T_э$ эталона, момент инерции которого определяется расчетным путем. Момент инерции исследуемой вращающейся части j , кг м², определяется:

$$j = j_э \left(\frac{T}{T_э} \right)^2 \quad (1.16.)$$

где $j_э$ - момент инерции эталона, кг м²; T - период колебаний исследуемой вращающейся части, с; $T_э$ – Период колебаний эталона, с.

К недостаткам метода следует отнести необходимость разбора двигателя; ограниченность применения по мощности; невысокая точность; сложность с обеспечением точности подвеса на струну.

Метод вспомогательного маятника. Метод вспомогательного маятника может применяться для контроля момента инерции вращающихся масс электрической машины мощностью от 10 до 1000 кВт.

Вращающуюся массу следует установить на подшипниках балансировочного станка. Вращающиеся массы с подшипниками качения могут быть установлены также на собственных подшипниках. В случае двигателей с фазным ротором в коллекторных машинах следует поднять щетки.

Для контроля момента инерции методом вспомогательного маятника к валу исследуемой вращающейся массы прикрепляют дополнительную массу $m_{дон}$ посредством рычага, как показано на рисунке 1.12. Эту массу следует выбирать таким образом, чтобы масса рычага была пренебрежимо мала по сравнению с дополнительной массой $m_{дон}$. Вспомогательный маятник должен быть рассчитан таким образом, чтобы период колебаний T составлял от 3 до 8 с.

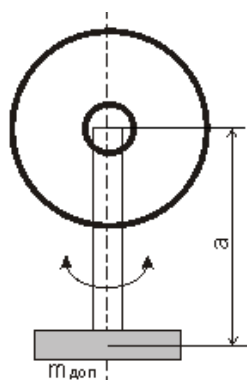


Рисунок 1.12. Схема крепления дополнительной массы к вращающейся части исследуемого двигателя посредством рычага.

Вращающуюся массу совместно с прикрепленным к ней вспомогательным маятником приводят в колебание. При этом одностороннее угловое отклонение не должно быть более 15° .

Период колебаний T следует определить как средний из нескольких колебаний. Для обеспечения точности измерения периода колебаний его следует проводить между моментами прохождения маятника через положение статического равновесия.

Момент инерции испытуемой вращающейся массы j кг·м², определяют по зависимости:

$$j = m_{дон} a \left(\frac{T^2 g}{4\pi^2} - a \right), \quad (1.17)$$

где $m_{дон}$ - масса вспомогательного маятника, кг; a – расстояние от центра тяжести вспомогательного маятника до оси вала вращающейся массы, м; T – период колебаний маятника, с;

К недостаткам метода нужно отнести необходимость разбора двигателя в некоторых случаях; ограниченность применения по мощности.

Метод самоторможения. Метод самоторможения может применяется для контроля момента инерции вращающихся масс электрических двигателей мощностью свыше 100 кВт. Согласно этому методу двигатель с контролируемой вращающейся массой приводят во вращение с частотой n выше номинальной при номинальном возбуждении или без него и затем отключают от источника питания. Для двигателей с фазным ротором и коллекторных двигателей контроль осуществляют с минимальным необходимым количеством щеток, а остальные щетки поднимают. После отключения определяют кривую самоторможения $n = f(t)$ в диапазоне частот вращения от $1,2n_{ном}$ до $0,8n_{ном}$. Для достижения максимально возможной точности при определении этой кривой снижение частоты вращения следует осциллографировать.

В соответствии с рисунком 1.13 момент инерции $j, кг \cdot м^2$, исследуемой вращающейся массы для невозбужденного двигателя определяют по зависимости:

$$j = \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{P_{max} \cdot \Delta t}{n_{ном} \cdot \Delta n} = \frac{P_{max} \cdot \Delta t}{\omega_{ном} \cdot \Delta \omega} \quad (1.18)$$

а для возбужденного двигателя:

$$j = \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{(P_{max} - P_{ст}) \cdot \Delta t}{n_{ном} \cdot \Delta n} = \frac{(P_{max} - P_{ст}) \cdot \Delta t}{\omega_{ном} \cdot \Delta \omega} \quad (1.19)$$

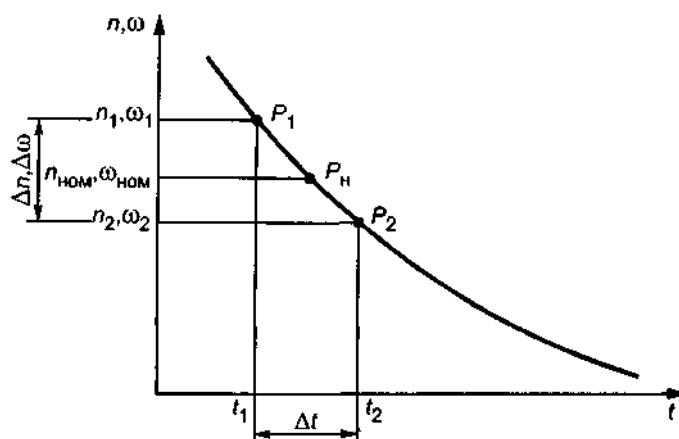


Рисунок 1.13. График зависимости угловой скорости (частоты вращения) вращающийся массы электрического двигателя от времени при самоторможении электрического двигателя (кривая самоторможения).

где $P_{мах}$ - механические потери при номинальной частоте вращения, Вт;

$P_{ст}$ - потери в стали при номинальной частоте вращения, Вт;

$n_{ном}$ - номинальная частота вращения, мин⁻¹;

Δn - разность между верхним и нижним значениями частоты вращения в опыте, мин⁻¹;

Δt - время, в течение которого частота вращения машины изменяется на Δn , с;

$\omega_{ном}$ - номинальная угловая частота вращения, с⁻¹;

$\Delta \omega$ - разность между верхним и нижним значениями угловой частоты вращения, с⁻¹;

За верхнюю точку частоты вращения принимают наивысшую возможную точку в опыте, но не менее $1,1n_{ном}$. Нижняя точка должна отличаться от номинальной на такую же величину частоты вращения.

В случае невозможности повышения частоты вращения сверх номинального значения вместо номинальной частоты вращения принимают частоту вращения, лежащую на участке от 0,9 до 0,8 номинальной частоты вращения.

Если для повышения частоты вращения машины должна быть соединена с приводным двигателем, который невозможно отсоединить на ходу, то в формуле (1.18) и (1.19) под потерями следует понимать потери всего агрегата. Из полученного таким образом момента инерции j следует вычислить момент инерции вращающихся масс приводного двигателя и соединительной муфты, подлежащей отдельному определению.

К недостаткам метода следует отнести ограниченность применения по мощности, невозможность выделить механические потери и как следствие не высокая точность.

Известны ряд методов по контролю момента инерции вращающихся масс отличных от ГОСТ:

На устройстве «Экспресс» [32] моменты инерции вращающихся масс асинхронного электрического двигателя определяются измерениями моментов при разгоне и замедлении ротора электрического двигателя.

$$j_p = \frac{-M_1 + M_2}{2\varepsilon} \quad (1.20)$$

где M_1, M_2 - текущие значения крутящих моментов соответственно при разгоне и замедлении ротора электродвигателя.

Недостаток данного метода состоит в определении крутящих моментов квазистатическим методом. О недостатке данного метода говорилось выше.

В расчетном методе определения параметров асинхронных электрических двигателей, так же используется метод определения момента инерции вращающихся масс. Исходное значением момента инерции

вращающихся масс считается известным или задаваемым приближенно, а затем истинное значение момента инерции вращающихся масс уточняется через значения установившихся угловых скоростей вращения ротора. Основным недостатком метода является определение угловых ускорений косвенным методом, что приводит к большой неточности.

Выводы по первой главе

1. Существующие методы контроля механических параметров двигателей вращательного действия базируются, в основном, на тензометрических подходах измерения, что обуславливает недостаточно высокую точность и низкие частотные характеристики измерителей.
2. Бестормозные (динамические) методы контроля механических параметров двигателей вращательного действия базируются на измерении изменения положения тела вращения во времени, что позволяет достигать очень высоких частотных характеристик вплоть до гигагерцового диапазона.
3. Применение бестормозных (динамических) методов контроля механических параметров двигателей вращательного действия сталкивается с необходимостью точного определения приведенного к оси вращения вала отбора мощности момента инерции вращающихся масс двигателя вращательного действия.
4. Существующие методы контроля приведенного к оси вращения вала отбора мощности момента инерции вращающихся масс двигателя вращательного действия предполагают либо применение тензометрических методов измерений усилий, либо методов крутильных колебаний, вспомогательного маятника, свободного выбега.

5. Разработка динамического метода контроля момента инерции вращающихся масс двигателя вращательного действия позволит применить этот метод для разработки методов контроля механических параметров механических передач и приводных двигателей механических приводов, в том числе колесных и гусеничных машин.

2. ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

2.1 Энергетический баланс в асинхронных электрических двигателях

Широкое распространение асинхронного электропривода в промышленности позволило значительно повысить ее эффективность. Развитие асинхронного электропривода идет по пути активного внедрения частотного регулирования, которое позволяет осуществлять работу на нерасчетных скоростных режимах. Опыт эксплуатации частотно-регулируемого электропривода показывает, что на нерасчетных скоростных режимах эффективность и надежность работы асинхронного электропривода падает. Дальнейшее повышение энергетической эффективности асинхронного электропривода связано с обеспечением максимально возможного коэффициента полезного действия во всем диапазоне скоростных режимов работы.

Анализ доступных литературных и патентных источников информации показывает, что для контроля механических параметров асинхронного электропривода на сегодняшний день доступны лишь тормозные средства измерения. На основе применения тормозных средств измерений может быть получена лишь статическая характеристика коэффициента полезного действия. Тормозные средства измерения не позволяют контролировать параметры общего и механического коэффициента полезного действия асинхронного электропривода в широком диапазоне угловых скоростей ротора.

Таким образом, к настоящему моменту сложилось противоречие. С одной стороны, потребности находящихся в конкурентной борьбе промышленных предприятий требуют повышения энергетической эффективности асинхронного электропривода в широком диапазоне угловых скоростей ротора, с другой - к настоящему времени отсутствуют методы и средства, позволяющие адекватно производить контроль механических

параметров асинхронного электропривода в широком диапазоне режимов работы.

Обоснованию подходов к разрешению этого противоречия и посвящена эта глава.

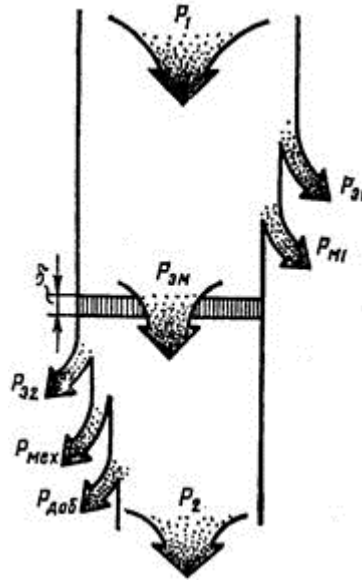


Рисунок 2.1. Энергетическая диаграмма асинхронного электрического двигателя

Для более точного понимания разработанного метода рассмотрим энергетическую диаграмму асинхронного электрического двигателя [42], из которой видно, что часть подводимой к двигателю электрической мощности $P_1 = m_1 \cdot I_1 \cdot U_1 \cdot \cos \varphi_1$ (где m_1 - число фаз в обмотке двигателя, U_1 и I_1 - напряжение и токи в обмотках статора соответственно, φ_1 - сдвиг фаз между U_1 и I_1) затрачивается в статоре на магнитные $P_{эм1}$, вызванные потерями на гистерезис и потерями на вихревые токи в сердечнике при его перемагничивании (рисунок 2.1). Величина магнитных потерь пропорциональна частоте перемагничивания $P_m = f^\beta$, где $\beta = 1,3 \div 1,5$. Частота перемагничивания сердечника статора f_1 равна частоте тока в сети ($f = f_1$), а частота перемагничивания сердечника ротора $f = f_2 = f_{1s}$.

Электрические потери $P_{\varepsilon 1} = m_1 \cdot I_1^2 \cdot r_1$ (вызванные нагревом обмоток статора проходящими по ним токами, r_1 - активное сопротивление обмоток статора, в перерасчете на рабочую температуру).

Оставшаяся электромагнитная мощность $P_{\varepsilon m}$ передается на ротор, где частично расходуется на электромагнитные потери в роторе P_{m2} и электрические потери $P_{\varepsilon 2}$ ($P_{\varepsilon 2} = m_2 \cdot I_2^2 \cdot r_2$, где m_2 - число фаз в обмотке ротора, I_2 - токи в обмотках ротора) и преобразуется в полную механическую мощность. Часть мощности идет на покрытие механических P_{mex} (потери на трение в подшипниках и на вентиляцию) и добавочных потерь $P_{доб}$ (Добавочные потери включают в себя все виды трудно учитываемых потерь, вызванных действием высших гармоник МДС, пульсацией магнитной индукции в зубцах и другими причинами), а оставшаяся часть этой мощности P_2 составляет полезную мощность двигателя.

2.2. Динамический метод контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей

В общем случае реализацию метода поясним на примере асинхронного электрического двигателя (далее двигатель), вал которого соединен с потребителем через предохранительную муфту (рисунок 2.2).

Определения приведенного к оси вращения ротора момента инерции вращающихся масс асинхронного электрического двигателя с учетом потерь происходит следующим образом: из муфты вынимаются скрепляющие устройства, и удаляется элемент 5 с эталонным моментом инерции. Двигатель 2 запускается и угловая скорость вала ротора электрического двигателя 3 доводится до номинальной, при этом определяются угловые ускорения вала двигателя при угловой скорости ω :

$$\varepsilon_1(\omega) = \frac{\omega + d\omega - \omega}{dt_1} = \frac{d\omega}{dt_1} \quad (2.1)$$

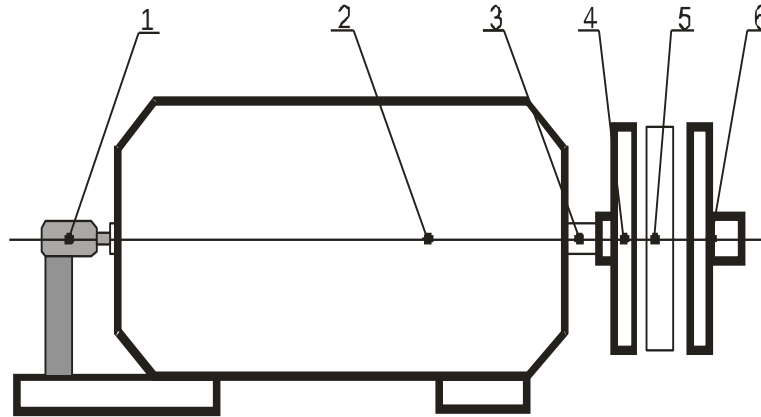


Рисунок 2.2 Асинхронный электрический двигатель: 1 - энкодер; 2 – асинхронный электрический двигатель; 3 – вал ротора электрического двигателя; 4 - первая полумуфта, 5 – диск эталонного момента инерции; 6 - вторая полумуфта.

Определение углового ускорения ротора двигателя на конкретной угловой скорости осуществляется с помощью энкодера, при этом крутящий момент, прикладываемый к валу электрического двигателя со стороны магнитного поля при угловой скорости ω :

$$M(\omega) = k_{ном\alpha\partial}(\omega) \cdot J_{a\partial} \cdot \varepsilon_1(\omega) \quad (2.2)$$

где $k_{ном\alpha\partial}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери (на вентиляцию и трение в подшипниках) и добавочные потери в роторе при угловой скорости вала двигателя ω , $J_{a\partial}$ - приведенный к оси вращения ротора момент инерции вращающихся масс асинхронного электрического (момент инерции ротора, подшипников, вентилятора).

Коэффициент, учитывающий потери, при угловой скорости ω вала двигателя:

$$k_{ном\alpha\partial}(\omega) = (1 + k_{1a\partial}(\omega) + k_{2a\partial}(\omega)), \quad (2.3)$$

где $k_{1aэд}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери (на трение в подшипниках) при угловой скорости вала двигателя ω ; $k_{2aэд}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий добавочные потери в роторе (включают в себя все виды трудно учитываемых потерь, вызванных действием высших гармоник магнитодвижущей силы, пульсацией магнитной индукции в зубцах ротора и другими причинами) при угловой скорости вала двигателя ω .

Далее электрический двигатель останавливается. Затем на полумуфту 4 вала ротора электрического двигателя с помощью скрепляющих элементов закрепляется диск 5 эталонного момента инерции $J_э$. Электрический двигатель запускается и угловая скорость системы вращающихся масс «электрический двигатель и диск эталонного момента инерции» доводится до номинальной, определяются угловые ускорения системы «вращающиеся масс электрический двигатель и диск эталонного момента инерции» при угловых скоростях вала двигателя ω :

$$\varepsilon_0(\omega) = \frac{\omega + d\omega - \omega}{dt_2} = \frac{d\omega}{dt_2}. \quad (2.4)$$

Крутящий момент, прикладываемый со стороны магнитного поля к валу электрического двигателя с надетым на него диском 5 при угловой скорости вала двигателя ω имеет следующий вид:

$$M(\omega) = (k_{номaэд}(\omega) \cdot J_{aэд} + J_э) \cdot \varepsilon_0(\omega) \quad (2.5)$$

Поскольку механическая характеристика двигателя остается неизменной при первом и втором запуске, то правые части выражений (2.2) и (2.5) можно приравнять и определить зависимость приведенного к оси вращения ротора момента инерции вращающихся масс асинхронного электрического двигателя с учетом коэффициента, характеризующего механические и добавочные потери при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{\text{потаэд}}(\omega) \cdot J_{\text{аэд}} = J_{\text{э}} \cdot \frac{\varepsilon_0(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_0(\omega)} \quad (2.6)$$

Приведенный к оси вращения ротора момент инерции вращающихся масс асинхронного электрического двигателя:

$$J_{\text{аэд}} = J_{\text{раэд}} + J_{\text{нод}} + J_{\text{вент}}, \quad (2.7)$$

где $J_{\text{раэд}}$ - приведенный к оси вращения ротора момент инерции ротора асинхронного электрического двигателя; $J_{\text{нод}}$ - приведенный к оси вращения ротора момент инерции 2-х внутренних колец опорных подшипников и их тел качения, $J_{\text{вент}}$ - приведенный к оси вращения ротора момент инерции вращающихся масс вентилятора.

Крутящий момент на валу асинхронного электрического двигателя при угловой скорости ω ротора:

$$M_2(\omega) = J_{\text{аэд}} \cdot \varepsilon(\omega), \quad (2.8)$$

Механическая мощность, развиваемая на валу электрического двигателя при угловой скорости ω ротора:

$$P_2(\omega) = M_2(\omega) \cdot \omega, \quad (2.9)$$

Механический коэффициент полезного действия асинхронного электрического двигателя при угловой скорости ротора ω :

$$\eta_{\text{мех}}(\omega) = \frac{P_2(\omega)}{P_3(\omega)} = \frac{J_{\text{аэд}} \cdot \varepsilon(\omega) \cdot \omega}{(1 + k_1(\omega)) \cdot J_{\text{аэд}} \cdot \varepsilon(\omega) \cdot \omega} = \frac{1}{1 + k_1(\omega)}, \quad (2.10)$$

где $P_3(\omega)$ – это сумма механической мощности на валу двигателя $P_2(\omega)$ и мощности механических потерь на роторе при угловой скорости вала двигателя ω .

На представленный метод контроля приведенного к оси вращения ротора момента инерции вращающихся масс асинхронного электрического двигателя с учетом потерь получен патент на изобретение РФ [49].

На представленный метод контроля механических параметров подшипниковых узлов получен патент на изобретение РФ [50].

2.3 Момент инерции подшипников трения-качения

Определим $J_{под}$ для этого рассмотрим радиальный подшипник качения [40-48]. Пусть внешнее кольцо подшипника закреплено неподвижно, внутреннее кольцо вращается вместе с валом с такой же угловой скоростью (рисунок 2.3).

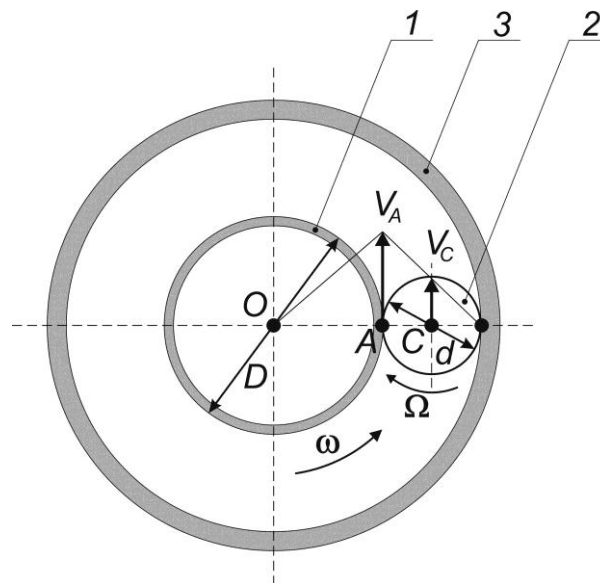


Рисунок 2.3. Схема радиального подшипника качения: 1 – внутреннее подвижное кольцо; 2 – тело качения; 3 – наружное неподвижное кольцо.

Определим кинетическую энергию подшипникового узла, рассмотрев его как механическую систему:

$$E = E_{\text{в}} + nE_{\text{тк}} \quad (2.11)$$

где $E_{\text{в}}$ – кинетическая энергия внутреннего кольца; n – число тел качения; $E_{\text{тк}}$ – кинетическая энергия одного тела качения.

Определим кинетическую энергию отдельных элементов системы. Внутреннее кольцо подшипника совершает вращательное движение с

заданной угловой скоростью ω . Его кинетическая энергия определяется зависимостью:

$$E_{\text{вк}} = \frac{J_{\text{вк}} \omega^2}{2}, \quad (2.12)$$

где $J_{\text{вк}}$ - момент инерции внутреннего кольца подшипника относительно оси вращения ротора.

Каждое из тел качения совершает плоскопараллельное движение, тогда для определения его кинетической энергии воспользуемся зависимостью:

$$E_{\text{мк}} = \frac{m_{\text{мк}} V_c^2}{2} + \frac{J_{\text{мк}} \Omega^2}{2} \quad (2.13)$$

где $m_{\text{мк}}$ – масса тела качения; V_c – скорость поступательного движения центра масс тела качения; $J_{\text{мк}}$ - момент инерции тела качения относительно центральной оси тела качения; Ω – угловая скорость вращательной части плоскопараллельного движения.

Для упрощения дальнейших расчетов полагаем, что при движении подшипникового узла между телами качения и кольцами подшипника отсутствует проскальзывание. Тогда мгновенный центр скоростей тела качения находится в точке его соприкосновения с внутренней поверхностью неподвижного внешнего кольца подшипника. Соответствующий этому план скоростей показан на рисунке 2.3. Определим кинематические соотношения:

$$V_C = \frac{V_A}{2}; \quad \Omega = \frac{V_A}{d}; \quad V_A = \frac{\omega D}{2} \quad (2.14)$$

где d – диаметр тела качения подшипника; D – диаметр внутреннего кольца подшипника

Подставим соотношения (2.14) в равенство (2.13), получим:

$$E_{mk} = \left(\frac{1}{32} m_{mk} D^2 + \frac{1}{8} J_{mk} \frac{D^2}{d^2} \right) \omega^2. \quad (2.15)$$

Подставив в формулу (2.11) равенства (2.12) и (2.15) определим кинетическую энергию подшипника, выраженную через угловую скорость вращения ротора асинхронного электродвигателя:

$$E = \frac{1}{2} \left[J_{вк} + n \left(\frac{1}{16} m_{mk} D^2 + \frac{1}{4} J_{mk} \frac{D^2}{d^2} \right) \right] \omega^2 \quad (2.16)$$

Сравнивая равенство (2.16) с зависимостью для определения кинетической энергии тела при вращательном движении, заметим, что выражение в квадратных скобках можно трактовать как момент инерции подшипника, приведенный к оси вращения ротора асинхронного электрического двигателя:

$$J_{нод} = J_{вк} + n \left(\frac{1}{16} m_{mk} D^2 + \frac{1}{4} J_{mk} \frac{D^2}{d^2} \right) \quad (2.17)$$

В качестве тел качения могут применяться шарики, либо ролики, моменты инерции которых, определяются соответствующими зависимостями:

Для тела имеющего форму шара:

$$J_{mk} = \frac{2}{5} m_{mk} r^2 = \frac{1}{10} m_{mk} d^2 \quad (2.18)$$

Для тела имеющего форму цилиндра:

$$J_{mk} = \frac{1}{2} m_{mk} r^2 = \frac{1}{8} m_{mk} d^2 \quad (2.19)$$

Тогда с учетом (2.18, 2.19) приведенный к оси вращения ротора асинхронного электрического двигателя момент инерции подшипникового узла определяется равенствами:

Для шарикового подшипника:

$$J_{под} = J_{вк} + J_{тк} = J_{вк} + \frac{7}{80} m_{тк} D^2 n \quad (2.20)$$

Для роликового подшипника:

$$J_{под} = J_{вк} + J_{тк} = J_{вк} + \frac{3}{32} m_{тк} D^2 n , \quad (2.21)$$

где $m_{тк}$ и $J_{вк}$ определяются расчетным путем.

Под руководством автора совместно с В.Н. Белогусевым и А.М. Фоминых в ФГБОУ ВПО «ПГТУ» разработан и выпускается аппаратно-программный комплекс динамического контроля механических параметров в соответствии с зависимостями 2.2 - 2.10.

Динамические методы контроля механических параметров двигателей вращательного действия – паротурбинных и газотурбинных, пневматических, гидравлических, внутреннего сгорания в целом обосновываются исходя из изложенных во второй главе принципов. Автором получены патенты на изобретения на соответствующие динамические методы контроля механических параметров паротурбинных, газотурбинных, гидравлических и пневматических двигателей вращательного действия.

Выводы по третьей главе:

1. Научно обоснованы и разработаны новые динамические методы контроля механических параметров двигателей вращательного действия, позволяющие с высокой точностью оценивать механические параметры в широком диапазоне режимов работы.

2. Разработан и научно обоснован динамический метод контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей: крутящего момента, механической мощности и механического коэффициента полезного действия.
3. Разработан и научно обоснован динамический метод контроля механических параметров подшипниковых узлов трения.

3. ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

3.1. Динамический метод контроля механических параметров зубчатых передач вращательного действия

Решение проблемы контроля механических параметров зубчатых передач связано с решением проблемы контроля механических потерь в зубчатой передаче и основных элементах зубчатого электропривода в широком диапазоне режимов работы. Существующие методы и средства контроля не позволяют выявить эти зависимости либо вообще, либо частотные характеристики приборов обеспечивают получение весьма посредственных результатов. Частота получения информации от измерительных приборов не превышает 10 Гц.

Использование динамического метода и средства контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей позволяет повысить частоту сбора информации до частоты аналого-цифрового преобразования 300 кГц.

На основе динамического метода контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей возможна реализация динамического метода контроля механических параметров электропривода, включающего асинхронный электрический двигатель и зубчатую передачу вращательного действия.

В общем случае метод реализуется последовательным выполнением следующих действий:

- 1) контроль механической мощности приводного электрического двигателя динамическим методом;
- 2) контроль механических потерь в опорах приводного асинхронного электрического двигателя динамическим методом;

- 3) контроль момента инерции быстроходного вала-шестерни редуктора с установленным на нем зубчатым колесом методом крутильных колебаний;
- 4) контроль механических потерь в опорах быстроходного вала-шестерни динамическим методом;
- 5) контроль момента инерции тихоходного вала редуктора с установленным на нем зубчатым колесом методом крутильных колебаний;
- 6) контроль механических потерь в опорах тихоходного вала динамическим методом;
- 7) контроль механических потерь в зубчатом зацеплении.

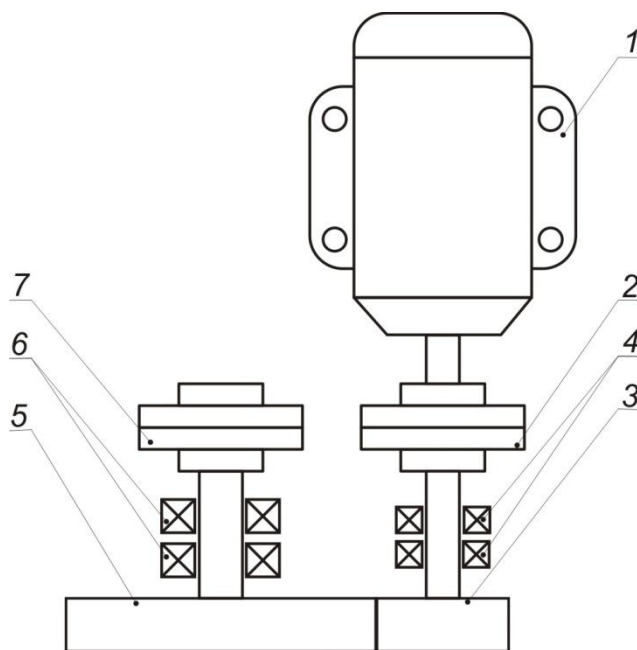


Рисунок 3.1. Схема одноступенчатой зубчатой передачи вращательного действия: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – предохранительная муфта электродвигателя; 3 - быстроходный вал-шестерня; 4 – опорные подшипники быстроходного вала; 5 – тихоходный вал с надетым на него зубчатым колесом; 6 – опорные подшипники тихоходного вала; 7 - предохранительная муфта редуктора

Рассмотрим реализацию метода более подробно. На рисунке 3.1 представлена схема одноступенчатой зубчатой передачи с электроприводом от асинхронного электрического двигателя.

На первом этапе контроль механической мощности асинхронного электрического двигателя осуществляется динамическим методом. По

моменту инерции $J_{нмэ}$ предохранительной муфты асинхронного электрического двигателя 2, который определяется на основе расчета или экспериментально методом крутильных колебаний, находится момент инерции $J_{аэд}$ ротора асинхронного электродвигателя 1 с учетом коэффициента, характеризующего механические и добавочные потери в роторе при угловой скорости ω вала двигателя согласно схеме, приведенной на рисунке 3.2.

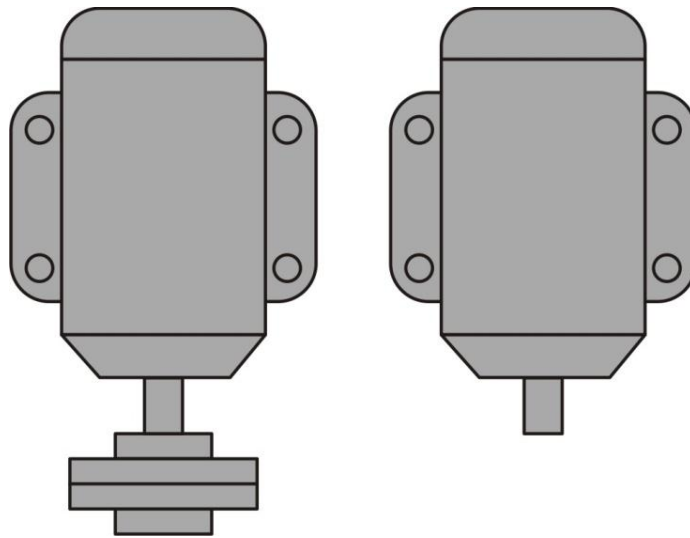


Рисунок 3.2. Схема контроля момента инерции ротора асинхронного электродвигателя с учетом коэффициента, учитывающего механические и добавочные потери

Сначала производится определение ускорений ротора с установленной на выходном валу предохранительной муфтой электродвигателя $\varepsilon_0(\omega)$, а затем без нее $\varepsilon_1(\omega)$ при угловых скоростях вала двигателя ω .

Учитывая, что свободный разгон осуществляется фактически в режиме холостого хода, то произведения составляющих крутящего момента – коэффициент, моменты инерции и угловые ускорения, при первом и втором разгоне могут быть приравнены друг другу

$$(J_{нмэ} + k_{номэаэд}(\omega)J_{аэд})\varepsilon_0(\omega) = k_{номэаэд}(\omega)J_{аэд}\varepsilon_1(\omega). \quad (3.1)$$

Из (3.1) определяется произведение момента инерции ротора электродвигателя и коэффициента, характеризующего механические и добавочные потери в роторе, при угловой скорости ротора ω

$$k_{\text{нотазд}}(\omega)J_{\text{азд}} = \frac{J_{\text{нмз}}\varepsilon_0(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_0(\omega)}. \quad (3.2)$$

На втором этапе асинхронный электрический двигатель 1 через предохранительную муфту соединяется с идентичным двигателем (назовем его «двигатель 2», параметры и характеристики которого идентичны параметрам и характеристикам асинхронного электродвигателя 1). Схему соединения иллюстрирует рисунок 3.3.

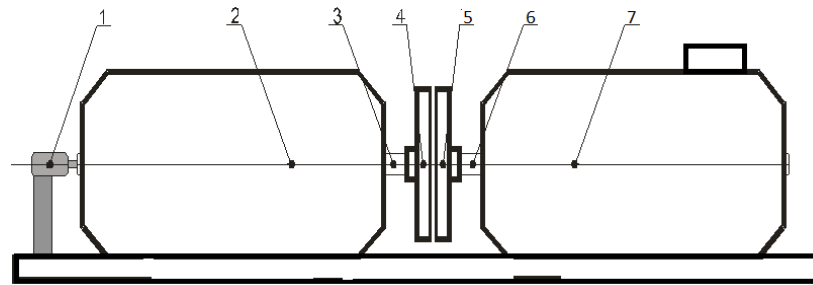


Рисунок 3.3. Схема соединения приводного и идентичного («двигатель 2») двигателя. 1 – энкодер; 2 – идентичный двигатель («двигатель 2»); 3 – вал идентичного асинхронного электрического двигателя; 4 – первая полумуфта; 5 – вторая полумуфта; 6 – вал приводного асинхронного электрического двигателя; 7 – приводной асинхронный электрический двигатель.

В случае подачи питающего напряжения на приводной двигатель 7 при его разгоне в нем возникнут как механические потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{1\text{азд}}(\omega)$, так и добавочные потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{2\text{азд}}(\omega)$. В тоже время в идентичном двигателе 2 возникнут только механические потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{\text{нотазд}}(\omega)$ - $k_{2\text{азд}}(\omega)$.

Крутящий момент, развиваемый приводным двигателем 7:

$$M(\omega) = k_{\text{нотазд}}(\omega)J_{\text{азд}} + (k_{\text{нотазд}}(\omega) - k_{2\text{азд}}(\omega))J_{\text{азд}} \cdot \varepsilon_2(\omega) \quad (3.3)$$

Приравнивая правые части уравнений (3.1) и (3.3) определяем значение коэффициента $k_{2aэд}(\omega)$, характеризующего добавочные потери при угловой скорости ω :

$$k_{2aэд}(\omega) = k_{нотаэд}(\omega) \frac{2\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{\varepsilon_2} \quad (3.4)$$

Подставляя (3.4) в (2.3) определяем значение коэффициента $k_{1aэд}(\omega)$, характеризующего механические потери в роторе при угловой скорости ω :

$$k_{1aэд}(\omega) = k_{нотаэд}(\omega) \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} - 1 \quad (3.5)$$

Далее испытуемый асинхронный электрический двигатель подвергается разбору и из него извлекается ротор. Затем, методом крутильных колебаний, используя в качестве эталона предохранительную муфту асинхронного электрического двигателя 2 (рисунок 3.1) с моментом инерции $J_{нмэ}$, определяют момент инерции ротора асинхронного электродвигателя $J_{раэд}$.

Крутящий момент при угловой скорости ω на выходе предохранительной муфты, электродвигателя 2 (рисунок 3.1) определяется по зависимости:

$$M(\omega) = (k_{нотаэд}(\omega) \cdot J_{aэд} + J_{нмэ}) \cdot \varepsilon_2(\omega). \quad (3.6)$$

На третьем этапе, разобрав редуктор и используя в качестве эталона предохранительную муфту электродвигателя 2 (рисунок 3.1) с моментом инерции $J_{нмэ}$, методом крутильных колебаний (рисунок 3.4) определяются момент инерции быстроходного вала-шестерни 3 $J_{ви}$ (рисунок 3.1).

На четвертом этапе редуктор собирается без тихоходного вала, а вал шестерня 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2 соединяется с выходным валом асинхронного электродвигателя 1 (рисунок 3.5) и определяются угловые ускорения $\varepsilon_3(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта электродвигателя 2 –

быстроходный вал-шестерня 3» при угловых скоростях ω . Крутящий момент системы вращающихся масс определяется по формуле

$$M(\omega) = (J_{aэд} k_{номaэд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{вм} k_{номвм}(\omega) + 2J_{нвм}) \varepsilon_3(\omega), \quad (3.7)$$

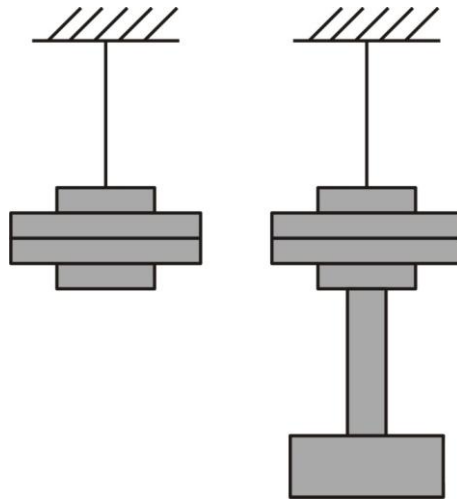


Рисунок 3.4. Схема контроля момента инерции вала-шестерни методом крутильных колебаний

где $J_{нвм}$ - приведенный к оси вращения быстроходного вала-шестерни момент инерции внутреннего кольца подшипника и тел качения подшипника быстроходного вала-шестерни; $k_{номвм}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в подшипниковых узлах быстроходного вала-шестерни при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{номвм}(\omega) = (1 + k_{1вм}(\omega)), \quad (3.8)$$

где $k_{1вм}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах быстроходного вала-шестерни при угловой скорости вала двигателя ω ;

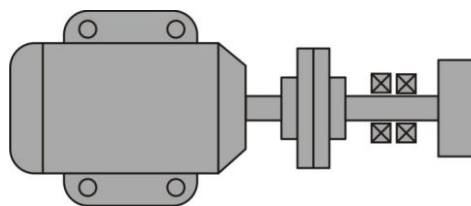


Рисунок 3.5. Схема для определения потерь на трение в подшипниках быстроходного вала шестерни

Приравнивая (3.6) и (3.7) с учетом (3.8) определяем коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах быстроходного вала-шестерни при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1вш}(\omega) = \frac{1}{J_{вш}} \left[(J_{азд} k_{номтаэд}(\omega) + J_{нмэ}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_3(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} - 2 \cdot J_{нвш} - J_{вш} \right] \quad (3.9)$$

На пятом этапе, используя в качестве эталона предохранительную муфту редуктора 7 с моментом инерции $J_{нмр}$, методом крутильных колебаний определяется момент инерции тихоходного вала с надетым на него зубчатым колесом $J_{тв}$ (рисунок 3.6).

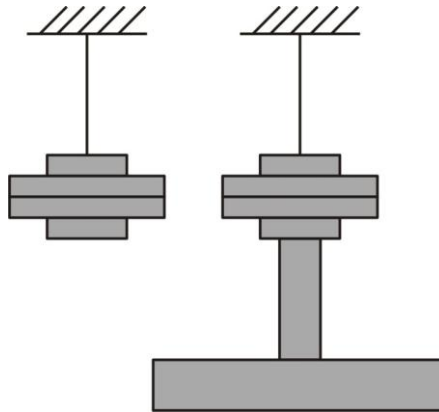


Рисунок 3.6. Схема контроля момента инерции тихоходного вала с надетым на него зубчатым колесом

На шестом этапе редуктор собирается без быстроходного вала, а тихоходный вал с надетым на него зубчатым колесом 5 через предохранительную муфту редуктора 7 соединяется с выходным валом асинхронного электродвигателя 1 (рисунок 3.7). Затем асинхронный электродвигатель 1 запускается и определяются угловые ускорения $\varepsilon_4(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта редуктора 7 – тихоходный вал 5» при угловой скорости вала электродвигателя ω .

Крутящий момент системы вращающихся масс определяется как

$$M(\omega) = (J_{азд} k_{номтаэд}(\omega) + J_{нмр} + J_{тв} k_{номтв}(\omega) + 2J_{нмв}) \varepsilon_4(\omega), \quad (3.10)$$

где $J_{nmв}$ - приведенный к оси вращения тихоходного вала момент инерции внутреннего кольца подшипника и тел качения подшипника тихоходного вала; $k_{nomтв}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nomтв}(\omega) = (1 + k_{1тв}(\omega)), \quad (3.11)$$

где $k_{1тв}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω ;

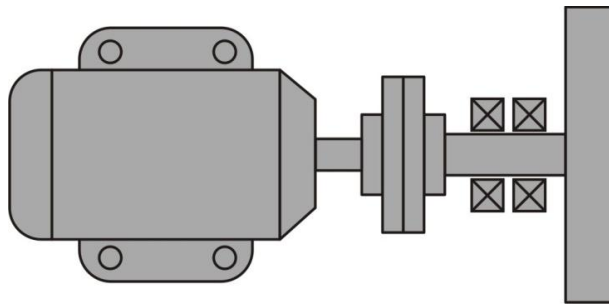


Рисунок 3.7. Схема контроля потерь в опорных подшипниках тихоходного вала

Заменяя в выражении (3.6) для рассматриваемого этапа $J_{nmэ}$ на $J_{nmр}$ и приравнявая выражения (3.6) и (3.10) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1тв}(\omega) = \frac{1}{J_{тв}} \left[(J_{аэд} k_{nomтаэд}(\omega) + J_{nmр}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_4(\omega)}{\varepsilon_4(\omega)} - 2 \cdot J_{nmв} - J_{тв} \right]. \quad (3.12)$$

На седьмом этапе редуктор полностью собирается (рисунок 3.1), а асинхронный электродвигатель 1 снова присоединяется к быстроходному валу-шестерне 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2. Суммарный приведенный момент инерции вращающихся масс всего привода к ротору асинхронного электродвигателя 1 $J_{прзэн0}$, согласно общепринятой методике на основе закона сохранения кинетической энергии без учета

коэффициента, учитывающего потери в зубчатой передаче, при угловой скорости вала двигателя ω определяют из выражения [51]:

$$J_{np33n0}(\omega) \frac{\omega^2}{2} = \left[J_{a3d} k_{нота3d}(\omega) + J_{нмэ} + J_{виш} k_{нотвиш}(\omega) + 2J_{нвиш} \right] \frac{\omega^2}{2} + \left[J_{нмр} + J_{тв} k_{ноттв}(\omega) + 2J_{нтв} \right] \frac{\omega^2}{2i^2}; \quad (3.13)$$

$$J_{np33n0}(\omega) = \left[J_{a3d} k_{нота3d}(\omega) + J_{нмэ} + J_{виш} k_{нотвиш}(\omega) + 2J_{нвиш} \right] + \left[J_{нмр} + J_{тв} k_{ноттв}(\omega) + 2J_{нтв} \right] \frac{1}{i^2}; \quad (3.14)$$

где i - передаточное отношение зубчатой передачи.

Далее асинхронный электродвигатель 1 запускается и определяются при угловой скорости ω угловые ускорения $\varepsilon_5(\omega)$ вала двигателя соединенного с зубчатым редуктором в электропривод. Крутящий момент, развиваемый электрическим двигателем при угловой скорости вала двигателя ω , определится как

$$M(\omega) = J_{np33n0}(\omega) k_{нот33}(\omega) \varepsilon_5(\omega), \quad (3.15)$$

где $k_{нот33}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в зубчатом зацеплении:

$$k_{нот33}(\omega) = (1 + k_{133}(\omega)), \quad (3.16)$$

где $k_{133}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в зубчатом зацеплении при угловой скорости вала двигателя ω ;

Приравнивая правые части выражения (3.1) и (3.15) с учетом (3.16) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в зубчатом зацеплении при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{133}(\omega) = \frac{J_{a3d} k_{нота3d}(\omega) \varepsilon_1(\omega)}{J_{np33n0}(\omega) \varepsilon_5(\omega)} - 1 \quad (3.17)$$

Методика контроля механических параметров зубчатых передач с передаточным отношением, имеющих число ступеней более 2, аналогична представленной выше схеме [52, 53].

Результаты выполненных исследований позволят развить теорию зубчатых передач.

Разработанные динамические методы и средства контроля механических параметров механических передач внедрены на ООО «Институт перспективных технологий» и учебный процесс ФГБОУ ВПО «ПГТУ» (Приложение 1).

На метод контроля величины, учитывающей механические потери в зубчатом электроприводе $J_{прзэн0}(\omega)k_{номзз}(\omega)$ в процессе эксплуатации, получен патент на изобретение [54].

3.2. Динамический метод контроля механических параметров ременных передач вращательного действия

Решение проблемы контроля механических параметров ременных передач, также как и в случае зубчатых передач, связано с контролем потерь в ременной передаче и основных элементах ременного электропривода в широком диапазоне режимов работы. Существующие методы и средства контроля не позволяют осуществлять контроль механических потерь в широком диапазоне режимов работы.

Использование динамического метода и разработанных средств контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей позволяет поднять частоту съема информации до частоты аналого-цифрового преобразования 300 кГц.

На основе динамического метода контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей возможна реализация динамического метода контроля механических параметров в электроприводе, включающем асинхронный электрический двигатель и ременную передачу.

В общем случае динамический метод реализуется последовательным выполнением следующих действий:

- 1) контроль механической мощности приводного асинхронного электрического двигателя динамическим методом;
- 2) контроль механических потерь в опорах приводного асинхронного электрического двигателя динамическим методом;
- 3) контроль момента инерции быстроходного вала ременной передачи с установленным на нем шкивом методом крутильных колебаний;
- 4) контроль механических потерь в опорах быстроходного вала динамическим методом;
- 5) контроль момента инерции тихоходного вала ременной передачи с установленным на нем шкиве методом крутильных колебаний;

- 6) контроль механических потерь в опорах тихоходного вала динамическим методом;
- 7) контроль механических потерь в ременной передаче;

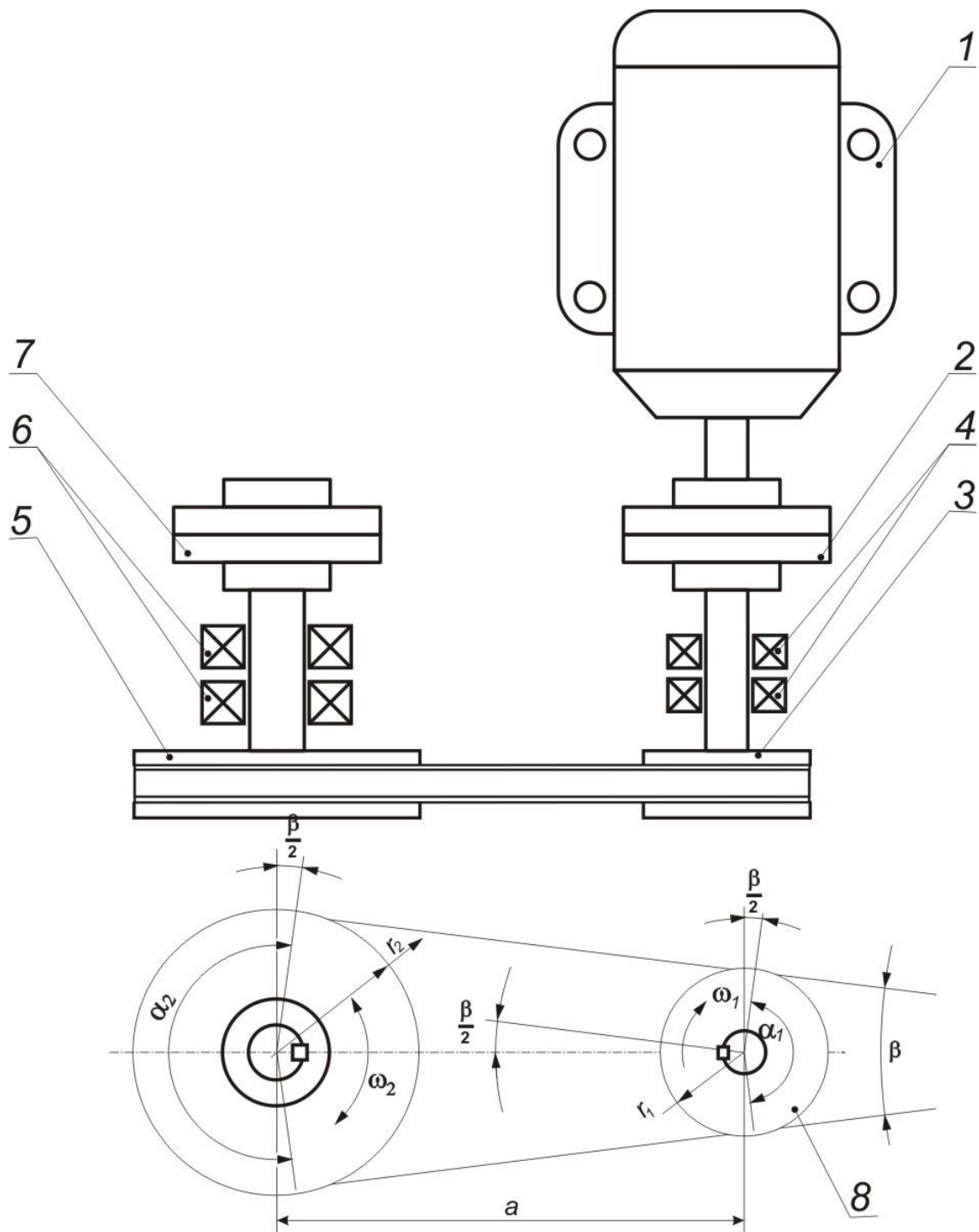


Рисунок 3.8. Схема ременной передачи с электроприводом от асинхронного электродвигателя: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – предохранительная муфта электродвигателя; 3 - быстроходный вал с надетым на него шкивом; 4 – опорные подшипники быстроходного вала; 5 – тихоходный вал с надетым на него шкивом; 6 – опорные подшипники тихоходного вала; 7 - предохранительная муфта тихоходного вала; 8 – цепь

Рассмотрим реализацию метода более подробно. На рисунке 3.8 представлена схема ременной передачи с электроприводом от асинхронного электродвигателя.

Определим моменты инерции тех частей ремня, которые охватывают ведущий и ведомый шкив относительно осей вращения соответствующих шкивов. Для этого вычислим значение угла β

$$\frac{\beta}{2} = \arctg \frac{d_2 - d_1}{2a}. \quad (3.18)$$

Углы охвата ведущего и ведомого шкива равны соответственно:

$$\alpha_1 = 180 - \beta; \quad (3.19)$$

$$\alpha_2 = 180 + \beta. \quad (3.20)$$

С учетом толщины ремня h_p длина окружности охвата ведущего шкива по средней линии ремня

$$l_{p1} = \alpha_1 \left(r_1 - \frac{h_p}{2} \right). \quad (4.21)$$

С учетом толщины ремня h_p длина окружности охвата ведомого шкива по средней линии ремня

$$l_{p2} = \alpha_2 \left(r_2 - \frac{h_p}{2} \right). \quad (3.22)$$

По известной удельной массе единицы длины ремня m_p и расстоянию от средней линии ремня до оси вращения соответствующего шкива определяем значения момента инерции, охватывающего соответствующий шкив части ремня.

Момент инерции части ремня, охватывающего ведущий шкив, относительно оси его вращения равен

$$J_{p1} = m_p l_{p1} \left(r_1 - \frac{h_p}{2} \right)^2. \quad (3.23)$$

Момент инерции части ремня, охватывающего ведомый шкив, относительно оси его вращения

$$J_{p2} = m_p l_{p2} (r_2 - \frac{h_p}{2})^2. \quad (3.24)$$

Общая длина ремня равна L_p .

На первом этапе контроль механической мощности приводного электрического двигателя осуществляется динамическим методом. По известному моменту инерции $J_{нмэ}$ предохранительной муфты электродвигателя 2, найденному расчетным путем или экспериментально по методу крутильных колебаний, определяется момент инерции $J_{аэд}$ ротора асинхронного электродвигателя 1 с учетом потерь на трение в его опорах согласно схеме рисунок 3.9.

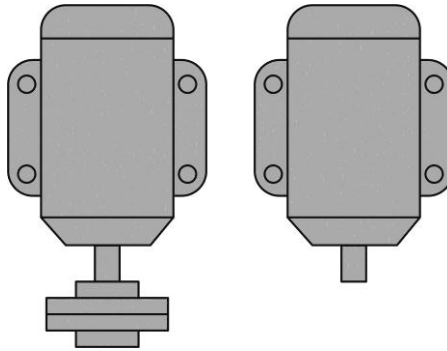


Рисунок 3.9. Схема контроля момента инерции ротора асинхронного электродвигателя с учетом коэффициента, учитывающего механические потери и добавочные потери

Сначала производится определение ускорений ротора с установленной на выходном валу предохранительной муфтой электродвигателя $\varepsilon_0(\omega)$, а затем без нее $\varepsilon_1(\omega)$ при угловых скоростях вала двигателя ω .

Учитывая, что свободный разгон осуществляется фактически в режиме холостого хода, то произведения составляющих крутящего момента – коэффициент, моменты инерции и угловые ускорения, при первом и втором разгоне могут быть приравнены друг другу

$$(J_{нмэ} + k_{номэаэд}(\omega)J_{аэд})\varepsilon_0(\omega) = k_{номэаэд}(\omega)J_{аэд}\varepsilon_1(\omega). \quad (3.25)$$

Из (3.25) определяется произведение момента инерции ротора электродвигателя и коэффициента, характеризующего механические и добавочные потери в роторе, при угловой скорости ротора ω

$$k_{\text{нотазд}}(\omega)J_{\text{азд}} = \frac{J_{\text{нмз}}\varepsilon_0(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_0(\omega)}. \quad (3.26)$$

На втором этапе асинхронный электрический двигатель 1 через предохранительную муфту соединяется с идентичным двигателем (назовем его «двигатель 2», параметры и характеристики которого идентичны параметрам и характеристикам асинхронного электродвигателя 1). Схему соединения иллюстрирует рисунок 3.10.

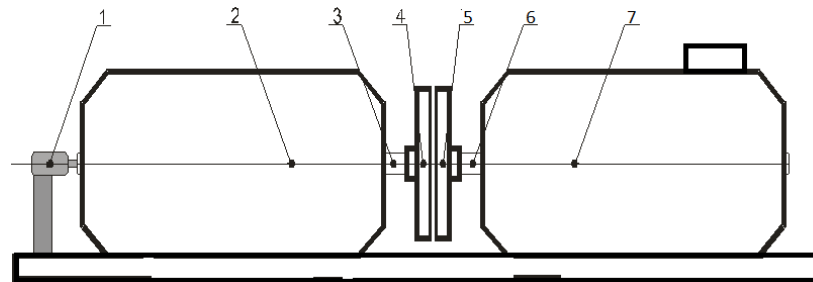


Рисунок 3.10. Схема соединения приводного и идентичного («двигатель 2») двигателя. 1 – энкодер; 2 – идентичный двигатель («двигатель 2»); 3 – вал идентичного асинхронного электрического двигателя; 4 – первая полумуфта; 5 – вторая полумуфта; 6 – вал приводного асинхронного электрического двигателя; 7 – приводной асинхронный электрический двигатель.

В случае подачи питающего напряжения на приводной двигатель 7 при его разгоне в нем возникнут как механические потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{1\text{азд}}(\omega)$, так и добавочные потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{2\text{азд}}(\omega)$. В тоже время в идентичном двигателе 2 возникнут только механические потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{\text{нотазд}}(\omega)$ - $k_{2\text{азд}}(\omega)$.

Крутящий момент, развиваемый приводным двигателем 7:

$$M(\omega) = k_{\text{нотазд}}(\omega)J_{\text{азд}} + (k_{\text{нотазд}}(\omega) - k_{2\text{азд}}(\omega))J_{\text{азд}} \cdot \varepsilon_2(\omega) \quad (3.27)$$

Приравнивая правые части уравнений (3.25) и (3.27) определяем значение коэффициента $k_{2aэд}(\omega)$, характеризующего добавочные потери в роторе при угловой скорости ω :

$$k_{2aэд}(\omega) = k_{номaэд}(\omega) \frac{2\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{\varepsilon_2} \quad (3.28)$$

Подставляя (3.28) в (2.3) определяем значение коэффициента $k_{1aэд}(\omega)$, характеризующего механические потери в роторе при угловой скорости ω :

$$k_{1aэд}(\omega) = k_{номaэд}(\omega) \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} - 1 \quad (3.29)$$

Крутящий момент при угловой скорости ω на выходе предохранительной муфты, электродвигателя 2 (рисунок 3.8) определяется по зависимости:

$$M(\omega) = (k_{номaэд}(\omega) \cdot J_{aэд} + J_{нмэ}) \cdot \varepsilon_2(\omega). \quad (3.30)$$

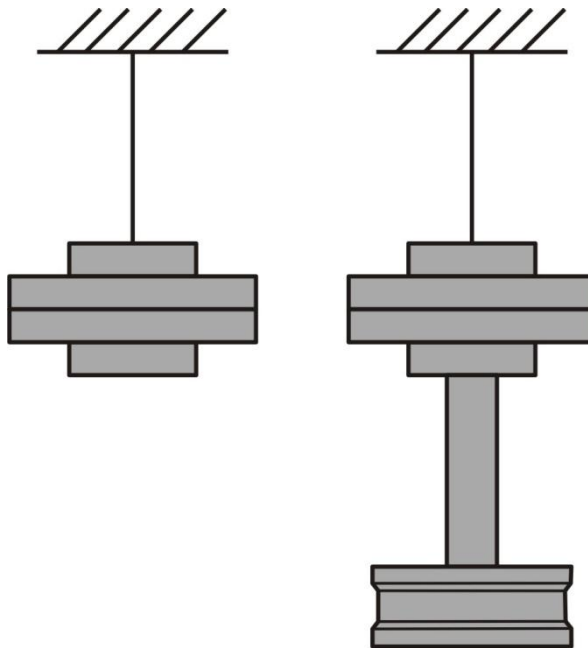


Рисунок 3.11. Схема контроля момента инерции быстроходного вала

На третьем этапе, после отсоединения ремня и снятия быстроходного вала, при использовании в качестве эталона предохранительной муфты электродвигателя 2 с моментом инерции $J_{нмэ}$, методом крутильных

колебаний определяется момент инерции быстроходного вала с надетым на него шкивом 3 $J_{\bar{\sigma}\bar{\nu}}$ (рисунок 3.11).

На четвертом этапе быстроходный вал с надетым на него шкивом 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2 соединяется с выходным валом асинхронного электродвигателя 1 (рисунок 3.12) и определяются угловые ускорения $\varepsilon_3(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта электродвигателя 2 – быстроходный вал с надетым на него шкивом 3». При угловой скорости вала двигателя ω крутящий момент системы вращающихся масс определяется:

$$M(\omega) = (k_{nom a \bar{\sigma} \bar{\nu}}(\omega) \cdot J_{a \bar{\sigma} \bar{\nu}} + J_{nm \bar{\varepsilon}} + J_{\bar{\sigma} \bar{\nu}} k_{nom \bar{\sigma} \bar{\nu}}(\omega) + 2J_{n \bar{\sigma} \bar{\nu}}) \varepsilon_3(\omega), \quad (3.31)$$

где $J_{n \bar{\sigma} \bar{\nu}}$ - приведенный к оси вращения быстроходного вала момент инерции внутреннего кольца подшипника и тел качения подшипника быстроходного вала, определяемый по выражениям (2.18) или (2.19); $k_{nom \bar{\sigma} \bar{\nu}}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери на трение в подшипниковых узлах быстроходного вала:

$$k_{nom \bar{\sigma} \bar{\nu}}(\omega) = (1 + k_{l \bar{\sigma} \bar{\nu}}(\omega)), \quad (3.32)$$

где $k_{l \bar{\sigma} \bar{\nu}}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах быстроходного вала при угловой скорости вала двигателя ω ;

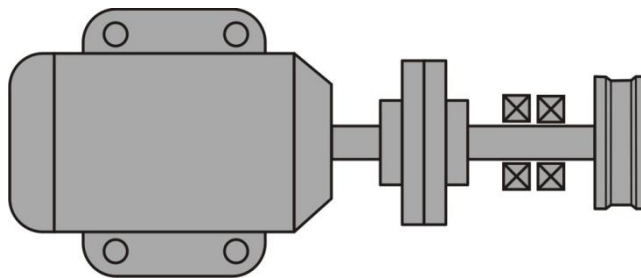


Рисунок 3.12. Схема контроля механических потерь в подшипниках быстроходного вала

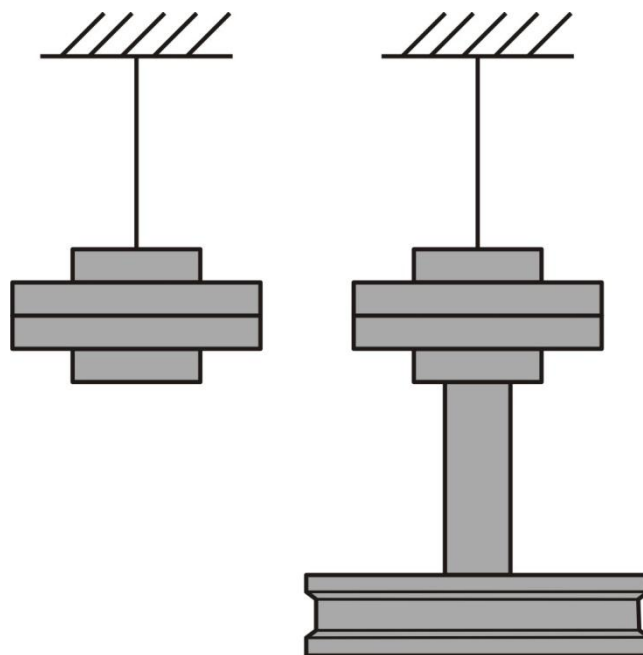


Рисунок 3.13. Схема контроля момента инерции тихоходного вала с надетым на него шкивом

Приравнивая (3.31) и (3.30) определяем коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах быстроходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1\bar{b}в}(\omega) = \frac{1}{J_{\bar{b}в}} \left[(J_{aэд} k_{потаэд}(\omega) + J_{пмэ}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_3(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} - 2 \cdot J_{пбв} - J_{\bar{b}в} \right] \quad (3.33)$$

На пятом этапе, используя в качестве эталона предохранительную муфту тихоходного вала 7 с моментом инерции $J_{пмтв}$, методом крутильных колебаний определятся момент инерции тихоходного вала с надетым на него шкивом $J_{тв}$ (рисунок 3.13).

На шестом этапе тихоходный вал с надетым на него шкивом 5 через предохранительную муфту тихоходного вала 7 соединяется с выходным валом асинхронного электродвигателя 1 (рисунок 3.14). Затем асинхронный электродвигатель 1 запускается и определяют угловые ускорения $\varepsilon_4(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта тихоходного вала 7 – тихоходный вал 5».

Крутящий момент системы вращающихся масс определяется как

$$M(\omega) = (J_{aэд} k_{номaэд}(\omega) + J_{нмтв} + J_{тв} k_{номтв}(\omega) + 2J_{нмв}) \varepsilon_4(\omega) \quad (3.34)$$

где $J_{нмв}$ - приведенный к оси вращения тихоходного вала момент инерции внутреннего кольца подшипника и тел качения подшипника тихоходного вала, определяемый по выражениям (2.18) или (2.19); $k_{номтв}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{номтв}(\omega) = (1 + k_{1тв}(\omega)), \quad (3.35)$$

где $k_{1тв}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω ;

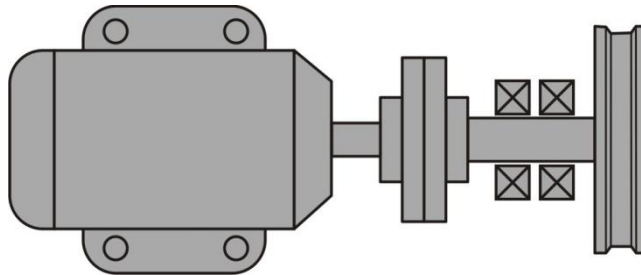


Рисунок 3.14. Схема контроля механических потерь в опорных подшипниках тихоходного вала

Заменяя в выражении (3.30) для рассматриваемого этапа $J_{нмэ}$ на $J_{нмтв}$ и приравнявая выражения (3.30) и (3.34) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1тв}(\omega) = \frac{1}{J_{тв}} \left[(J_{aэд} k_{номaэд}(\omega) + J_{нмтв}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_4(\omega)}{\varepsilon_4(\omega)} - 2 \cdot J_{нмв} - J_{тв} \right] \quad (3.36)$$

На седьмом этапе передача полностью собирается, а асинхронный электродвигатель 1 снова присоединяется к быстроходному валу с надетым на него шкивом 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2 (рисунок 3.8). Затем определяется приведенный момент инерции вращающихся масс ременного электропривода $J_{прпрэн0}(\omega)$ привода в сборе

согласно общепринятой методике на основе закона сохранения кинетической энергии без учета коэффициента, характеризующего потери в ременной передаче, при угловой скорости вала двигателя ω определяют из выражения [52]:

$$J_{нпрэн0}(\omega) \frac{\omega^2}{2} = [J_{азд} k_{номазд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{бв} k_{номбв}(\omega) + 2J_{нбв} + J_{p1}] \frac{\omega^2}{2} + [J_{нмтв} + J_{тв} k_{номтв}(\omega) + 2J_{нмтв}(\omega) + J_{p2}] \frac{\omega^2}{2i^2} + E_{к1} + E_{к2}, \quad (3.37)$$

где $E_{к1} = E_{к2} = \frac{L_p - l_{p1} - l_{p2}}{2} m_p \frac{\left(\omega(r_1 - \frac{h_p}{2})\right)^2}{2}$ - кинетическая энергия ведущей и ведомой частей ремня соответственно.

После элементарных преобразований находим

$$J_{нпрэн0}(\omega) = J_{азд} k_{номазд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{бв} k_{номбв}(\omega) + 2J_{нбв} + J_{p1} + \frac{J_{нмтв}}{i^2} + \frac{J_{тв} k_{номтв}(\omega)}{i^2} + \frac{2J_{нмтв}(\omega)}{i^2} + \frac{J_{p2}}{i^2} + (L_p - l_{p1} - l_{p2}) \frac{m_p}{2} (r_1 - \frac{h_p}{2})^2, \quad (3.38)$$

где i - передаточное отношение цепной передачи.

Далее асинхронный электродвигатель 1 запускается и определяются угловые ускорения $\varepsilon_5(\omega)$ при угловой скорости вала двигателя ω ременной передачи. Крутящий момент, развиваемый электродвигателем, определится как

$$M(\omega) = (J_{нпрэн0}(\omega) k_{номпрн}(\omega)) \varepsilon_5(\omega), \quad (3.39)$$

$k_{номпрн}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий механические потери в ременной передаче при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{номпрн}(\omega) = (1 + k_{1pn}(\omega)), \quad (3.40)$$

где $k_{1pn}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в ременной передаче при угловой скорости вала двигателя ω ;

Приравнивая правые части выражений (3.25) и (3.39) определяется произведение приведенного момента инерции вращающихся масс ременного электропривода в сборе и коэффициента, учитывающего механические потери в ременной передаче, при угловой скорости вала двигателя ω

$$J_{нпрэн0}(\omega)k_{номпрн}(\omega) = J_{аэд}k_{номтаэд}(\omega)\frac{\varepsilon_1(\omega)}{\varepsilon_5(\omega)}, \quad (3.41)$$

где $k_{номпрн}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в ременной передаче:

$$k_{номпрн}(\omega) = (1 + k_{1прн}(\omega)), \quad (3.42)$$

где $k_{1прн}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в ременной передаче при угловой скорости вала двигателя ω ;

Из (3.41) с учетом (3.42) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в ременной передаче при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1прн}(\omega) = \frac{J_{аэд}k_{номтаэд}(\omega)\varepsilon_1(\omega)}{J_{нпрэн0}(\omega)\varepsilon_5(\omega)} - 1 \quad (3.43)$$

На уровне отдела технического контроля (ОТК) предприятия изготовителя ременного электропривода может быть определено произведение $J_{нпрэн0}(\omega)k_{номпрн}(\omega)$ и допуск на изменение этого произведения в процессе эксплуатации ременного электропривода. В результате после оснащения ременного электропривода аппаратно-программным комплексом динамического контроля величины, учитывающей механические потери в ременной передаче $J_{нпрэн0}(\omega)k_{номпрн}(\omega)$ в процессе эксплуатации, пользователь имеет возможность оперативного реагирования на ухудшение механических параметров работы ременного электропривода.

На метод контроля величины, учитывающей механические потери в ременной передаче $J_{нпрэн0}(\omega)k_{номпрн}(\omega)$ в процессе эксплуатации, получен патент на изобретение [55].

3.3. Динамический метод контроля механических параметров цепных передач вращательного действия

Решение проблемы повышения энергетической эффективности цепных передач также как и в случае зубчатых и ременных передач связано с выявлением зависимостей потерь в цепной передаче и основных элементах цепного электропривода в широком диапазоне режимов работы. Существующие методы и средства измерений не позволяют выявить эти зависимости вообще [56].

Использование описанного выше метода и разработанных средств динамического контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей позволяет поднять частоту съема информации до частоты аналого-цифрового преобразования 300 кГц.

На основе динамического метода контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей возможна реализация динамического метода контроля механических параметров электропривода, включающего асинхронный электрический двигатель и цепную передачу [57].

В общем случае метод реализуется последовательным выполнением следующих действий:

- 1) контроль механической мощности приводного асинхронного электрического двигателя динамическим методом;
- 2) контроль механических потерь в опорах приводного асинхронного электрического двигателя;
- 3) контроль момента инерции быстроходного вала цепной передачи с установленной на нем звездочкой методом крутильных колебаний;
- 4) контроль механических потерь в опорах быстроходного вала динамическим методом;
- 5) контроль момента инерции тихоходного вала цепной передачи с установленной на ней звездочкой методом крутильных колебаний;

6) контроль механических потерь в опорах тихоходного вала динамическим методом;

7) контроль механических потерь в цепной передаче.

Рассмотрим реализацию метода более подробно. На рисунке 3.15 представлена схема цепной передачи с электроприводом от асинхронного электродвигателя.

Определим моменты инерции тех частей цепи, которые охватывают ведущую и ведомую звездочки относительно осей вращения соответствующих звездочек. Для этого определим значение угла β

$$\frac{\beta}{2} = \arctg \frac{d_2 - d_1}{2a}. \quad (3.44)$$

Углы охвата ведущего и ведомого шкивов равны соответственно:

$$\alpha_1 = 180 - \beta; \quad (3.45)$$

$$\alpha_2 = 180 + \beta. \quad (3.46)$$

С учетом толщины цепи h_y длина окружности охвата ведущей звездочки по средней линии цепи

$$l_{y1} = \alpha_1 \frac{d_1 + h_y}{2}. \quad (3.47)$$

С учетом толщины цепи h_y длина окружности охвата ведомой звездочки по средней линии цепи

$$l_{y2} = \alpha_2 \frac{d_2 + h_y}{2}. \quad (3.48)$$

По известной удельной массе единицы длины цепи m_y и расстоянию от средней линии цепи до оси вращения соответствующей звездочки определяем значения момента инерции охватывающего соответствующую звездочку части цепи.

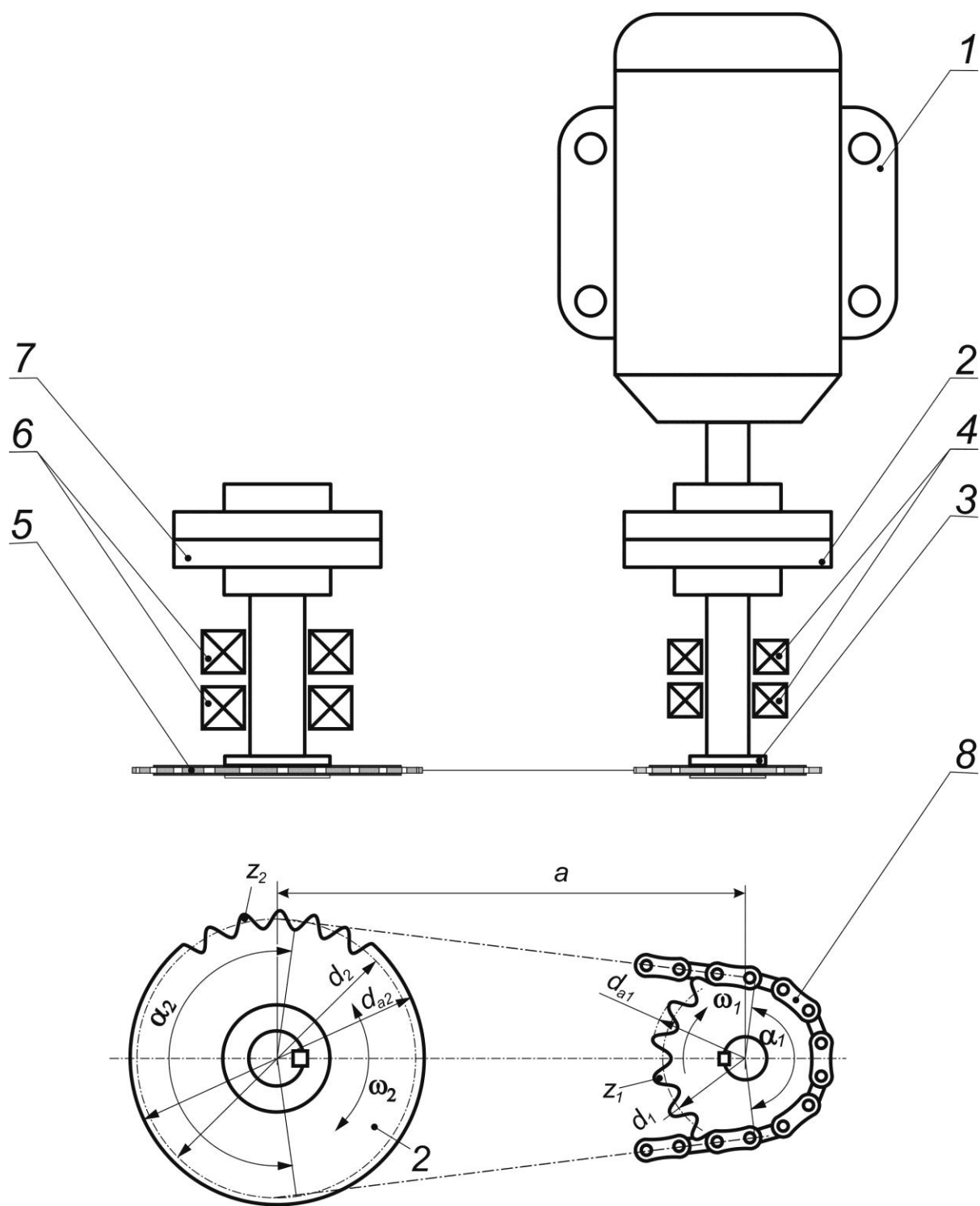


Рисунок 3.15. Схема цепной передачи с электроприводом от асинхронного электродвигателя: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – предохранительная муфта электродвигателя; 3 - быстроходный вал с надетой на него звездочкой; 4 – опорные подшипники быстроходного вала; 5 – тихоходный вал с надетой на него звездочкой; 6 – опорные подшипники тихоходного вала; 7 - предохранительная муфта тихоходного вала; 8 – цепь

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

$$J_{\psi 1} = m_{\psi} l_{\psi 1} \left(\frac{d_1 + h_{\psi}}{2} \right)^2. \quad (3.49)$$

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

$$J_{\psi 2} = m_{\psi} l_{\psi 2} \left(+ \frac{d_2 + h_{\psi}}{2} \right)^2. \quad (3.50)$$

Общая длина цепи равна L_{ψ} .

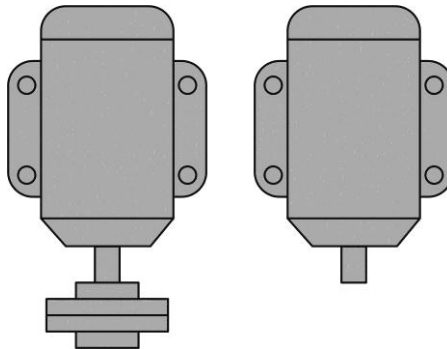


Рисунок 3.16. Схема контроля момента инерции ротора асинхронного электродвигателя с учетом коэффициента, учитывающего механические и добавочные потери

На первом этапе контроль механической мощности приводного асинхронного электрического двигателя осуществляется динамическим методом. По моменту инерции $J_{нмэ}$ предохранительной муфты электродвигателя 2, найденному по расчету или экспериментально определенному на основе метода крутильных колебаний, определяется момент инерции $J_{аэд}$ ротора асинхронного электродвигателя 1 с учетом коэффициента, характеризующего потери на трение в его опорах согласно схеме рисунка 3.16.

Сначала производится определение ускорений ротора с установленной на выходном валу предохранительной муфтой электродвигателя $\varepsilon_0(\omega)$, а затем без нее $\varepsilon_1(\omega)$ при угловых скоростях вала двигателя ω .

Учитывая, что свободный разгон осуществляется фактически в режиме холостого хода, то произведения составляющих крутящего момента – коэффициент, моменты инерции и угловые ускорения, при первом и втором разгоне могут быть приравнены друг другу

$$(J_{нмэ} + k_{нотазод}(\omega)J_{азод})\varepsilon_0(\omega) = k_{нотазод}(\omega)J_{азод}\varepsilon_1(\omega). \quad (3.51)$$

Из (3.51) определяется произведение момента инерции ротора электродвигателя и коэффициента, характеризующего механические и добавочные потери в роторе, при угловой скорости ротора ω

$$k_{нотазод}(\omega)J_{азод} = \frac{J_{нмэ}\varepsilon_0(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_0(\omega)}. \quad (3.52)$$

На втором этапе асинхронный электрический двигатель 1 через предохранительную муфту соединяется с идентичным двигателем (назовем его «двигатель 2», параметры и характеристики которого идентичны параметрам и характеристикам асинхронного электродвигателя 1). Схему соединения иллюстрирует рисунок 3.17.

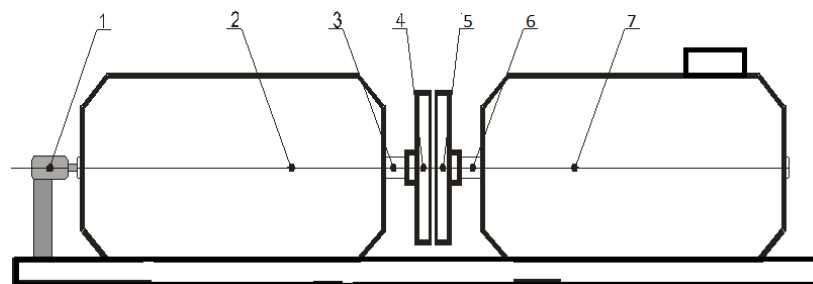


Рисунок 3.17. Схема соединения приводного и идентичного («двигатель 2») двигателя. 1 – энкодер; 2 – идентичный двигатель («двигатель 2»); 3 – вал идентичного асинхронного электрического двигателя; 4 – первая полумуфта; 5 – вторая полумуфта; 6 – вал приводного асинхронного электрического двигателя; 7 – приводной асинхронный электрический двигатель.

В случае подачи питающего напряжения на приводной двигатель 7 при его разгоне в нем возникнут как механические потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{1азод}(\omega)$, так и добавочные потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{2азод}(\omega)$. В тоже время в идентичном двигателе 2 возникнут

только механические потери, характеризуемые коэффициентом $k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega)$ - $k_{2\alpha\epsilon\delta}(\omega)$.

Крутящий момент, развиваемый приводным двигателем 7:

$$M(\omega) = k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega)J_{\alpha\epsilon\delta} + (k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega) - k_{2\alpha\epsilon\delta}(\omega))J_{\alpha\epsilon\delta} \cdot \varepsilon_2(\omega) \quad (3.53)$$

Приравнивая правые части уравнений (3.51) и (3.53) определяем значение коэффициента $k_{2\alpha\epsilon\delta}(\omega)$, характеризующего добавочные потери при угловой скорости ω :

$$k_{2\alpha\epsilon\delta}(\omega) = k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega) \frac{2\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{\varepsilon_2} \quad (3.54)$$

Подставляя (3.54) в (2.3) определяем значение коэффициента $k_{1\alpha\epsilon\delta}(\omega)$, характеризующего механические потери в роторе при угловой скорости ω :

$$k_{1\alpha\epsilon\delta}(\omega) = k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega) \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} - 1 \quad (3.55)$$

Крутящий момент при угловой скорости ω на выходе предохранительной муфты электродвигателя 2 (рисунок 3.15) определяется по зависимости:

$$M(\omega) = (k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega) \cdot J_{\alpha\epsilon\delta} + J_{нм\epsilon}) \cdot \varepsilon_2(\omega). \quad (3.56)$$

На третьем этапе, после отсоединения цепи и снятия быстроходного вала цепной передачи, а также при использовании в качестве эталона предохранительной муфты электродвигателя 2 (рисунок 3.15) с моментом инерции $J_{нм\epsilon}$, методом крутильных колебаний определяется момент инерции быстроходного вала цепной передачи с установленной на нем ведущей звездочкой 3 $J_{\delta\epsilon}$ (рисунок 3.18).

На четвертом этапе быстроходный вал с надетой на него звездочкой 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2 соединяется с выходным валом асинхронного электродвигателя 1 (рисунок 3.19) и определяются угловые ускорения $\varepsilon_3(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта электродвигателя 2 –

быстроходный вал со звездочкой 3». Крутящий момент системы вращающихся масс определяется по зависимости

$$M(\omega) = (J_{aэд} k_{номaэд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{бв} k_{номбв}(\omega) + 2J_{нбв}) \varepsilon_3(\omega), \quad (3.57)$$

где $J_{нбв}$ - приведенный к оси вращения быстроходного вала момент инерции внутреннего кольца подшипника и тел качения подшипника быстроходного вала, определяемый по выражениям (2.18) или (2.19);

$k_{номбв}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в подшипниковых узлах быстроходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{номбв}(\omega) = (1 + k_{1бв}(\omega)), \quad (3.58)$$

где $k_{1бв}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах вала-шестерни при угловой скорости вала двигателя ω ;

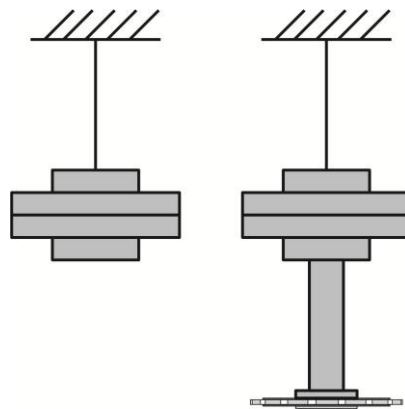


Рисунок 3.18. Схема контроля момента инерции быстроходного вала цепной передачи, с установленной на нем ведущей звездочкой

Приравнивая (3.56) и (3.57) можно определить значение коэффициента, характеризующего потери на трение в подшипниках быстроходного вала

$$k_{1бв}(\omega) = \frac{1}{J_{бв}} \left[(J_{aэд} k_{номaэд}(\omega) + J_{нмэ}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_3(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} - 2 \cdot J_{нбв} - J_{бв} \right]. \quad (3.59)$$

На пятом этапе, с использованием в качестве эталона предохранительной муфты тихоходного вала 7 с моментом инерции $J_{нмтв}$,

методом крутильных колебаний определяется момент инерции тихоходного вала с надетой на него звездочкой J_{m6} (рисунок 3.20).

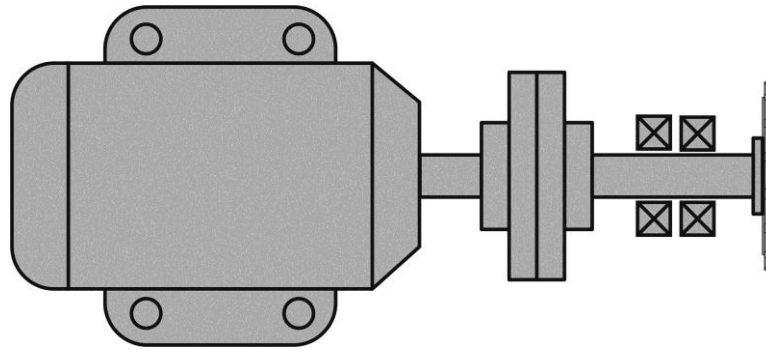


Рисунок 3.19. Схема контроля механических потерь в подшипниках быстроходного вала

На шестом этапе тихоходный вал с надетой на него звездочкой 5 через предохранительную муфту тихоходного вала 7 соединяется с выходным валом асинхронного электродвигателя 1 (рисунок 3.21). Затем асинхронный электродвигатель 1 запускается и определяется динамика угловых ускорений $\varepsilon_4(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта тихоходного вала 7 – тихоходный вал 5».

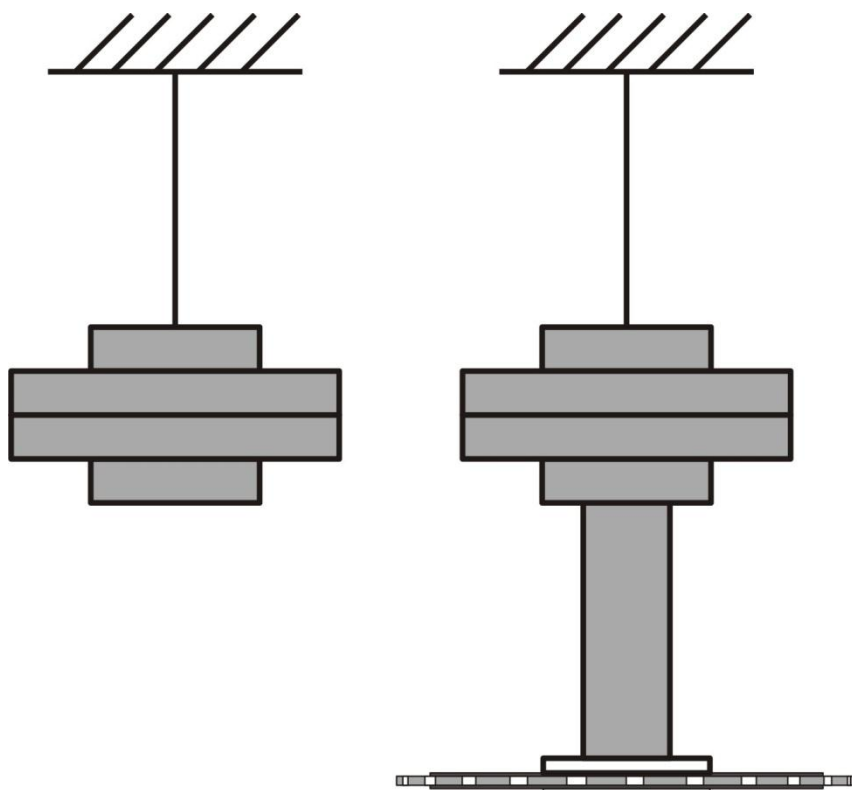


Рисунок 3.20. Схема контроля момента инерции тихоходного вала с надетой на него звездочкой

Крутящий момент системы вращающихся масс определяется как

$$M(\omega) = (J_{aэд}k_{номaэд}(\omega) + J_{нмр} + J_{мв}k_{номмв}(\omega) + 2J_{нмв})\varepsilon_4(\omega), \quad (3.60)$$

где $J_{нмв}$ - приведенный к оси вращения тихоходного вала момент инерции внутреннего кольца подшипника и тел качения подшипника тихоходного вала, определяемый по выражениям (2.18) или (2.19); $k_{номмв}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{номмв}(\omega) = (1 + k_{1мв}(\omega)), \quad (3.61)$$

где $k_{1мв}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω ;

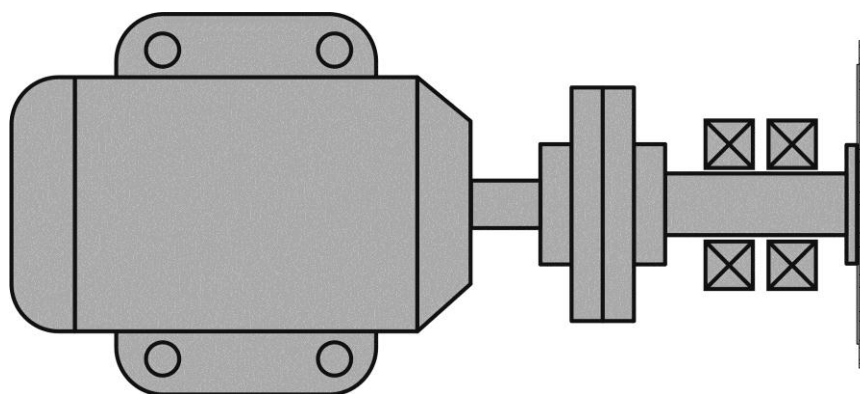


Рисунок 3.21. Схема контроля механических потерь в опорных подшипниках тихоходного вала

Заменяя в выражении (3.56) $J_{нмэ}$ на $J_{нмтв}$ и приравнявая выражения (3.56) и (3.60) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1тв}(\omega) = \frac{1}{J_{тв}} \left[(J_{аэд} k_{нотаэд}(\omega) + J_{нмтв}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_4(\omega)}{\varepsilon_4(\omega)} - 2 \cdot J_{нмтв} - J_{тв} \right] \quad (3.62)$$

На седьмом этапе передачу полностью собирают (рисунок 3.15), а асинхронный электродвигатель 1 снова подсоединяют к быстроходному валу с надетой на него звездочкой 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2. Суммарный приведенный момент инерции вращающихся масс всего цепного электропривода к ротору асинхронного электродвигателя 1 $J_{прцэн0}$, согласно общепринятой методике на основе закона сохранения кинетической энергии без учета коэффициента, учитывающего потери в цепной передаче, при угловой скорости вала двигателя ω определяют из выражения:

$$J_{прцэн0}(\omega) \frac{\omega^2}{2} = \left[J_{аэд} k_{номтаэд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{бв} k_{номбв}(\omega) + 2J_{нбв} + J_{у1} \right] \frac{\omega^2}{2} + \left[J_{нмтв} + J_{тв} k_{номтв}(\omega) + 2J_{нмв} + J_{у2} \right] \frac{\omega^2}{2i^2} + E_{к1} + E_{к2}, \quad (3.63)$$

где $E_{к1} = E_{к2} = \frac{L_u - l_{у1} - l_{у2}}{2} m_u \frac{\left(\omega \frac{d_1}{2} \right)^2}{2}$ - кинетическая энергия ведущей и ведомой частей цепи соответственно.

$$J_{прцэн0}(\omega) = J_{аэд} k_{номтаэд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{бв} k_{номбв}(\omega) + 2J_{нбв} + J_{у1} + \frac{J_{нмтв}}{i^2} + \frac{J_{тв} k_{номтв}(\omega)}{i^2} + \frac{2J_{нмв}}{i^2} + \frac{J_{у2}}{i^2} + (L_u - l_{у1} - l_{у2}) m_u \frac{d_1^2}{8}, \quad (3.64)$$

где i - передаточное отношение цепной передачи.

Далее асинхронный электродвигатель 1 запускается и определяется при угловой скорости ω угловое ускорение $\varepsilon_5(\omega)$ вала двигателя соединенного с цепной передачей в электропривод. Крутящий момент, развиваемый электрическим двигателем при угловой скорости вала двигателя ω , определится как

$$M(\omega) = J_{прцэн0}(\omega) k_{номцпн}(\omega) \varepsilon_5(\omega), \quad (3.65)$$

где $k_{номцпн}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в зубчатом зацеплении:

$$k_{номцпн}(\omega) = (1 + k_{1цпн}(\omega)), \quad (3.66)$$

где $k_{1цпн}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в зубчатом зацеплении при угловой скорости вала двигателя ω ;

Приравнивая правые части выражений (3.65) и (3.51) с учетом (3.66) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в цепной передаче при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1цпн}(\omega) = \frac{J_{аэд} k_{номтаэд}(\omega) \varepsilon_1(\omega)}{J_{прцэн0}(\omega) \varepsilon_5(\omega)} - 1 \quad (3.67)$$

На уровне отдела технического контроля (ОТК) предприятия изготовителя цепного электропривода может быть определено произведение $J_{прцэн0}(\omega) k_{номцпн}(\omega)$ и допуск на изменение этого параметра в процессе

эксплуатации цепного электропривода. В результате после оснащения цепного электропривода аппаратно-программным комплексом динамического контроля величины, учитывающей механические потери в цепной передаче $J_{прцэн0}(\omega)k_{потцп}(\omega)$ в процессе эксплуатации, пользователь имеет возможность оперативного реагирования на ухудшение механических параметров работы цепного электропривода.

На метод контроля величины, учитывающей механические потери в цепной передаче $J_{пррэн0}(\omega)k_{потрп}(\omega)$ в процессе эксплуатации, получен патент на изобретение [55].

3.4. Динамический метод контроля механических параметров червячных передач вращательного действия

Решение проблемы повышения энергетической эффективности червячных передач связана с решением проблемы выявления зависимостей потерь в червячной передаче и основных элементах червячного электропривода в широком диапазоне режимов работы. Существующие методы и средства измерений не позволяют выявить эти зависимости.

Использование описанного выше динамического метода и разработанных средств контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей позволяет поднять частоту съема информации до 300 кГц (частота аналого-цифрового преобразования).

На основе динамического метода контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей возможна реализация динамического метода контроля механических параметров в электроприводе, включающем асинхронный электрический двигатель и червячную передачу.

В общем случае метод реализуется последовательным выполнением следующих действий:

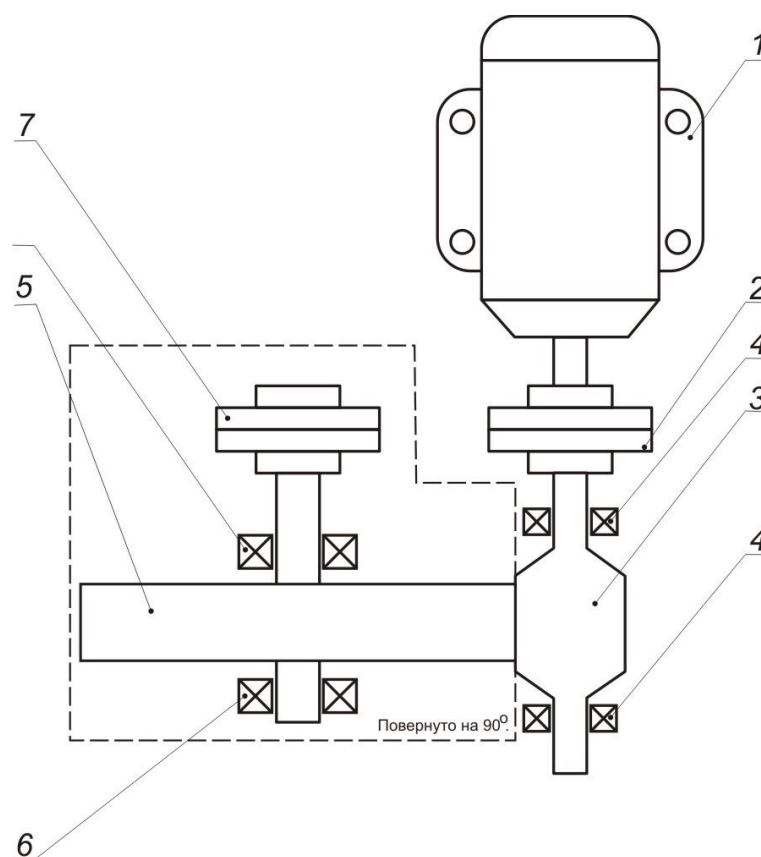


Рисунок 3.22. Схема червячного редуктора с электроприводом от асинхронного электродвигателя: 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – предохранительная муфта электродвигателя; 3 - быстроходный вал-червяк; 4 – опорные подшипники быстроходного вала; 5 – тихоходный вал с надетым на него червячным колесом; 6 – опорные подшипники тихоходного вала; 7 - предохранительная муфта редуктора

- 1) контроль механической мощности приводного электрического двигателя динамическим методом;
- 2) контроль механических потерь в опорах приводного асинхронного электрического двигателя динамическим методом;
- 3) контроль момента инерции быстроходного вала редуктора методом крутильных колебаний;
- 4) контроль механических потерь в опорах быстроходного вала-червяка динамическим методом;
- 5) контроль момента инерции тихоходного вала с надетым на него червячным колесом методом крутильных колебаний;

6) контроль механических потерь в опорах тихоходного вала динамическим методом;

7) контроль механических потерь в червячном зацеплении.

Рассмотрим реализацию метода более подробно. На рисунке 3.22 представлена схема червячного редуктора с электроприводом от асинхронного электродвигателя.

На первом этапе контроль механической мощности приводного электрического двигателя осуществляется динамическим методом. По моменту инерции $J_{нмэ}$ предохранительной муфты электродвигателя 2, найденному в результате расчета или эксперимента по методу крутильных колебаний, определяется момент инерции $J_{аэд}$ ротора асинхронного электродвигателя 1 с учетом потерь на трение в его опорах согласно схеме рисунок 3.23.

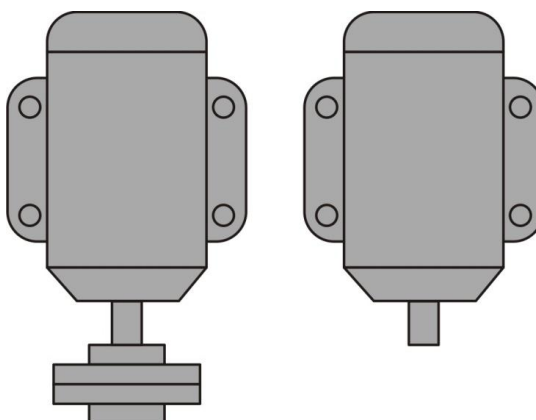


Рисунок 3.23. Схема контроля момента инерции ротора асинхронного электродвигателя с учетом коэффициента, учитывающего механические и добавочные потери

Сначала производится определение ускорений ротора с установленной на выходном валу предохранительной муфтой электродвигателя $\varepsilon_0(\omega)$, а затем без нее $\varepsilon_1(\omega)$ при угловых скоростях вала двигателя ω .

Учитывая, что свободный разгон осуществляется фактически в режиме холостого хода, то произведения составляющих крутящего момента –

коэффициент, моменты инерции и угловые ускорения, при первом и втором разгоне могут быть приравнены друг другу

$$(J_{нмэ} + k_{номэ\partial}(\omega)J_{а\partial\partial})\varepsilon_0(\omega) = k_{номэ\partial}(\omega)J_{а\partial\partial}\varepsilon_1(\omega). \quad (3.68)$$

Из (3.68) определяется произведение момента инерции ротора электродвигателя и коэффициента, характеризующего механические и добавочные потери в роторе, при угловой скорости ротора ω

$$k_{номэ\partial}(\omega)J_{а\partial\partial} = \frac{J_{нмэ}\varepsilon_0(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_0(\omega)}. \quad (3.69)$$

На втором этапе асинхронный электрический двигатель 1 через предохранительную муфту соединяется с идентичным двигателем (назовем его «двигатель 2», параметры и характеристики которого идентичны параметрам и характеристикам асинхронного электродвигателя 1). Схему соединения иллюстрирует рисунок 3.24.

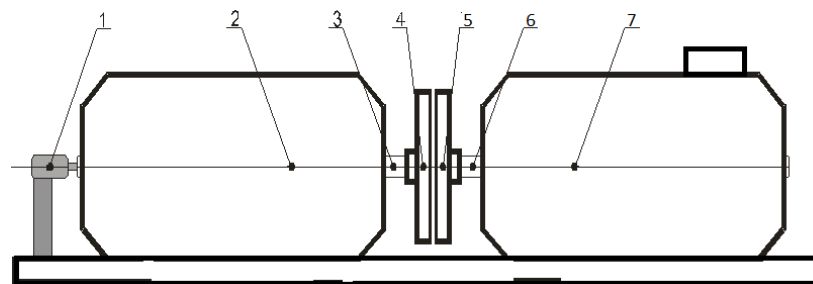


Рисунок 3.24. Схема соединения приводного и идентичного («двигатель 2») двигателя. 1 – энкодер; 2 – идентичный двигатель («двигатель 2»); 3 – вал идентичного асинхронного электрического двигателя; 4 – первая полумуфта; 5 – вторая полумуфта; 6 – вал приводного асинхронного электрического двигателя; 7 – приводной асинхронный электрический двигатель.

В случае подачи питающего напряжения на приводной двигатель 7 при его разгоне в нем возникнут как механические потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{1а\partial\partial}(\omega)$, так и добавочные потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{2а\partial\partial}(\omega)$. В тоже время в идентичном двигателе 2 возникнут только механические потери, характеризующиеся коэффициентом $k_{номэ\partial}(\omega)$ - $k_{2а\partial\partial}(\omega)$.

Крутящий момент, развиваемый приводным двигателем 7:

$$M(\omega) = k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega)J_{\alpha\epsilon\delta} + (k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega) - k_{2\alpha\epsilon\delta}(\omega))J_{\alpha\epsilon\delta} \cdot \epsilon_2(\omega) \quad (3.70)$$

Приравнивая правые части уравнений (3.68) и (3.70) определяем значение коэффициента $k_{2\alpha\epsilon\delta}(\omega)$, характеризующего добавочные потери при угловой скорости ω :

$$k_{2\alpha\epsilon\delta}(\omega) = k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega) \frac{2\epsilon_2 - \epsilon_1}{\epsilon_2} \quad (3.71)$$

Подставляя (3.71) в (2.3) определяем значение коэффициента $k_{1\alpha\epsilon\delta}(\omega)$, характеризующего механические потери в роторе при угловой скорости ω :

$$k_{1\alpha\epsilon\delta}(\omega) = k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega) \frac{\epsilon_1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} - 1 \quad (3.72)$$

Крутящий момент при угловой скорости ω на выходе предохранительной муфты, электродвигателя 2 (рисунок 3.22) определяется по зависимости:

$$M(\omega) = (k_{ном\alpha\epsilon\delta}(\omega) \cdot J_{\alpha\epsilon\delta} + J_{нм\epsilon}) \cdot \epsilon_2(\omega). \quad (3.73)$$

На третьем этапе, после разборки редуктора, с использованием в качестве эталона предохранительной муфты электродвигателя 2 с моментом инерции $J_{нм\epsilon}$, методом крутильных колебаний определяется момент инерции вала-червяка 3 $J_{\epsilon\chi}$ (рисунок 3.25).

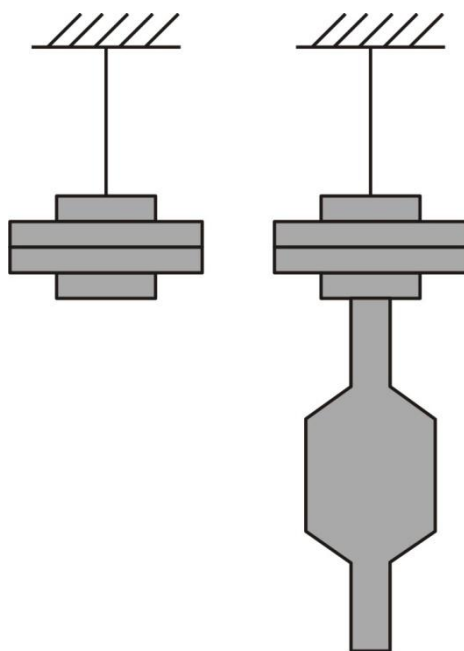


Рисунок 3.25. Схема контроля момента инерции быстроходного вала-червяка

На четвертом этапе редуктор собирается без тихоходного вала, а вал-червяк 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2 соединяется с выходным валом асинхронного электродвигателя 1 (рисунок 3.26) и определяются угловые ускорения $\varepsilon_3(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта электродвигателя 2 – вал-червяк 3». Крутящий момент системы вращающихся масс определяется по формуле

$$M(\omega) = (J_{aэд} k_{номaэд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{вч} k_{номвч}(\omega) + 2J_{нвч}) \varepsilon_3(\omega), \quad (3.74)$$

где $J_{нвч}$ - приведенный к оси вращения вала-червяка момент инерции внутреннего кольца подшипника и тел качения подшипника вала-червяка, определяемый по выражениям (2.18) или (2.19);

$k_{номвч}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в подшипниковых узлах вала-червяка при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{номвч}(\omega) = (1 + k_{1вч}(\omega)), \quad (3.75)$$

где $k_{1вч}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах вала-червяка при угловой скорости вала двигателя ω ;

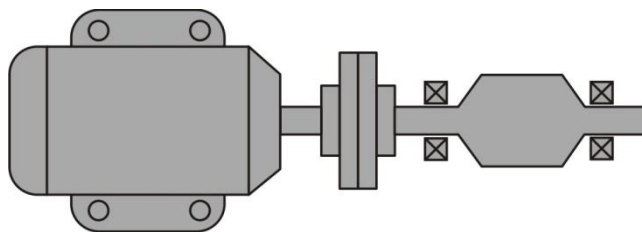


Рисунок 3.26. Схема контроля механических потерь в подшипниках быстроходного вала-червяка

Приравнивая правые части (3.73) и (3.74) с учетом (3.75) определяем коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах вала-червяка при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1вч}(\omega) = \frac{1}{J_{вч}} \left[(J_{аэд} k_{пот аэд}(\omega) + J_{нмэ}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_3(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} - 2 \cdot J_{нвч} - J_{вч} \right] \quad (3.76)$$

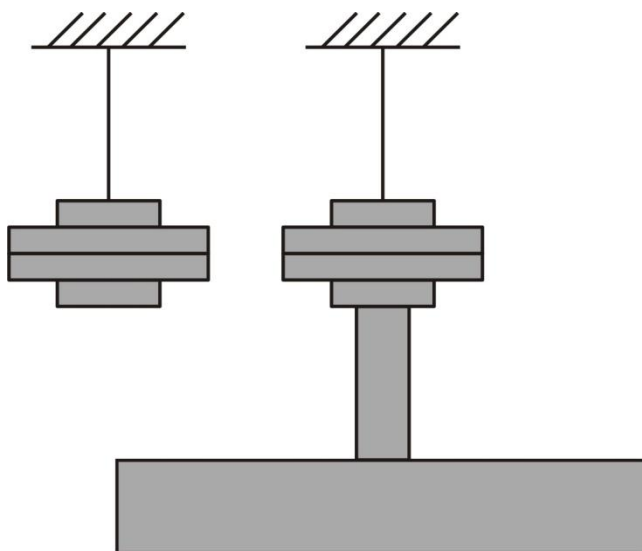


Рисунок 3.27. Схема контроля момента инерции тихоходного вала с надетым на него зубчатым колесом

На пятом этапе, используя в качестве эталона предохранительную муфту редуктора 7 (рисунок 3.22) с моментом инерции $J_{нмр}$, методом

крутильных колебаний определяется момент инерции тихоходного вала с надетым на него червячным колесом $J_{m\epsilon}$ (рисунок 3.27).

На шестом этапе редуктор собирается без вала-червяка, а тихоходный вал с надетым на него червячным колесом 5 через предохранительную муфту редуктора 7 соединяется с выходным валом асинхронного электродвигателя 1 (рисунок 3.28). Затем асинхронный электродвигатель 1 запускается и определяется динамика угловых ускорений $\varepsilon_4(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта редуктора 7 – тихоходный вал 5».

Крутящий момент системы вращающихся масс определяется как

$$M(\omega) = (J_{a\epsilon\delta}(\omega)k_{nom a\epsilon\delta}(\omega) + J_{nmp} + J_{m\epsilon}k_{nom m\epsilon}(\omega) + 2J_{nm\epsilon})\varepsilon_4(\omega), \quad (3.77)$$

где $J_{nm\epsilon}$ - приведенный к оси вращения тихоходного вала момент инерции внутреннего кольца подшипника и тел качения подшипника тихоходного вала, определяемый по выражениям (2.18) или (2.19);

$k_{nom m\epsilon}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nom m\epsilon}(\omega) = (1 + k_{lm\epsilon}(\omega)), \quad (3.78)$$

где $k_{lm\epsilon}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω ;

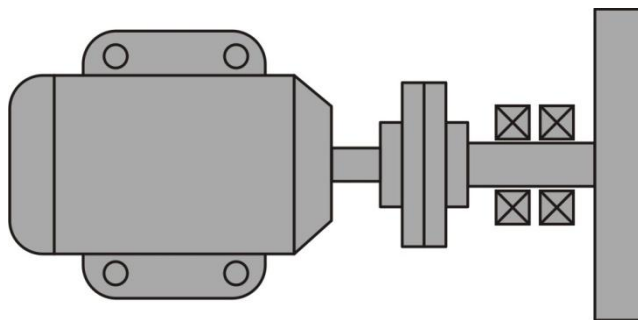


Рисунок 3.28. Схема определения потерь в опорных подшипниках тихоходного вала

Заменим на описываемом этапе в выражении (3.73) $J_{нмэ}$ на $J_{нмр}$ и приравняв правые части выражений (3.73) и (3.77) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1мв}(\omega) = \frac{1}{J_{мв}} \left[(J_{аэд} k_{номтаэд}(\omega) + J_{нмр}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_4(\omega)}{\varepsilon_4(\omega)} - 2 \cdot J_{нмв} - J_{мв} \right] \quad (3.79)$$

На седьмом этапе редуктор полностью собирается (рисунок 3.22), а асинхронный электродвигатель 1 снова присоединяется к быстроходному валу-червяку 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2. Затем определяется суммарный приведенный момент инерции вращающихся масс всего привода к ротору асинхронного электродвигателя 1 $J_{прчэн0}$ согласно общепринятой методике на основе закона сохранения кинетической энергии [50] без учета коэффициента, учитывающего потери в червячном зацеплении, при угловой скорости вала двигателя ω определяют из выражения:

$$J_{прчэн0}(\omega) \frac{\omega^2}{2} = \left[J_{аэд} k_{номтаэд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{вч} k_{номвч}(\omega) + 2J_{нвч} \right] \frac{\omega^2}{2} + \left[J_{нмр} + J_{мв} k_{номмв}(\omega) + 2J_{нмв} \right] \frac{\omega^2}{2i^2}; \quad (3.80)$$

$$J_{прчэн0}(\omega) = J_{аэд} k_{номтаэд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{вч} k_{номвч}(\omega) + 2J_{нвч} + \frac{J_{нмр}}{i^2} + \frac{J_{мв} k_{номмв}(\omega)}{i^2} + \frac{2J_{нмв}}{i^2}, \quad (3.81)$$

где i - передаточное отношение червячной передачи.

Далее асинхронный электродвигатель 1 запускается и определяется угловое ускорение $\varepsilon_5(\omega)$ всего червячного редуктора с электроприводом в сборе. Крутящий момент, развиваемый электрическим двигателем при угловой скорости вала двигателя ω , определится как

$$M(\omega) = J_{прчэн0}(\omega) k_{номчз}(\omega) \varepsilon_5(\omega), \quad (3.82)$$

где $k_{номчз}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в червячном зацеплении:

$$k_{номчз}(\omega) = (1 + k_{1чз}(\omega)), \quad (3.83)$$

где $k_{1чз}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в червячном зацеплении при угловой скорости вала двигателя ω ;

Приравнявая правые части выражений (3.68) и (3.82) с учетом (3.83) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в червячном зацеплении при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1чз}(\omega) = \frac{J_{азд} k_{ном\alpha\delta}(\omega) \varepsilon_1(\omega)}{J_{прчэн0}(\omega) \varepsilon_5(\omega)} - 1 \quad (3.84)$$

На уровне отдела технического контроля (ОТК) предприятия изготовителя червячного электропривода может быть определено произведение $J_{прчэн0}(\omega) k_{номчз}(\omega)$ и допуск на изменение этого произведения в процессе эксплуатации червячного электропривода. В результате после оснащения червячного электропривода аппаратно-программным комплексом динамического контроля величины, учитывающей механические потери в червячной передаче $J_{прчэн0}(\omega) k_{номчз}(\omega)$ в процессе эксплуатации, пользователь имеет возможность оперативного реагирования на ухудшение механических параметров работы червячного электропривода.

На метод контроля величины, учитывающей механические потери в червячной передаче $J_{прчэн0}(\omega) k_{номчз}(\omega)$ в процессе эксплуатации, получен патент на изобретение [58].

Выводы по третьей главе:

1. Разработан и теоретически обоснован динамический метод контроля механических параметров зубчатых передач вращательного действия и их элементов.
2. Разработан и теоретически обоснован динамический метод контроля механических параметров ременных передач вращательного действия и их элементов.

3. Разработан и теоретически обоснован динамический метод контроля механических параметров цепных передач вращательного действия и их элементов.
4. Разработан и теоретически обоснован динамический метод контроля механических параметров червячных передач вращательного действия и их элементов.

4. ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

4.1. Совершенствование методов контроля механических параметров поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания

Основной проблемой, сдерживающей развитие методов и средств контроля механических параметров поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), является отсутствие методов контроля приведенного к оси вращения коленчатого вала момента инерции двигающихся возвратно-поступательно и вращательно масс ДВС $J_{ДВС}$ в полной («брутто») комплектации, включающей вспомогательные системы и механизмы каждого контролируемого двигателя.

После определения указанного момента инерции $J_{ДВС}$ и измерения угловых скоростей ω и ускорений $\varepsilon(\omega)$ системы двигающихся возвратно-поступательно и вращательно масс становится возможным построение внешней характеристики крутящего момента $M(\omega) = J_{ДВС}\varepsilon(\omega)$ и механической мощности $N(\omega) = J_{ДВС}\varepsilon(\omega)\omega$, развиваемой коленчатым валом ДВС.

Рассмотрим методы контроля момента инерции двигающихся возвратно-поступательно и вращательно масс, приведенного к оси вращения коленчатого вала ДВС.

4.1.1. Момент инерции кривошипно-шатунного механизма рядных поршневых двигателей внутреннего сгорания

Основная инерционность системы вращающихся масс поршневых и комбинированных ДВС связана с кривошипно-шатунным механизмом.

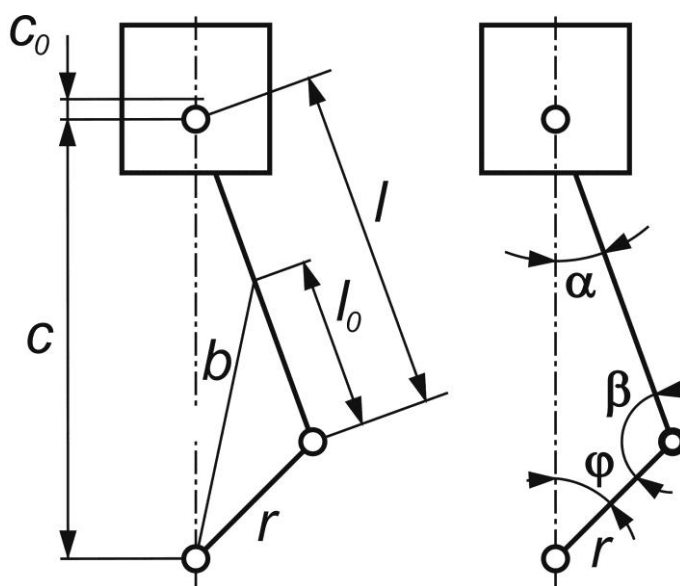


Рисунок 4.1. Схема аксиального КШМ рядного одноцилиндрового ДВС: r – радиус кривошипа; l – длина шатуна; l_0 – расстояние от оси шатунной шейки до центра тяжести шатуна; b – расстояние от центра тяжести шатуна до оси вращения коленчатого вала; c – расстояние от центра тяжести поршневого пальца до оси вращения коленчатого вала; c_0 – расстояние от центра тяжести поршневого пальца до центра тяжести поршня; α – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра; β – угол между кривошипом и шатуном; φ – угол поворота кривошипа; отсчитываемый в направление вращения кривошипа от его положения, при котором поршень находится в верхней мертвой точке

Известно [40], что для построения внешних скоростных характеристик поршневых двигателей внутреннего сгорания необходимо и достаточно определения момента инерции вращающихся масс ДВС.

Согласно [41] момент инерции твердого тела относительно оси вращения есть произведение массы тела на квадрат расстояния от центра масс тела до оси вращения.

Наиболее распространенные сегодня схемы кривошипно-шатунных механизмов (КШМ) рядных (одно, двух, трех, четырех, пяти, шести, семи и восьми цилиндрических) поршневых ДВС колесных мобильных машин - аксиальная и дизаксиальная [59].

На рисунке 4.1. изображена схема аксиального КШМ одноцилиндрового рядного ДВС. Рассмотрим геометрическое соотношение элементов КШМ.

Угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра α найдем из соотношения $r \sin \varphi = l \sin \alpha$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right), \quad (4.1)$$

а угол между кривошипом и шатуном β равен

$$\beta = 180 - \alpha - \varphi, \quad (4.2)$$

где r – радиус кривошипа; l – длина шатуна; φ – угол поворота кривошипа, отсчитываемый в направление вращения кривошипа от его положения, при котором поршень находится в верхней мертвой точке.

Расстояние от центра тяжести шатуна до оси вращения коленчатого вала b и расстояние от центра тяжести поршневого пальца до оси вращения коленчатого вала c определим по теореме косинусов:

$$b = \sqrt{r^2 + l_0^2 - 2rl_0 \cos \beta}; \quad (4.3)$$

$$c = \sqrt{r^2 + l^2 - 2rl \cos \beta}. \quad (4.4)$$

Согласно теореме Штейнера (о моментах инерции твердого тела относительно параллельных осей) момент инерции тела относительно любой нецентральной оси равен сумме его момента инерции относительно параллельной ей центральной оси и произведению массы тела на квадрат расстояния между осями. Напомним, что центральной называется любая ось, проходящая через центр тяжести тела. Определим моменты инерции отдельных деталей КШМ относительно их общей нецентральной оси – оси вращения коленчатого вала.

Таким образом, момент инерции поршня массой m_n относительно оси вращения коленчатого вала может быть найден по формуле

$$J_n = m_n(c + c_0)^2 + J_{n0}, \quad (4.5)$$

где J_{n0} - момент инерции поршня относительно своей центральной оси; c – расстояние от центра тяжести поршневого пальца до оси вращения коленчатого вала; c_0 – расстояние от центра тяжести поршневого пальца до центра тяжести поршня.

Для момента инерции поршневого пальца m_{nn} относительно оси вращения коленчатого вала получим выражение

$$J_{nn} = m_{nn}c^2 + J_{nn0}, \quad (4.6)$$

где J_{nn0} - момент инерции поршневого пальца относительно своей центральной оси.

Момент инерции шатуна m_{uu} относительно оси вращения коленчатого вала равен

$$J_{uu} = m_{uu}b^2 + J_{uu0}, \quad (4.7)$$

где J_{uu0} - момент инерции шатуна относительно своей центральной оси; b – расстояние от центра тяжести шатуна до оси вращения коленчатого вала.

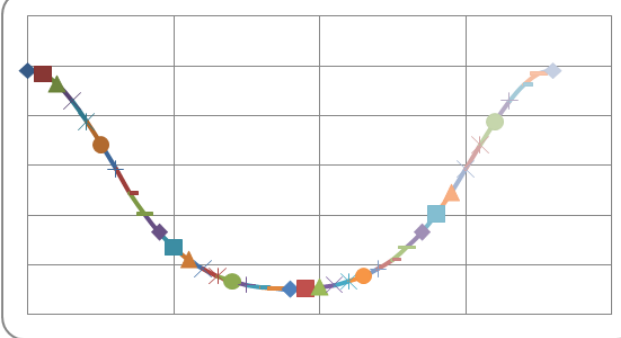
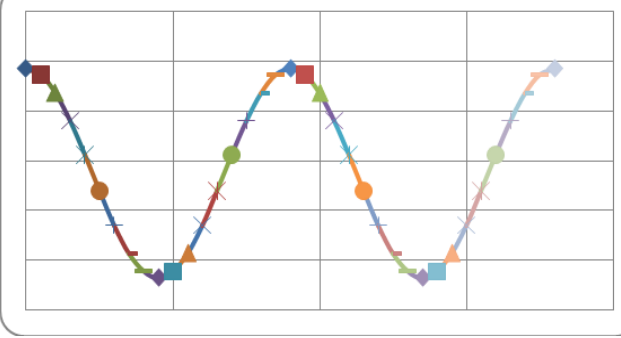
Определим момент инерции аксиального КШМ рядного поршневого ДВС, полагая постоянным и не зависящим от положения коленчатого вала его момент инерции $J_{кв}$, в виде

$$J_{КШМ} = J_n + J_{nn} + J_{uu} + J_{кв}. \quad (4.8)$$

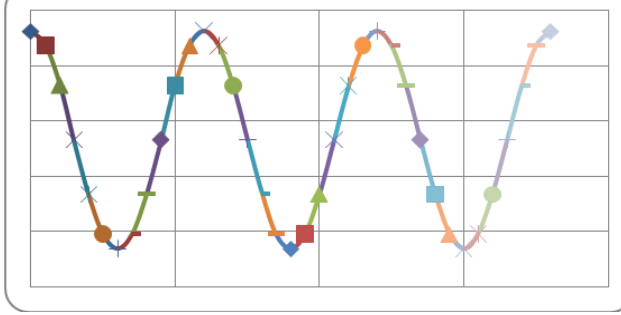
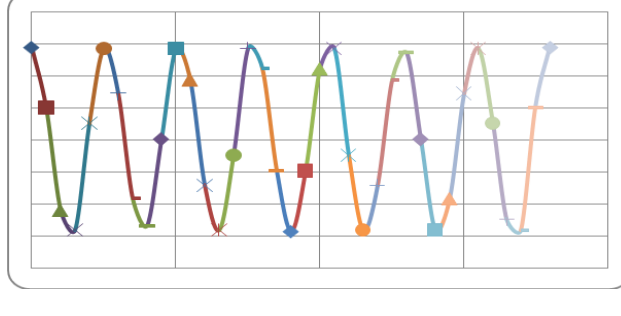
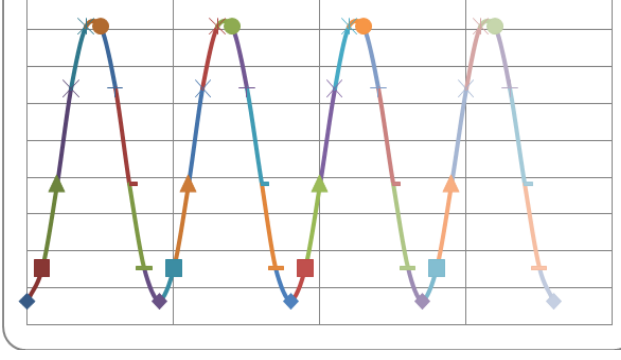
Графические зависимости момента инерции $J_{КШМ}$ одно, двух, трех, четырех, пяти, шести, семи и восьми цилиндровых рядных ДВС от угла поворота кривошипа φ при $\frac{r}{l} = 0,3$ [5] и $\frac{m_n}{m_{uu}} = 0,4$ были построены в результате моделирования на языке Borland Delphi 7.0 [60] (таблица 4.1).

Таблица 4.1

Изменение момента инерции КШМ рядных поршневых ДВС

№ п/п	Кол-во цилиндров	Угол между кривошипами, градусов	Зависимость $J_{КШМ}$ от угла поворота кривошипа φ
1	Один	360	
2	Два	180	

3	Три	120	
4	Четыре	90	
		180	
5	Пять	72	

6	Шесть	120	
7	Семь	51,43	
8	Восемь	90	

В случае, когда при нахождении поршня в верхней мертвой точке приведенный к оси вращения коленчатого вала суммарный момент инерции поршней, поршневых пальцев и шатунов имеет тот же порядок, что и момент инерции коленчатого вала, колебания момента инерции КШМ в течение одного оборота коленчатого вала не превышают:

- 1% - для восьми, семи, пяти, четырех (при угле между кривошипами в 90°) цилиндрических ДВС;
- 2% - для шести и трех цилиндрических;
- 15% - для двух и четырех (при угле между кривошипами в 180°) цилиндрических рядных ДВС.

Последняя группа ДВС для обеспечения равномерности ускорения двигателя требует установки маховиков, обладающих значительным моментом инерции по отношению к моменту инерции КШМ двигателя.

Момент инерции дизаксиального КШМ (рисунок 5.2), приведенного к оси вращения коленчатого вала, определяется в той же последовательности, что и момент инерции аксиального КШМ, но обладает своими особенностями.

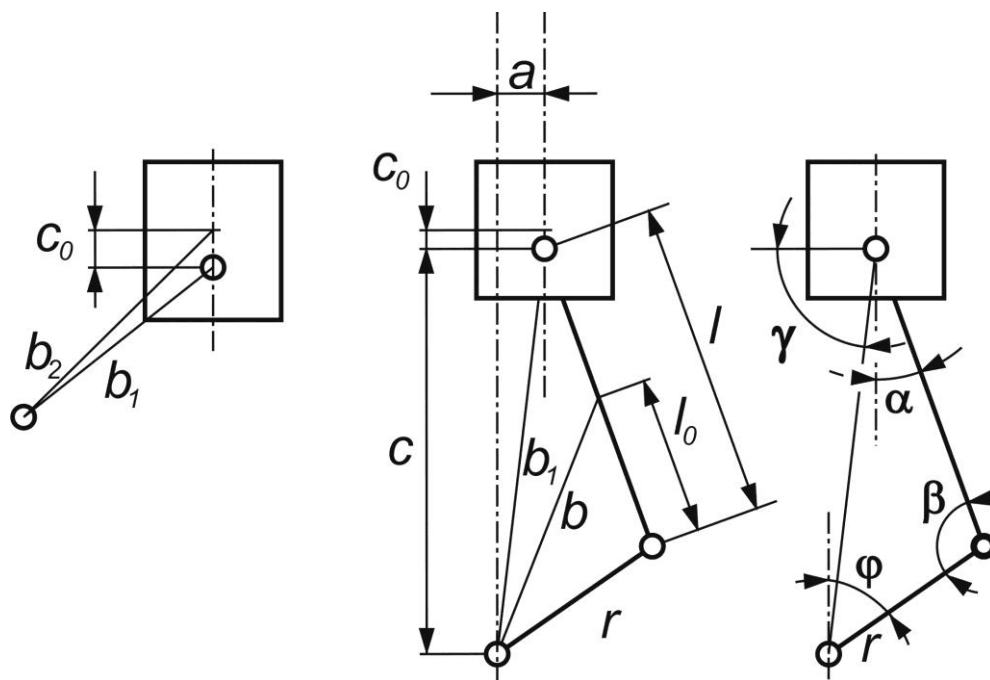


Рисунок 4.2. Схема дизаксиального КШМ рядного одноцилиндрового ДВС: r – радиус кривошипа; l – длина шатуна; l_0 – расстояние от оси шатунной шейки до центра тяжести шатуна; b – расстояние от центра тяжести шатуна до оси вращения коленчатого вала; b_1 – расстояние от центра тяжести поршневого пальца до оси вращения коленчатого вала; b_2 – расстояние от центра тяжести поршня до оси вращения коленчатого вала; c – проекция на вертикальную ось расстояния от центра тяжести поршневого пальца до оси вращения коленчатого вала; c_0 – расстояние от центра тяжести поршневого пальца до центра тяжести поршня; a – дизаксиал; α – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра; β – угол между кривошипом и шатуном; φ – угол поворота кривошипа, отсчитываемый в направлении вращения кривошипа от его вертикального положения; γ – угол между горизонталью и отрезком b_1

Аналогично предыдущему, угол α найдем из соотношения $r \sin \varphi - a = l \sin \alpha$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{r \sin \varphi - a}{l}\right). \quad (4.9)$$

$$\text{Угол } \beta \text{ равен } \beta = 180 - \alpha - \varphi. \quad (4.10)$$

Расстояния b и b_1 определим по теореме косинусов:

$$b = \sqrt{r^2 + l_0^2 - 2rl_0 \cos \beta}; \quad (4.11)$$

$$b_1 = \sqrt{r^2 + l^2 - 2rl \cos \beta}. \quad (4.12)$$

Расстояние c определим как сумму проекций на вертикальную ось длины шатуна l и радиуса кривошипа r

$$c = r \cos \varphi + l \cos \alpha. \quad (4.13)$$

Угол γ определим из выражения $b_1 \cos \gamma = a$

$$\gamma = \arccos \frac{a}{b_1}, \quad (4.14)$$

где a – дизаксиал.

Расстояние b_2 определим по теореме косинусов

$$b_2 = \sqrt{b_1^2 + c_0^2 - 2b_1c_0 \cos(90 + \gamma)}. \quad (4.15)$$

Момент инерции поршня массой m_n относительно оси вращения коленчатого вала равен

$$J_n = m_n b_2^2 + J_{n0}, \quad (4.16)$$

где J_{n0} - момент инерции поршня относительно своей центральной оси.

Момент инерции поршневого пальца m_{nn} относительно оси вращения коленчатого вала

$$J_{nn} = m_{nn}b_1^2 + J_{nn0}, \quad (4.17)$$

где J_{nn0} - момент инерции поршневого пальца относительно своей центральной оси.

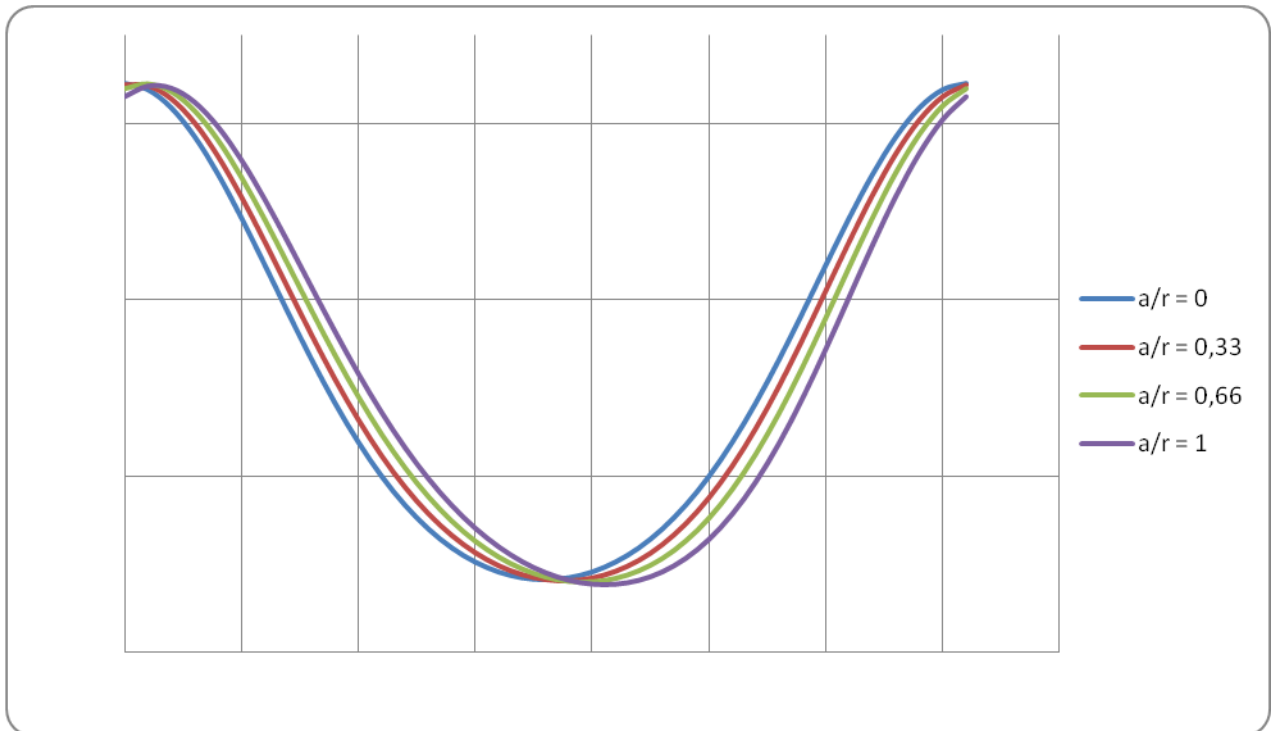


Рисунок 4.3. Влияние величины дизаксиала на характер изменения момента инерции КШМ одноцилиндрового ДВС в течение одного поворота коленчатого вала

Момент инерции шатуна $m_{ш}$ относительно оси вращения коленчатого вала

$$J_{ш} = m_{ш}b^2 + J_{ш0}, \quad (4.18)$$

где $J_{ш0}$ - момент инерции шатуна относительно своей центральной оси.

Полагая момент инерции постоянным и не зависящим от положения коленчатого вала $J_{кв}$, определим момент инерции аксиального КШМ рядного поршневого ДВС в виде

$$J_{КШМ} = J_n + J_{nn} + J_{ш} + J_{кв}. \quad (4.19)$$

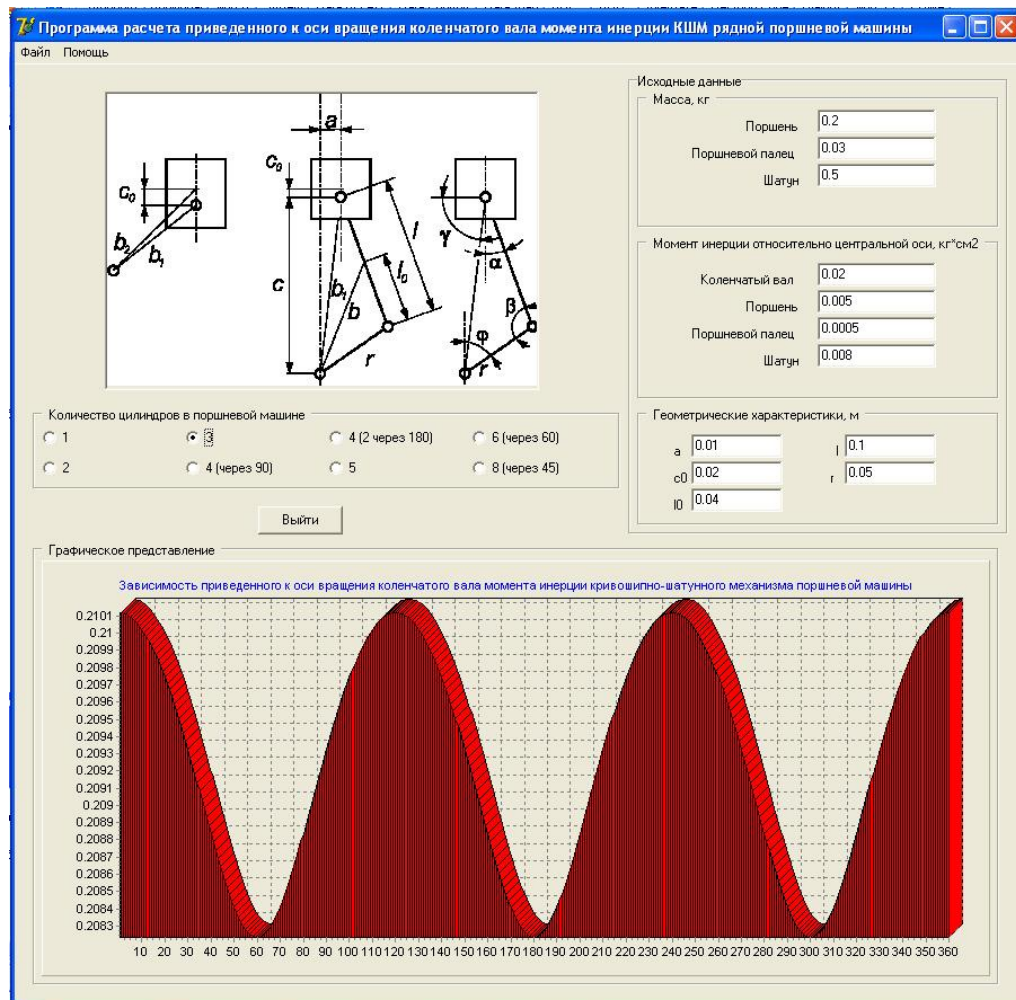


Рисунок 4.4. Интерфейс программы расчета приведенного к оси вращения коленчатого вала момента инерции

Результаты математического моделирования дизаксиального КШМ при

$\frac{r}{l} = 0,3$ и изменении отношения $\frac{a}{r}$ в диапазоне $\frac{a}{r} \in [0,1]$ одноцилиндрового ДВС показывают, что по мере увеличения отношения $\frac{a}{r}$ происходит

изменение зависимости момента инерции КШМ от угла поворота φ (рисунок 4.3).

Как видно из рисунка 4.3, влияние дизаксиала на момент инерции КШМ невелико.

Характер изменения момента инерции дизаксиальных КШМ одно, двух, трех, четырех, пяти, шести, семи и восьми цилиндровых рядных ДВС подобен характеру изменения момента инерции КШМ соответствующих рядных двигателей с аксиальным КШМ с поправкой на дизаксиал. Отличие заключается в том, что если у аксиальных КШМ при угле поворота кривошипа равном нулю достигается максимум или минимум момента инерции, то у дизаксиального КШМ момент инерции принимает некоторое промежуточное значение.

Таким образом, несмотря на свою внутреннюю уравновешенность, по большинству сил инерции и моментов, вызываемых силами инерции, момент инерции КШМ рядных аксиальных и дезаксиальных ДВС изменяется в течение одного оборота коленчатого вала. Это делает сложным использование расчетной величины момента инерции КШМ в качестве расчетной при контроле параметров ДВС и требует установки маховиков для минимизации его колебаний в течение одного оборота коленчатого вала двигателя [61].

Отметим, что вычисление момента инерции аксиального КШМ рядного поршневого ДВС и его составляющих может быть произведено методами аналитической механики в обобщенных переменных на основе вычисления функции Лагранжа системы [40].

Для расчета приведенного к оси вращения коленчатого вала момента инерции кривошипно-шатунного механизма поршневой машины автором разработана автономная программа на языке программирования Borland Delphi 7.0. Интерфейс программы представлен на рисунке 4.4.

Программа позволяет определять момент инерции аксиального и дизаксиального КШМ рядных поршневых машин с числом цилиндров от одного до восьми включительно.

4.1.2. Момент инерции кривошипно-шатунного механизма V-образных поршневых двигателей внутреннего сгорания

Наиболее распространенные в настоящее время схемы КШМ поршневых ДВС тяговых машин V-образные аксиальные (четырёх, шести, восьми и двенадцати цилиндровые) [62].

Согласно ГОСТ [61] точность определения мощности и крутящего момента должна составлять не менее 99%. Поэтому важно оценить момент инерции КШМ при различных углах поворота коленчатого вала для достижения требуемого показателя точности.

Для этого момент инерции V-образных аксиальных КШМ при различных углах поворота коленчатого вала.

На рисунке 4.5 изображена схема аксиального КШМ V-образного ДВС с одной парой цилиндров.

Угол α находится из соотношения $r \sin \varphi = l \sin \alpha$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin \varphi\right). \quad (4.20)$$

$$\text{Угол } \beta = 180 - \alpha - \varphi. \quad (4.21)$$

Расстояния b_{10} и b_{11} определяются по теореме косинусов:

$$b_{10} = \sqrt{r^2 + l_0^2 - 2rl_0 \cos \beta}; \quad (4.22)$$

$$b_{11} = \sqrt{r^2 + l^2 - 2rl \cos \beta}. \quad (4.23)$$

Угол α_1 находится из соотношения $r \sin(\gamma - \varphi) = l \sin \alpha_1$

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin(\gamma - \varphi)\right). \quad (4.24)$$

$$\text{Угол } \beta_1 = 180 - \alpha_1 - (\gamma - \varphi). \quad (4.25)$$

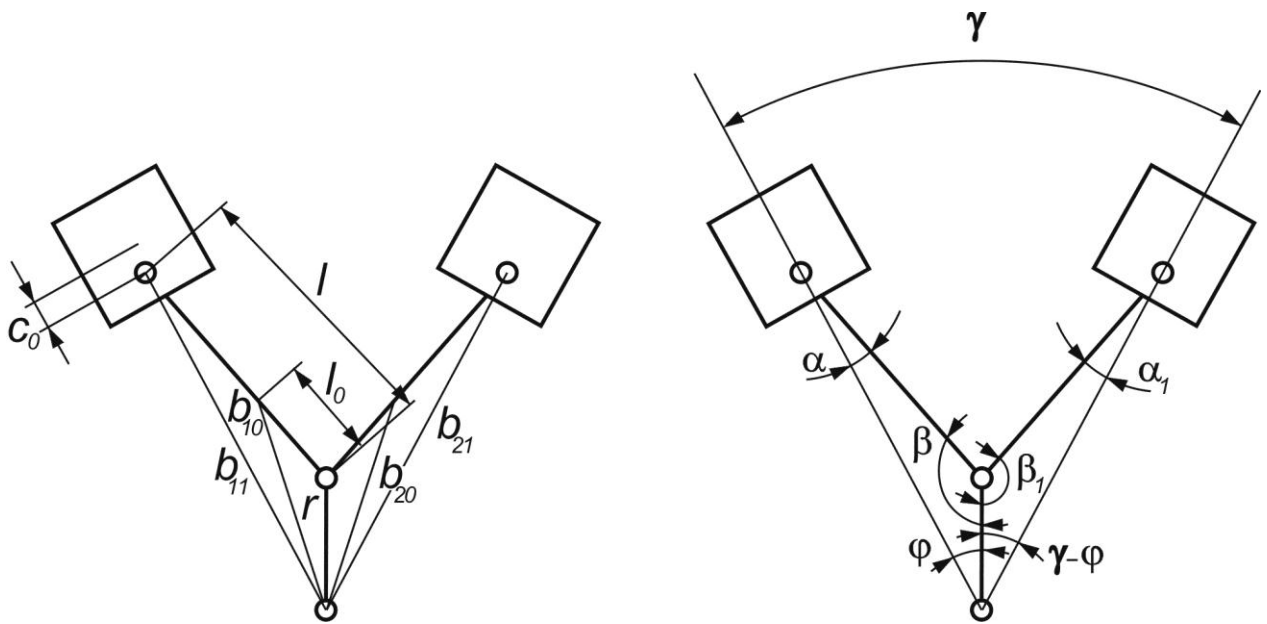


Рисунок 4.5. Схема аксиального КШМ V-образного ДВС с одной парой цилиндров: r – радиус кривошипа; l – длина шатуна; l_0 – расстояние от оси шатунной шейки до центра тяжести шатуна; b_{10} – расстояние от центра тяжести левого шатуна до оси вращения коленчатого вала; b_{11} – расстояние от центра тяжести левого поршневого пальца до оси вращения коленчатого вала; b_{20} – расстояние от центра тяжести правого шатуна до оси вращения коленчатого вала; b_{21} – расстояние от центра тяжести правого поршневого пальца до оси вращения коленчатого вала; c_0 – расстояние от центра тяжести поршневого пальца до центра тяжести поршня; α – угол отклонения оси левого шатуна от оси цилиндра; α_1 – угол отклонения оси правого шатуна от оси цилиндра; β – угол между кривошипом и левым шатуном; β_1 – угол между правым кривошипом и левым шатуном; φ – угол поворота кривошипа, отсчитываемый в направлении вращения кривошипа от его положения, при котором поршень находится в верхней мертвой точке; γ – угол между осями левого и правого цилиндров.

Расстояния b_{20} и b_{21} определяются по теореме косинусов:

$$b_{20} = \sqrt{r^2 + l_0^2 - 2rl_0 \cos \beta_1}; \quad (4.26)$$

$$b_{21} = \sqrt{r^2 + l^2 - 2rl \cos \beta_1}. \quad (4.27)$$

Момент инерции левого поршня массой m_n относительно оси вращения коленчатого вала равен

$$J_{nn} = m_n(b_{11} + c_0)^2 + J_{nn0}, \quad (4.28)$$

где J_{nn0} - момент инерции левого поршня относительно своей центральной оси.

Момент инерции левого поршневого пальца m_{nn} относительно оси вращения коленчатого вала имеет выражение

$$J_{nnn} = m_{nn}b_{11}^2 + J_{nnn0}, \quad (4.29)$$

где J_{nnn0} - момент инерции левого поршневого пальца относительно своей центральной оси.

Для момента инерции левого шатуна m_{uu} относительно оси вращения коленчатого вала найдем

$$J_{luu} = m_{uu}b_{10}^2 + J_{luu0}, \quad (4.30)$$

где J_{luu0} - момент инерции левого шатуна относительно своей центральной оси.

Момент инерции правого поршня массой m_n относительно оси вращения коленчатого вала будет равен

$$J_{nn} = m_n(b_{21} + c_0)^2 + J_{nn0}, \quad (4.31)$$

где J_{nn0} - момент инерции правого поршня относительно своей центральной оси.

Момент инерции правого поршневого пальца m_{nn} относительно оси вращения коленчатого вала составит

$$J_{nnn} = m_{nn}b_{21}^2 + J_{nnn0}, \quad (4.32)$$

где J_{nnn} - момент инерции правого поршневого пальца относительно своей центральной оси.

Таблица 4.2

Изменение момента инерции КШМ V-образных поршневых ДВС

№ п/п	Кол-во цилиндров в	Угол между рядами цилиндров, °	Угол между кривошипами, °	Зависимость $J_{КШМ}$ от угла поворота кривошипа φ
1	Четыре	90	180	
2	Шесть	90	120	
		120		

3	Восемь	90	90	
			180	
		120	90	
4	Двенадцать	60	120	

Момент инерции правого шатуна $m_{ш}$ относительно оси вращения коленчатого вала выразится в виде

$$J_{шш} = m_{ш} b_{20}^2 + J_{шш0}, \quad (4.33)$$

где $J_{ни0}$ - момент инерции правого шатуна относительно своей центральной оси.

Полагая момент инерции коленчатого вала $J_{кв}$ постоянным и не зависящим от положения коленчатого вала, определим момент инерции аксиального КШМ рядного поршневого ДВС

$$J_{КШМ} = J_{лн} + J_{лпн} + J_{ли} + J_{пн} + J_{ппп} + J_{пи} + J_{кв}. \quad (4.34)$$

Для определения $J_{КШМ}$ четырех, шести, восьми, десяти и двенадцати цилиндровых V-образных ДВС при различных углах поворота кривошипа φ осуществим математическое моделирование при $\frac{r}{l} = 0,3$ [63], $\frac{m_n}{m_{ш}} = 0,5$ [64].

Результаты моделирования сведем в таблицу 4.2.

Значения приведенного к оси вращения коленчатого вала момента инерции КШМ при различных углах поворота кривошипа в течение одного оборота коленчатого вала не превышает 2% - для 6-ти цилиндрового ДВС (угол между осями цилиндров – 90° , угол между кривошипами – 120°) и 1% - для всех остальных случаев.

Поэтому использование маховиков на V-образных двигателях связано, в первую очередь, с необходимостью аккумуляирования кинетической энергии для обеспечения начала движения автомобиля, и лишь затем - для обеспечения равномерности работы самого двигателя.

Это отличает V-образные двигатели, например, от рядных двух- и четырехцилиндровых ДВС с углом между кривошипами равным 180° , у которых значение приведенного момента инерции КШМ в зависимости от угла поворота может различаться до 15% [65].

На языке программирования Borland Delphi 7.0 разработана автономная программа для расчета приведенного к оси вращения коленчатого вала

момента инерции кривошипно-шатунного механизма V-образной поршневой машины. Интерфейс программы представлен на рисунке 4.6.

Программа позволяет определять момент инерции КШМ V-образных поршневых машин с числом цилиндров от 4 до 12.

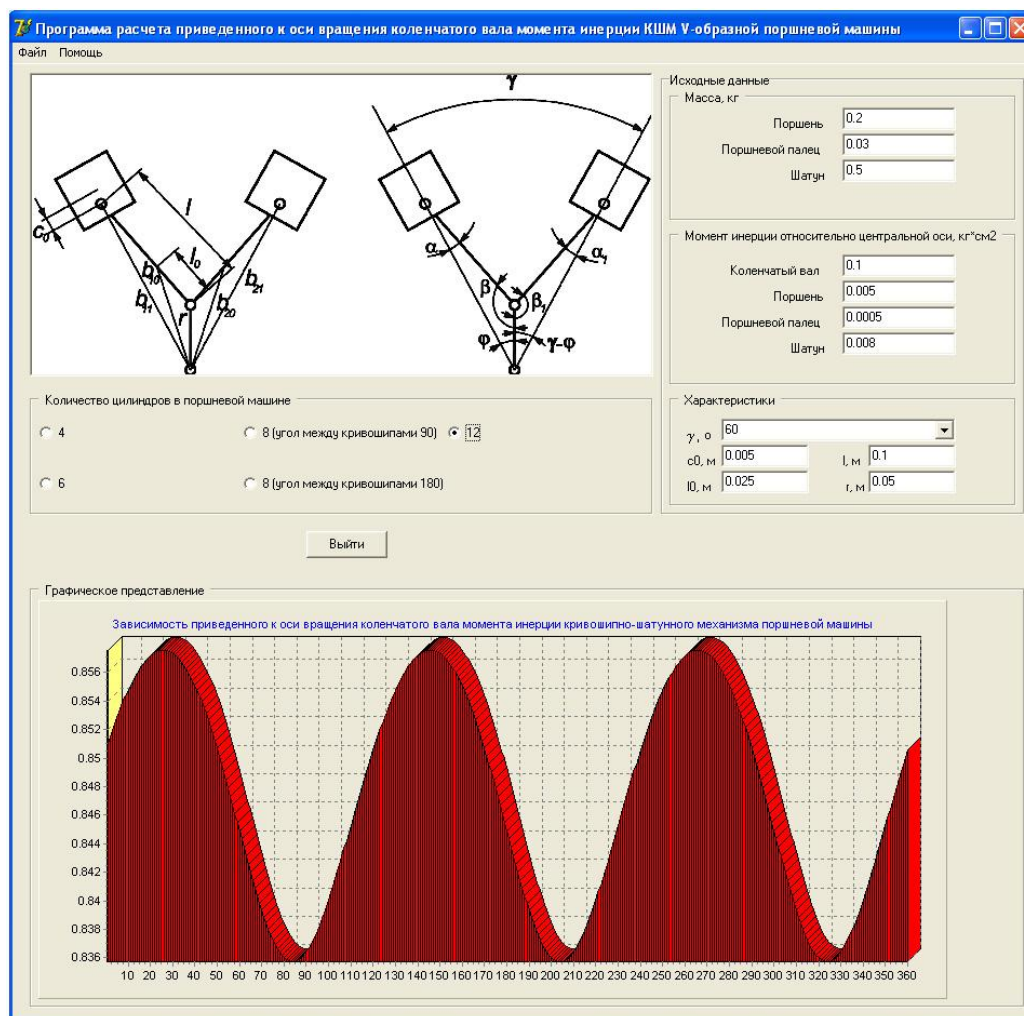


Рисунок 4.6. Интерфейс программы расчета приведенного к оси вращения коленчатого вала момента инерции

4.1.3. Стендовый динамический метод контроля механических параметров поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания

Необходимые условия для реализации метода: ДВС, установленный на произвольных опорах, обеспечивающих положение коленчатого вала близкое к горизонтальному, и снабженный датчиком положения коленчатого вала; диск с эталонным моментом инерции и возможностью установки на торцах коленчатого вала (маховика), прибор (например ИМД-ЦН) или аппаратно-программный комплекс для определения угловых ускорений коленчатого вала ДВС (например, на базе продуктов компании National Instruments, аналого-цифровой преобразователь (АЦП) типа USB-6009, программная среда LabView Signal Express 2,5).

Суть метода поясняет схема, представленная на рисунке 4.7. ДВС в полной комплектации «брутто», обладающий моментом инерции масс $J_{ДВС}$, движущихся поступательно и вращательно, перед испытаниями прогревается до рабочей температуры и останавливается [66]. Затем на торце коленчатого вала закрепляется диск с эталонным моментом инерции $J_Д$. ДВС запускается, затем угловая скорость его коленчатого вала доводится до величины ω . Далее с помощью органов управления угловая скорость коленчатого вала увеличивается до величины $\omega + d\omega$ за промежуток времени τ , при этом средняя величина углового ускорения коленчатого вала за период τ составит $\varepsilon_2(\omega)$.

При этом средний крутящий момент для угловой скорости коленчатого вала, равной $(\omega + \omega + d\omega)/2$ составляет

$$M(\omega) = (J_Д + J_{ДВС} k_{номдвс}(\omega)) \varepsilon_2(\omega), \quad (4.35)$$

где $k_{nomдвс}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий механические потери в ДВС, при угловой скорости ω вала двигателя:

$$k_{nomдвс}(\omega) = (1 + k_1(\omega)),$$

где $k_1(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери при угловой скорости вала двигателя ω ;

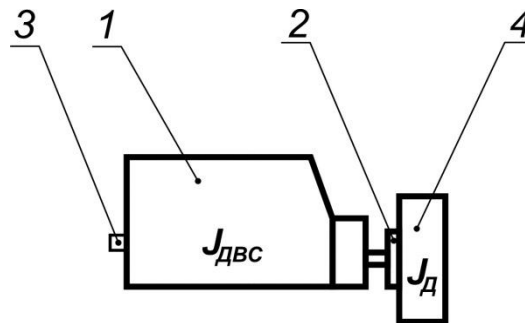


Рисунок.4.7. Метод стендового бестормозного определения приведенного момента инерции ДВС: 1 – ДВС; 2 – фланец коленчатого вала; 3 – датчик положения коленчатого вала; 4 – диск с эталонным моментом инерции

Затем ДВС останавливается и после демонтажа диска с эталонным моментом инерции запускается вновь, а угловая скорость коленчатого вала доводится до ω .

Далее с помощью органов управления угловая скорость коленчатого вала увеличивается до величины $\omega + d\omega$ за промежуток времени τ_1 , при этом средняя величина углового ускорения коленчатого вала за период τ_1 составит $\varepsilon_1(\omega)$. Средний крутящий момент для угловой скорости коленчатого вала равной $(\omega + \omega + d\omega)/2$ составляет

$$M(\omega) = J_{ДВС} k_{nomдвс}(\omega) \varepsilon_1(\omega). \quad (4.36)$$

Приравнивая правые части зависимостей (4.35) и (4.36) и, выражая из них произведение момента инерции вращающихся масс ДВС и коэффициента, учитывающего потери на трение, определяем его значение

$$k_{nomдвс}(\omega)J_{двс}(\omega) = \frac{J_D \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (4.37)$$

При изменении угловых скоростей коленчатого вала в диапазоне от холостого хода до максимума измеряются угловые ускорения системы вращающихся масс ДВС с диском, имеющим эталонный момент инерции, и при его отсутствии, а также определяется массив значений момента инерции вращающихся масс, приведенного к оси вращения коленчатого вала с учетом коэффициента, характеризующего потери на трение.

На разработанный метод стендового бестормозного определения момента инерции вращающихся масс ДВС, приведенного к оси вращения коленчатого вала, получен патент на изобретение Российской Федерации [63].

4.1.4. Бездемонтажный динамический метод контроля механических параметров поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания

На рисунке 4.8 приведена схема транспортного средства, установленного на домкрат, таким образом, что со ступицей одного из демонтированных ведущих колес соединяется входной вал внешнего редуктора 5.

Передаточное отношение внешнего редуктора 5 равно произведению передаточного отношения главной передачи и включенной передачи КПП.

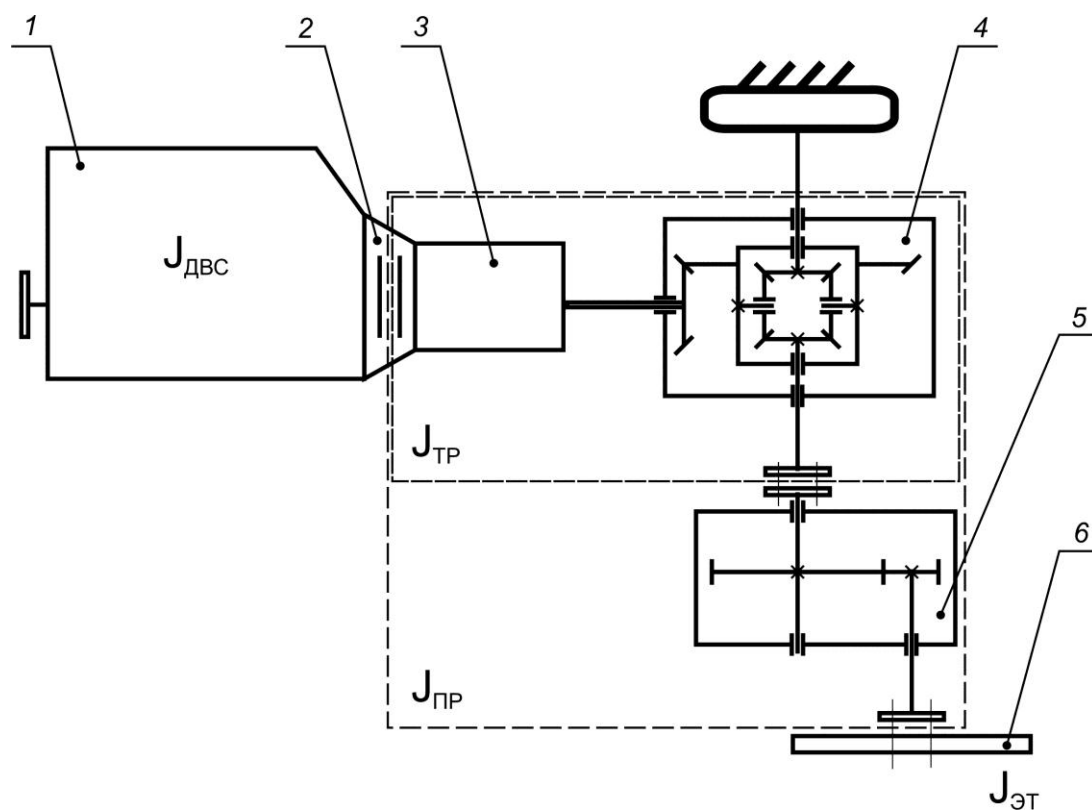


Рисунок 4.8. Схема установки для динамического бездемонтажного метода контроля момента инерции вращающихся масс ДВС: 1 – ДВС; 2 – сцепление; 3 – КПП; 4 – главная передача и дифференциал; 5 – внешний редуктор; 6 – диск с эталонным моментом инерции

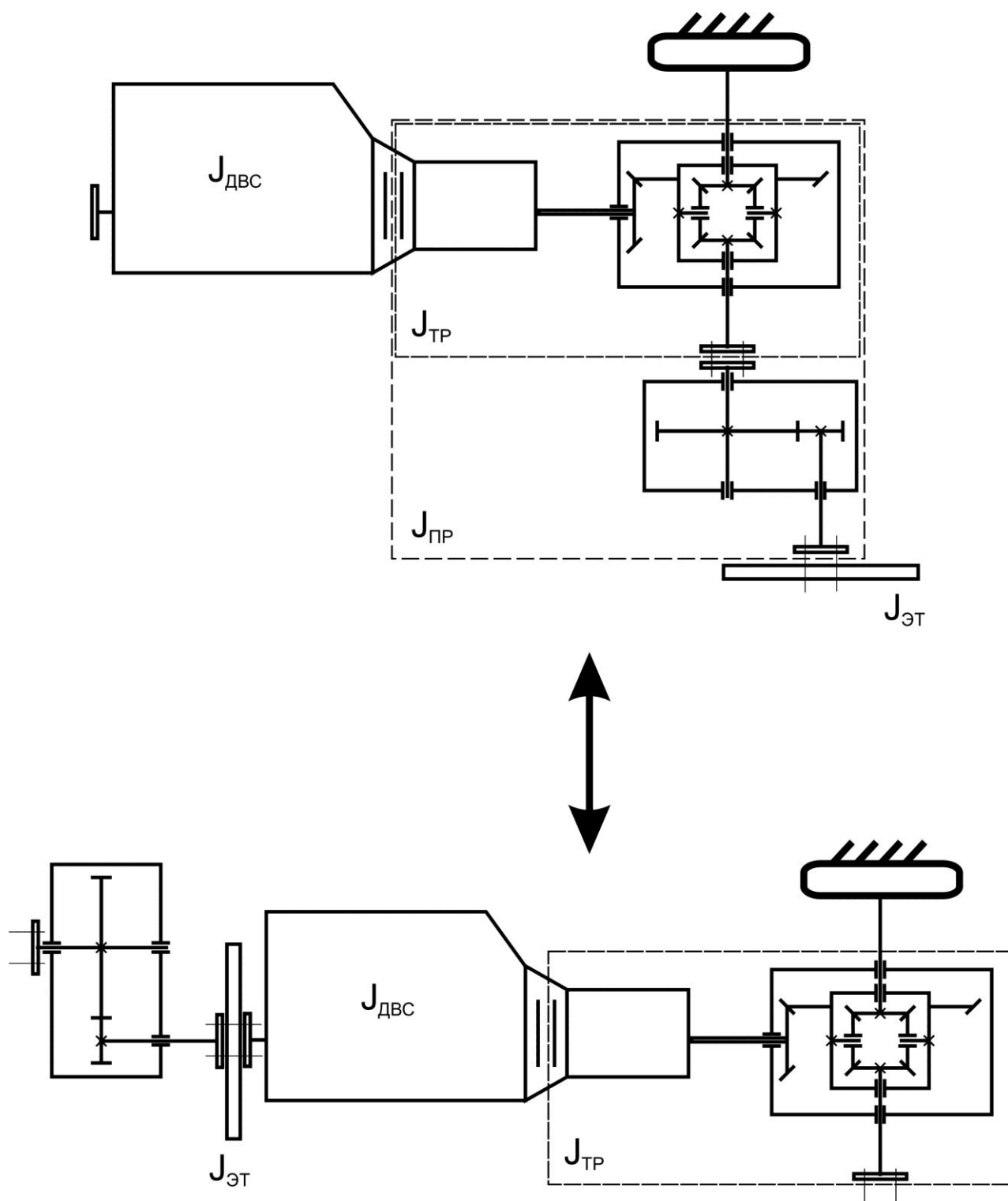


Рисунок 4.9. Реальная и эквивалентная схемы динамического метода контроля момента инерции вращающихся масс ДВС

В случае включения в кинематическую цепь для передачи крутящего момента от ДВС на ведущие колеса бортового редуктора или раздаточной коробки передаточное отношение внешнего редуктора увеличивается в

соответствии с числом передаточных отношений. На выходной вал внешнего редуктора устанавливается диск 6, обладающий эталонным моментом инерции.

Наличие в схеме внешнего редуктора 5 продиктовано необходимостью обеспечения равенства частот вращения выходного вала внешнего редуктора 5 и коленчатого вала ДВС. В соответствии с эквивалентной схемой выходной вал внешнего редуктора 5 связан с коленчатым валом ДВС, а КПП, агрегаты трансмиссии, главная передача с дифференциалом, внешний редуктор, а также, в случае наличия, раздаточная коробка и бортовой редуктор выступают в виде приведенных нагрузочных тел вращения (рисунок 4.9).

Измерения начинаются при выключенном ДВС после того как рабочая температура трансмиссионного масла КПП, раздаточной коробки, бортового редуктора, моторного масла и охлаждающей жидкости двигателя, масла во внешнем редукторе доведены до номинальных значений.

Затем двигатель запускается и при включенной выбранной передаче КПП 3 с помощью органов регулирования устанавливается определенная угловая скорость ω коленчатого вала ДВС 1. Далее после резкого нажатия на акселератор фиксируется угловое ускорение коленчатого вала ε_2 вращающихся масс системы «диск с эталонным моментом инерции, внешний редуктор, агрегаты трансмиссии, КПП, ДВС», имеющей момент инерции $J_{\text{вм}}k_{\text{потвм}}(\omega) + J_{\text{ЭТ}}$ при изменении угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС в диапазоне от ω до $\omega + d\omega$. Средний крутящий момент $M(\omega)$ для диапазона угловых скоростей от ω до $\omega + d\omega$ равен

$$M(\omega) = (J_{\text{вм}}k_{\text{потвм}}(\omega) + J_{\text{ЭТ}})\varepsilon_2(\omega), \quad (4.38)$$

где $J_{\text{ЭТ}}$ - момент инерции диска эталонного момента инерции, $J_{\text{вм}}$ - момент инерции вращающихся масс системы «внешний редуктор, агрегаты трансмиссии, КПП, ДВС», $k_{\text{потвм}}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери

на трение во вращающихся массах внешнего редуктора, агрегатов трансмиссии, КПП, ДВС, при угловой скорости ω вала двигателя:

$$k_{\text{потвм}}(\omega) = (1 + k_{1\text{вм}}(\omega)), \quad (4.39)$$

где $k_{1\text{вм}}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери на трение во вращающихся массах внешнего редуктора, агрегатов трансмиссии, КПП, ДВС при угловой скорости вала двигателя ω ;

Затем диск, обладающий эталонным моментом инерции $J_{\text{вм}}$ демонтируется при выключенном сцеплении 2.

После включения сцепления 2 определяется угловое ускорение ε_1 вращающихся масс системы «внешний редуктор, агрегаты трансмиссии, КПП, ДВС» при изменении угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС в диапазоне от ω до $\omega + d\omega$ (рисунок 4.10), что соответствует начальному значению крутящего момента M . Средний крутящий момент $M(\omega)$ для диапазона угловых скоростей от ω до $\omega + d\omega$ равен

$$M(\omega) = J_{\text{вм}} k_{\text{потвм}}(\omega) \varepsilon_1(\omega). \quad (4.40)$$

Из выражений (4.38) и (4.40) определяется произведение момента инерции системы вращающихся масс «внешний редуктор, агрегаты трансмиссии, КПП, ДВС» и коэффициента, учитывающего трение в системе вращающихся масс

$$J_{\text{вм}} k_{\text{потвм}}(\omega) = \frac{\varepsilon_2(\omega) J_{\text{ЭТ}}}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (4.41)$$

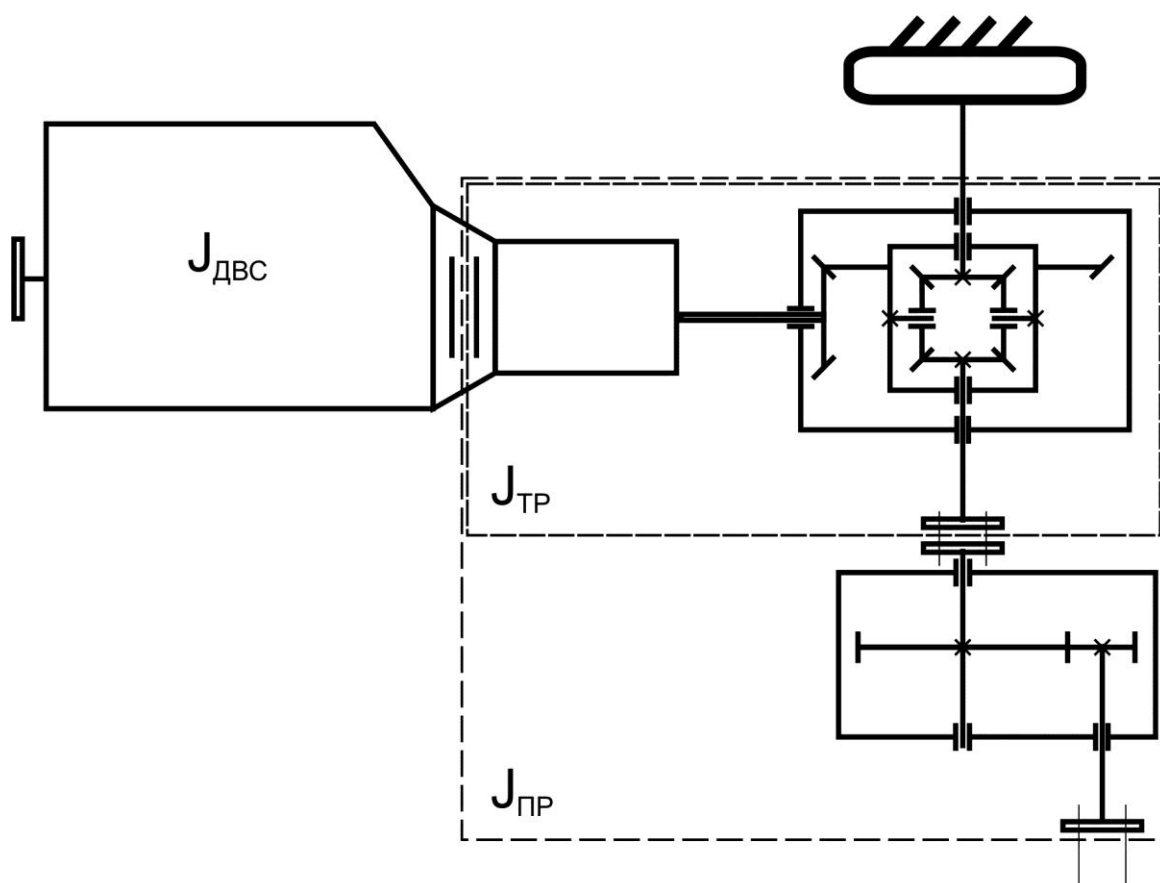


Рисунок 4.10. Схема реализации бездемонтажного, инерционного метода определения момента инерции вращающихся масс ДВС мобильных машин

Далее отключается сцепление 2 и определяется угловое ускорение $\varepsilon_3(\omega)$ вращающихся масс системы «двигатель внутреннего сгорания» с моментом инерции $J_{ДВС}$ при изменении угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС в диапазоне от ω до $\omega + d\omega$. Средний крутящий момент $M(\omega)$ для диапазона угловых скоростей от ω до $\omega + d\omega$ равен

$$M(\omega) = J_{ДВС} k_{номДВС}(\omega) \varepsilon_3(\omega), \quad (4.42)$$

где $k_{номДВС}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери на трение во вращающихся массах ДВС, при угловой скорости ω вала двигателя:

$$k_{номДВС}(\omega) = (1 + k_{1ДВС}(\omega)), \quad (4.43)$$

где $k_{лДВС}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери на трение в ДВС при угловой скорости вала двигателя ω ;

Из выражений (4.40) и (4.42) определяется момент инерции системы вращающихся масс «двигатель внутреннего сгорания»

$$J_{ДВС} k_{номДВС}(\omega) = \frac{\varepsilon_1(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} J_{вм} k_{номвм}(\omega). \quad (4.44)$$

Подставляя (4.41) в (4.43), получаем выражение для определения произведения момента инерции системы вращающихся масс ДВС и коэффициента, учитывающего механические потери в ДВС, через значения момента инерции диска, обладающего эталонным моментом инерции и угловые ускорения при угловой скорости коленчатого вала ω

$$J_{ДВС} k_{номДВС}(\omega) = \frac{\varepsilon_1(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} \cdot \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} J_{ЭТ}. \quad (4.45)$$

На динамический метод контроля момента инерции ДВС, установленного на транспортное средство, получен патент на изобретение [64].

Динамический бездемонтажный контроль момента инерции вращающихся масс также возможен и без использования внешнего редуктора в случае применения тел вращения со значительным моментом инерции, например автомобильного колеса [67].

Реализацию такого варианта бездемонтажного динамического метода поясним с помощью рисунка 4.11.

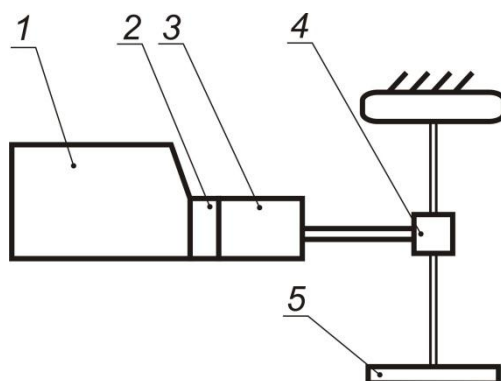


Рисунок 4.11. Схема установки для определения момента инерции вращающихся масс ДВС оптимальным методом: 1 – ДВС; 2 – сцепление; 3 – КПП; 4 – агрегаты трансмиссии; 5 – диск с эталонным моментом инерции

Предположим, что система передачи крутящего момента на ведущие колеса включает коробку перемены передач и главную передачу, объединенную в одном корпусе с дифференциалом, обладающим передаточным отношением равном единице. Пусть передаточные отношения коробки перемены передач и главной передачи соответственно равны $k_{КПП}$ и $k_{ГП}$.

Перед началом измерений рабочая температура трансмиссионного масла КПП, моторного масла и охлаждающей жидкости ДВС доводится до номинальных значений и включается прямая передача КПП.

Одно из ведущих колес транспортного средства демонтируется, а на его место устанавливается диск 5 с эталонным моментом инерции J_∂ , причем этот диск может свободно вращаться при подводе крутящего момента от агрегатов трансмиссии, не касаясь наружными краями никаких поверхностей.

Далее запускается ДВС и при включенной прямой передаче КПП 3 с помощью органов регулирования устанавливается заданная угловая скорость ω коленчатого вала двигателя 1, при которой развивается крутящий момент $M(\omega)$.

Затем измеряется угловое ускорение $\varepsilon_2(\omega)$ вращающихся масс системы «диск с эталонным моментом инерции, агрегаты трансмиссии, КПП, ДВС», имеющей момент инерции $J_{\text{вм}}k_{\text{потвм}}(\omega) + \frac{J_{\delta}}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{КГП}}^2}$ при изменении угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС в диапазоне от ω до $\omega + d\omega$. Средний крутящий момент $M(\omega)$ для диапазона угловых скоростей от ω до $\omega + d\omega$ равен

$$M(\omega) = \varepsilon_2(\omega) \left(J_{\text{вм}}k_{\text{потвм}}(\omega) + \frac{J_{\delta}}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{КГП}}^2} \right). \quad (4.46)$$

Далее при выключенном сцеплении 2 диск с эталонным моментом инерции 5 демонтируется. После включения сцепления 2 определяется угловое ускорение $\varepsilon_1(\omega)$ вращающихся масс системы «агрегаты трансмиссии, КПП, ДВС» с моментом инерции $J_{\text{вм}}k_{\text{потвм}}(\omega)$ при изменении угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС в диапазоне от ω до $\omega + d\omega$, то есть при том же начальном значении крутящего момента $M(\omega)$. Средний крутящий момент $M(\omega)$ для диапазона угловых скоростей от ω до $\omega + d\omega$ равен

$$M(\omega) = \varepsilon_1(\omega) J_{\text{вм}}k_{\text{потвм}}(\omega). \quad (4.47)$$

Из выражений (4.46) и (4.47) определяется произведение момента инерции вращающихся масс системы «агрегаты трансмиссии, КПП, ДВС» и коэффициента учитывающего потери на трение в системе вращающихся масс агрегаты трансмиссии, КПП, ДВС»:

$$J_{\text{вм}}k_{\text{потвм}}(\omega) = \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} \cdot \frac{J_{\delta}}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{КГП}}^2}. \quad (4.48)$$

Далее отключается сцепление 2 и определяется угловое ускорение $\varepsilon_3(\omega)$ системы вращающихся масс «ДВС» с моментом инерции

$J_{ДВС} k_{nomДВС}(\omega)$ при изменении угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС в диапазоне от ω до $\omega + d\omega$, то есть при том же начальном значении крутящего момента $M(\omega)$. Средний крутящий момент $M(\omega)$ для диапазона угловых скоростей от ω до $\omega + d\omega$ равен

$$M(\omega) = \varepsilon_3(\omega) J_{ДВС} k_{nomДВС}(\omega). \quad (4.49)$$

Из выражений (4.47) и (4.49) определяется момент инерции вращающихся масс системы «двигатель внутреннего сгорания»

$$J_{ДВС} k_{nomДВС}(\omega) = \frac{\varepsilon_1(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} J_{вм} k_{nomвм}(\omega). \quad (4.50)$$

Подставляя в (4.50) выражение (4.48), получаем выражение для определения момента инерции системы вращающихся масс ДВС 1 через значение момента инерции диска с эталонным моментом инерции 5 и значения угловых ускорений

$$J_{ДВС} k_{nomДВС}(\omega) = \frac{\varepsilon_1(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} \cdot \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} \cdot \frac{J_{\delta}}{k_{КПП}^2 k_{КГП}^2}. \quad (4.51)$$

Тогда коэффициент, учитывающий потери на трение в ДВС:

$$k_{nomДВС}(\omega) = \frac{\varepsilon_1(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} \cdot \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} \cdot \frac{J_{\delta}}{J_{ДВС} k_{КПП}^2 k_{КГП}^2} \quad (4.52)$$

А механический коэффициент полезного действия ДВС равен величине обратной коэффициенту, учитывающему потери на трение в ДВС:

$$\eta_{мехДВС} = \frac{1}{k_{nomДВС}(\omega)} = \frac{J_{ДВС} k_{КПП}^2 k_{КГП}^2 \varepsilon_3(\omega)}{J_{\delta} \varepsilon_1(\omega) \varepsilon_2(\omega)} (\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)) \quad (4.53)$$

На представленные методы контроля механических параметров двигателей внутреннего сгорания вращательного действия получены патенты на изобретения [68, 69]

4.2 Динамический метод и средство контроля механических параметров приводного двигателя вращательного действия самоходной колесной машины

Решение комплексной проблемы повышения энергетической эффективности колесных транспортных средств напрямую связано с решением задач разработки новых методов и средств контроля эффективности преобразования энергии топлива в полезную работу транспортного средства в течение полного жизненного цикла. Одним из возможных вариантов решения проблемы является разработка динамических методов и средств контроля механических параметров ДВС, установленных на колесных транспортных средствах [70].

Необходимые условия для реализации метода: автомобиль, находящийся на твердом горизонтальном асфальтовом покрытии, двигатель внутреннего сгорания которого снабжен датчиком положения коленчатого вала и датчиком расхода топлива, прибор (например, ИМД-ЦН) или аппаратно-программный комплекс для определения угловых ускорений коленчатого вала ДВС (например, на базе продуктов компании National Instruments, аналого-цифровой преобразователь (АЦП) типа USB-6009, программная среда LabView Signal Express 2,5). Разгон автомобиля должен исключать пробуксовку ведущих колес.

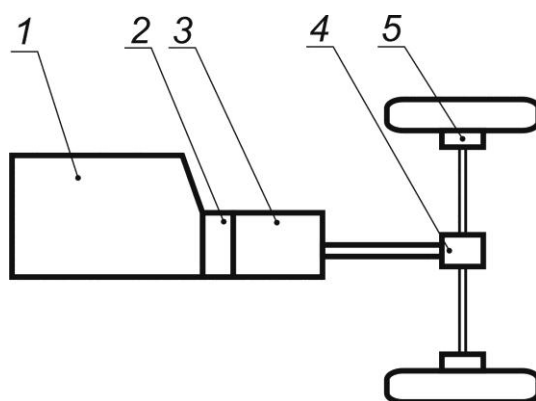


Рисунок 4.12. Кинематическая схема заднеприводного 4-х колесного автотранспортного средства: 1 – ДВС; 2 – сцепление; 3 – коробка перемены передач; 4 – главная передача; 5 – бортовой редуктор

Рассмотрим кинематическую схему заднеприводного 4-х колесного автотранспортного средства (рисунок 4.12).

Определение приведенного к оси вращения коленчатого вала момента инерции производится в предположении, что ДВС через кинематическую передачу должен сообщать механическую энергию необходимую для приведения в движение четырех колес. Каждое из колес имеет массу m_k и радиус с учетом деформации шины $r_{ш}$. На каждое колесо в первом приближении приходится по 1/4 массы автомобиля с водителем m_a и массы $m_{гр}$ груза. В случае конкретного автомобиля и его загрузки указанное отношение может принимать другие значения.

Согласно [66] приведенный момент инерции системы вращающихся масс есть момент инерции системы, состоящих только из элементов, вращающихся с угловой скоростью вала двигателя $\omega_{дв}$, но обладающих запасом кинетической энергии, равным запасу кинетической энергии действительной системы.

Из условия неизменности кинетической энергии следует, что для системы, состоящей из соединенных через зубчатые передачи ДВС и вращающихся с угловой скоростью ω_k четырех колес, обладающих

суммарным моментом инерции J_{Σ_κ} , скорости движения автомобиля $V_a = \omega_\kappa r_{ш}$, в пренебрежении действием сопротивления воздуха, получим

$$J_{np}(\omega) \frac{\omega_{\partial\theta}^2}{2} = J_{\partial\theta} k_{nom\partial\theta}(\omega) \frac{\omega_{\partial\theta}^2}{2} + J_{mp} k_{nommp}(\omega) \frac{\omega_{\partial\theta}^2}{2} + J_{\Sigma_\kappa} k_{nom\kappa}(\omega) \frac{\omega_\kappa^2}{2} + (m_a + m_{zp}) \frac{V_a^2}{2}, \quad (4.54)$$

где m_a - масса автомобиля;

m_{zp} - масса груза, перевозимого автомобилем;

$J_{mp}(\omega)$ - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции двигающегося автотранспортного средства при угловой скорости вала двигателя ω ;

$J_{\partial\theta}$ - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции его двигающихся масс;

$k_{nom\partial\theta}(\omega)$ коэффициент, учитывающий потери в двигателе при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nom\partial\theta}(\omega) = (1 + k_{l\partial\theta}(\omega)), \quad (4.55)$$

где $k_{l\partial\theta}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в двигателе при угловой скорости вала двигателя ω ;

J_{mp} - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции агрегатов трансмиссии;

$k_{nommp}(\omega)$ коэффициент, учитывающий потери в агрегатах трансмиссии при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nommp}(\omega) = (1 + k_{lmp}(\omega)), \quad (4.56)$$

где $k_{Imp}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в агрегатах трансмиссии при угловой скорости вала двигателя ω ;

$J_{кол}$ - момент инерции колес автомобиля;

$k_{поткол}(\omega)$ коэффициент, учитывающий потери в колесах при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{поткол}(\omega) = (1 + k_{1кол}(\omega)), \quad (4.57)$$

где $k_{1кол}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в колесах при угловой скорости вала двигателя ω ;

Отсюда искомый приведенный момент инерции системы равен

$$J_{np}(\omega) = J_{\partial\delta} k_{пот\partial\delta}(\omega) + J_{mp} k_{потmp}(\omega) + J_{\Sigma_k} k_{поткол}(\omega) \left(\frac{\omega_k}{\omega_{\partial\delta}} \right)^2 + \frac{(m_a + m_{zp}) V_a^2}{\omega_{\partial\delta}^2}. \quad (4.58)$$

Передаточное отношение между ДВС и ведущим колесом равно произведению передаточного отношения коробки перемены передач (КПП) $k_{КПП}$, передаточного отношения главной передачи (ГП) $k_{ГП}$ и, в случае наличия бортового редуктора (БР), передаточного отношения БР ($k_{БР}$).

Тогда (4.58) можно представить в виде

$$J_{np}(\omega) = J_{\partial\delta} k_{пот\partial\delta}(\omega) + J_{mp} k_{потmp}(\omega) + J_{\Sigma_k} k_{поткол}(\omega) \left(\frac{1}{k_{КПП} k_{ГП} k_{БР}} \right)^2 + \frac{(m_a + m_{zp}) V_a^2}{\omega_{\partial\delta}^2} = J_{\partial\delta} k_{пот\partial\delta}(\omega) + J_{mp} k_{потmp}(\omega) + \left(J_{\Sigma_k} k_{поткол}(\omega) + (m_a + m_{zp}) r_{ш}^2 \right) \cdot \left(\frac{1}{k_{КПП} k_{ГП} k_{БР}} \right)^2. \quad (4.59)$$

Крутящий момент двигателя при угловой скорости вала двигателя ω , выраженный через угловые ускорения коленчатого вала и приведенный к оси вращения коленчатого вала момент инерции вращающихся масс движущегося автотранспортного средства, определяется по формуле

$$M(\omega) = J_{np}(\omega)\varepsilon(\omega) = \left[\frac{J_{\partial\delta}k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp}k_{номmp}(\omega) + \left(\frac{J_{\Sigma_k}k_{номкол}(\omega) + (m_a + m_{cp})r_{ui}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right)}{1} \right] \varepsilon(\omega). \quad (4.60)$$

Крутящий момент при разгоне автомобиля с водителем при работе двигателя по внешней характеристике (при нажатом до упора акселераторе) при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \left[\frac{J_{\partial\delta}k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp}k_{номmp}(\omega) + \left(\frac{J_{\Sigma_k}k_{номкол}(\omega) + m_a r_{ui}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right)}{1} \right] \varepsilon_1(\omega), \quad (4.61)$$

где $\varepsilon_1(\omega)$ - угловое ускорение коленчатого вала двигателя при разгоне автомобиля только водителем.

Расчетное уравнение крутящего момента при разгоне автомобиля с водителем и грузом при работе двигателя по внешней характеристике (при нажатом до упора акселераторе) при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \left[\frac{J_{\partial\delta}k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp}k_{номmp}(\omega) + \left(\frac{J_{\Sigma_k}k_{номкол}(\omega) + (m_a + m_{cp})r_{ui}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right)}{1} \right] \varepsilon_2(\omega), \quad (4.62)$$

где $\varepsilon_2(\omega)$ - угловое ускорение коленчатого вала двигателя при разгоне автомобиля с водителем и грузом массой m_{cp} .

Приравнявая (4.61) и (4.62), определяем сумму

$$J_{\partial\delta}k_{nom\partial\delta}(\omega) + J_{mp}k_{nommp}(\omega) = \frac{m_{ep}r_{ui}^2}{k_{KIII}^2k_{ГП}^2k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} - \frac{J_{\Sigma}k_{nomкол}(\omega) + m_ar_{ui}^2}{k_{KIII}^2k_{ГП}^2k_{БР}^2}. \quad (4.63)$$

Подставляя (4.63) в (4.61), определяем значение крутящего момента, развиваемого двигателем при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \frac{m_{ep}r_{ui}^2}{k_{KIII}^2k_{ГП}^2k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega)\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (4.64)$$

Подставляя (4.63) в (4.62), определяем значение крутящего момента, развиваемого двигателем при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \frac{m_{ep}r_{ui}^2}{k_{KIII}^2k_{ГП}^2k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega)\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (4.65)$$

Полезная механическая мощность, развиваемая двигателем при угловой скорости вала ω :

$$N(\omega) = M(\omega)\omega = \frac{m_{ep}r_{ui}^2}{k_{KIII}^2k_{ГП}^2k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega)\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} \omega. \quad (4.66)$$

После измерения массовых расходов топлива $Q(\omega)$ при угловых ускорениях $\varepsilon_1(\omega)$ и $\varepsilon_2(\omega)$ (в идеальном случае расходы должны совпадать) при известной теплотворной способности топлива q_m определяется эффективный коэффициент полезного действия приводного двигателя колесного автотранспортного средства при угловой скорости вала двигателя ω :

$$\eta(\omega) = \frac{N(\omega)}{Q(\omega)q_m}. \quad (4.67)$$

На рисунках 4.13 - 4.15 представлены результаты измерения эффективного коэффициента полезного действия экспериментального

автомобиля ВАЗ-2112 (рабочий объем двигателя 1500 см³; номинальная мощность 89 л.с. при 5600 об/мин; максимальный крутящий момент 129 Нм при 3700 об/мин; передаточное отношение главной передачи 3,7; расстояние от оси вращения ведущего колеса до центральной точки пятна контакта 0,275 м) полной массой 1075 кг. В качестве груза выступал пассажир, вес которого вместе с одеждой составлял 71 кг. Управлял автомобилем водитель, масса которого вместе с одеждой составляла 95 кг.

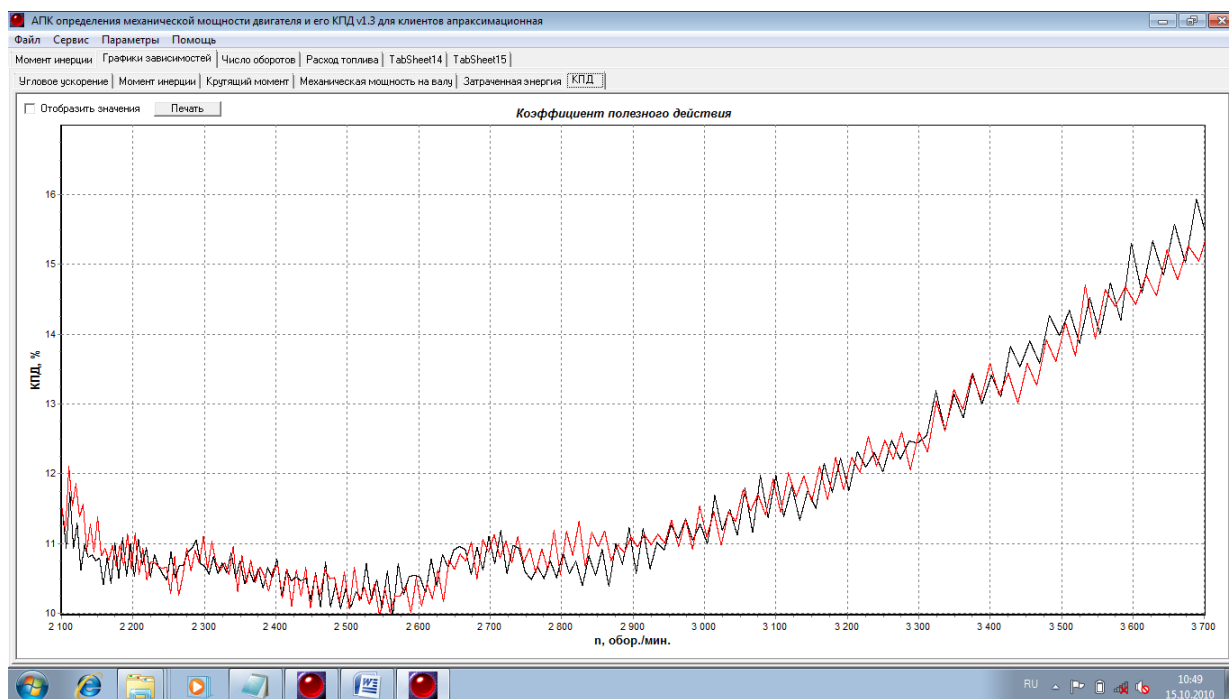


Рисунок 4.13. Эффективный коэффициент полезного действия двигателя автомобиля ВАЗ-2112 при движении на второй передаче (передаточное отношение 1,95)

На рисунках 4.13 - 4.15 представлены по 2 кривые, определенные по выражению (4.67), когда значения эффективных крутящих моментов определялись по выражению (4.64) или (4.65). Зависимости получены с помощью специализированного аппаратно-программного комплекса, о котором речь идет ниже.

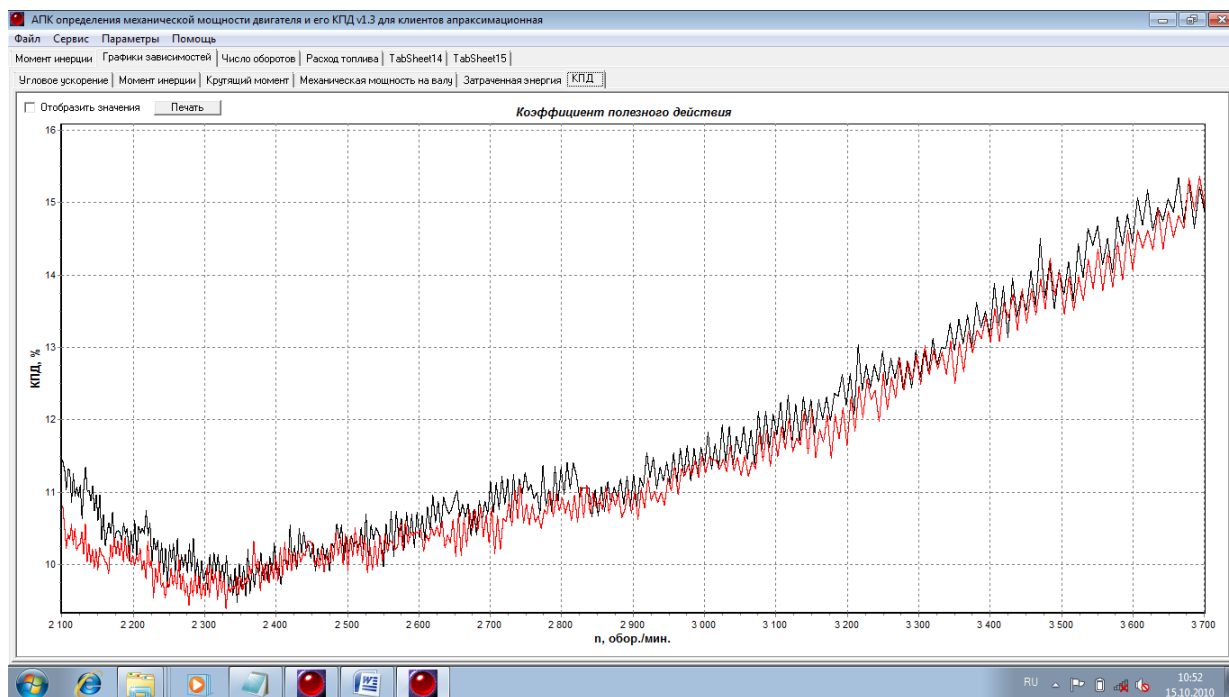


Рисунок 4.14. Эффективный коэффициент полезного действия двигателя автомобиля VAZ-2112 при движении на третьей передаче (передаточное отношение 1,357)

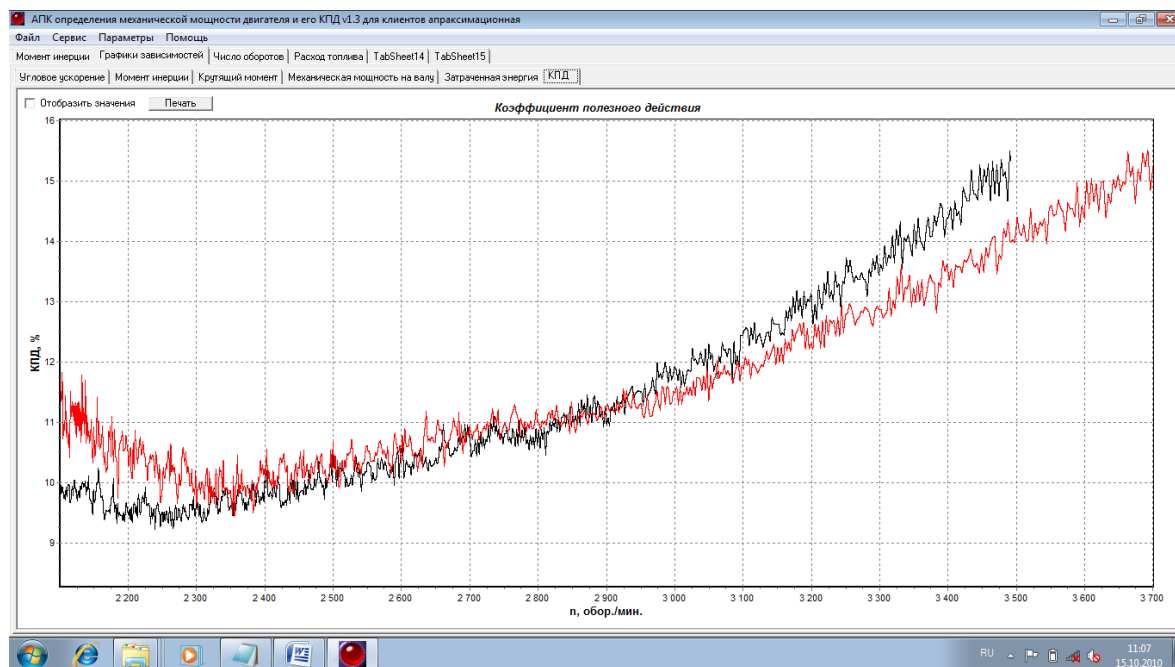


Рисунок 4.15. Эффективный коэффициент полезного действия двигателя автомобиля VAZ-2112 при движении на четвертой передаче (передаточное отношение 0,941)

Как видно из рисунков 4.13 - 4.15 значения эффективного коэффициента полезного действия двигателя $\eta(\omega)$ при различных угловых скоростях вала двигателя ω очень близки при измерении на второй передаче, то есть при общем передаточном числе от двигателя до ведущих колес $1,95 \cdot 3,7 = 7,215$. При меньшем передаточном отношении появляются существенные различия, поэтому разработанным методом рекомендуется пользоваться разгоняя автомобиль на второй передаче.

На рисунках 4.16 и 4.17 показаны значения крутящего момента и мощности двигателя ВАЗ-2112 при движении на второй передаче.

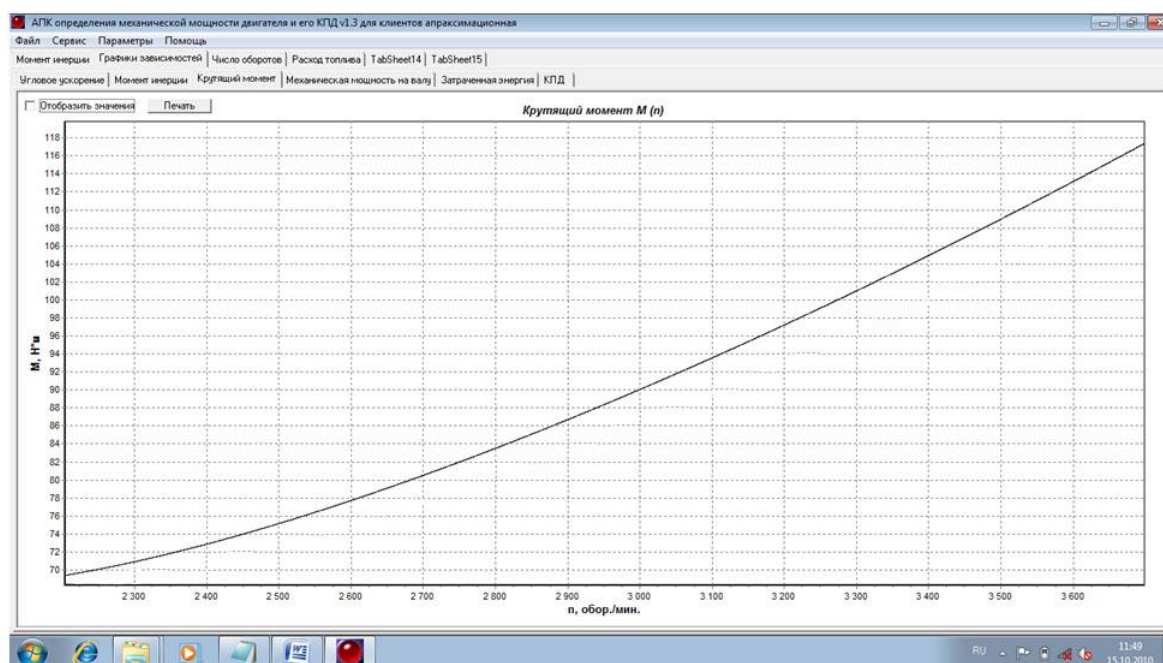


Рисунок 4.16. Крутящий момент двигателя ВАЗ-2112 при движении автомобиля на второй передаче

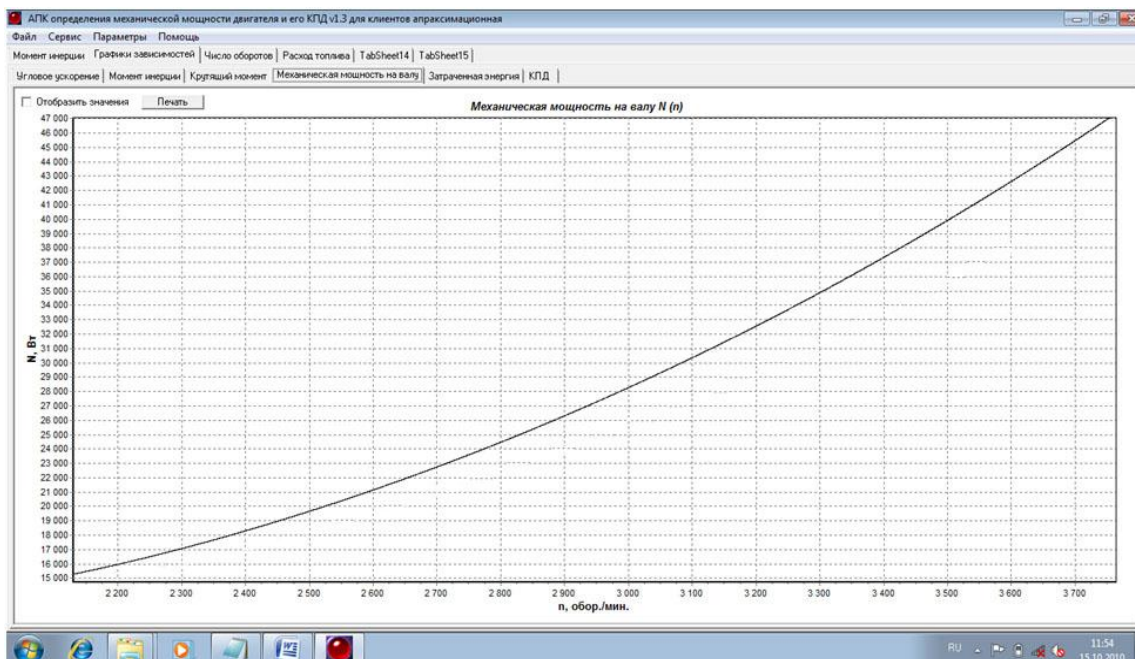


Рисунок 4.17. Механическая мощность двигателя ВАЗ-2112 при движении автомобиля на второй передаче

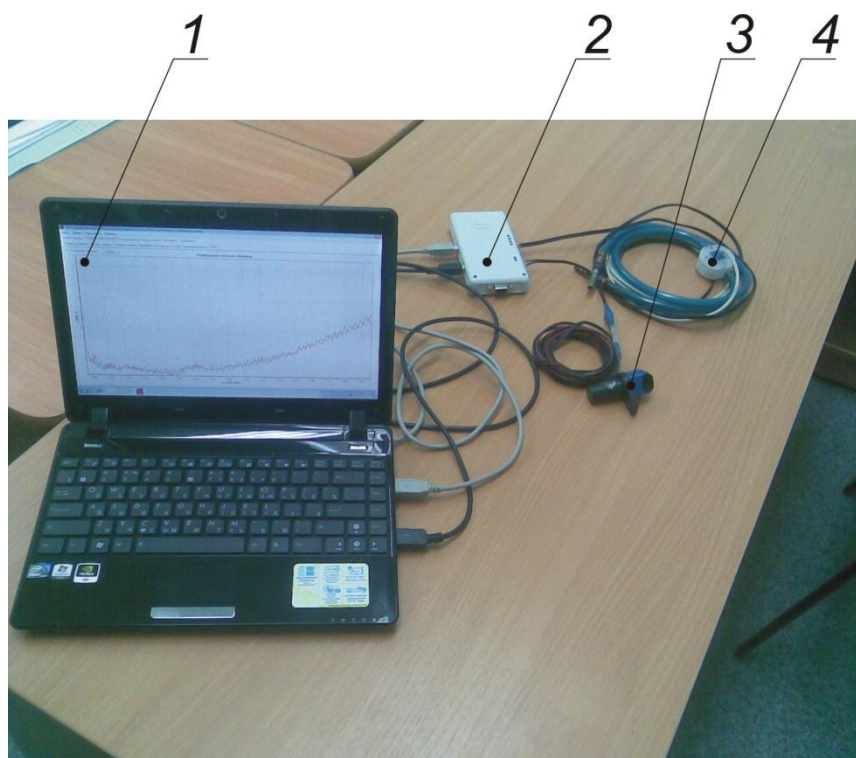


Рисунок 4.18. Аппаратно-программный комплекс для контроля механических и эффективных параметров двигателей колесных и гусеничных машин:
 1 - нетбук; 2 - быстродействующая система сбора и обработки данных;
 3 - модифицированный датчик положения коленчатого вала;
 4 - высокоточный цифровой расходомер топлива

Кривые крутящего момента и механической мощности рассчитываются исходя из аппроксимированных зависимостей $\varepsilon_1(\omega)$ и $\varepsilon_2(\omega)$.

В настоящее время для контроля механических и эффективных параметров приводных ДВС колесных транспортных средств в течение полного жизненного цикла в ФГБОУ ПГТУ под руководством автора разработан и выпускается аппаратно-программный комплекс (рисунок 4.18). В состав аппаратно-программного комплекса входят: нетбук с программным обеспечением, быстродействующая система сбора и обработки данных, высокоточный цифровой расходомер топлива (11500 имп/литр) производства компании Biotech GmBH, модифицированный датчик положения коленчатого вала. Принципиальная схема аппаратно-программного комплекса для контроля механических и эффективных параметров приводных ДВС колесных транспортных средств представлена на рисунке 4.19.

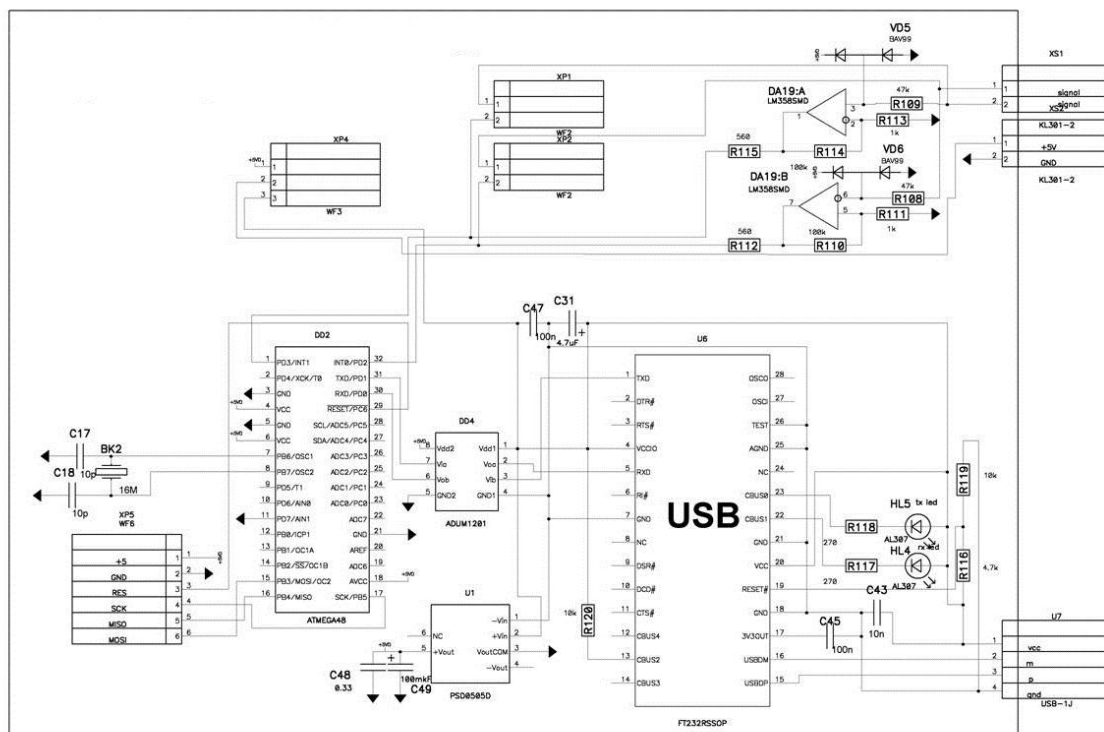


Рисунок 4.19. Принципиальная схема аппаратно-программного комплекса для контроля механических и эффективных параметров приводных ДВС колесных транспортных средств

Интерфейс программной части аппаратно-программного комплекса для контроля механических и эффективных параметров приводных ДВС колесных транспортных средств представлен на рисунке 4.20.

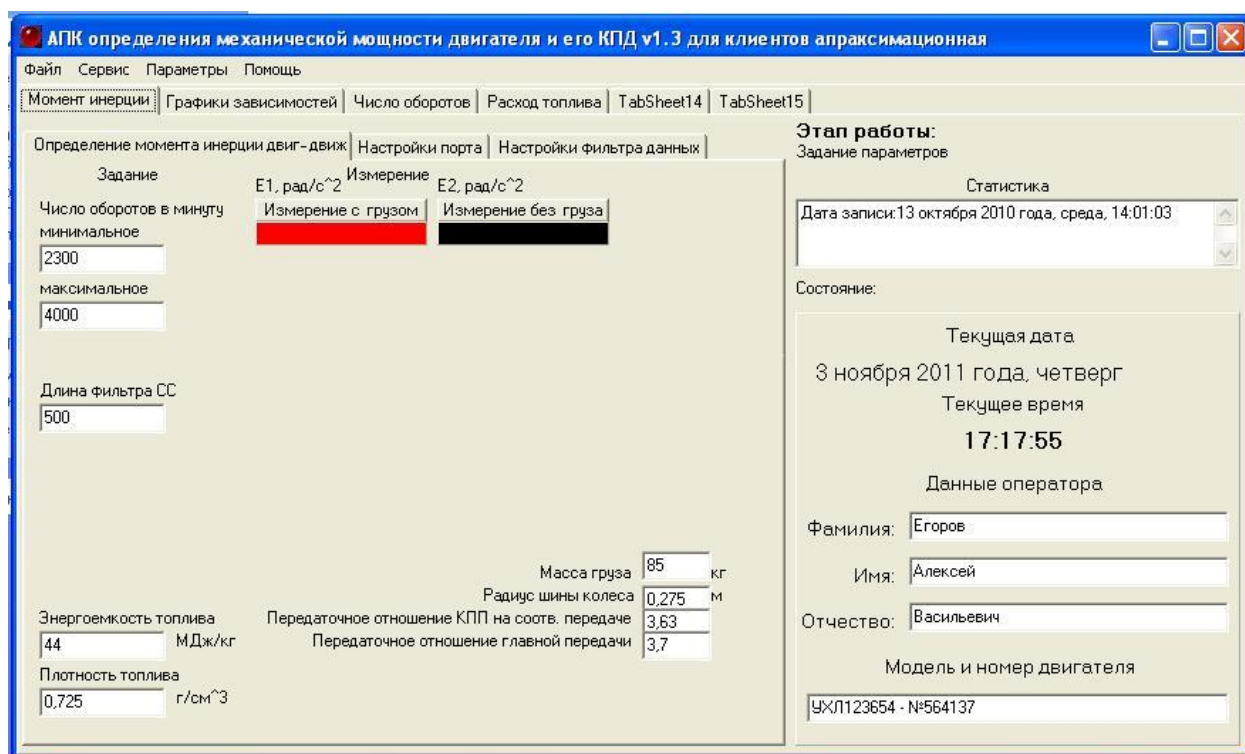


Рисунок 4.20. Интерфейс программной части аппаратно-программного комплекса для контроля механических и эффективных параметров приводных ДВС колесных транспортных средств

Натурные исследования показали адекватность и работоспособность разработанного метода и позволили получить новые данные о механических параметрах приводного ДВС при движении автомобиля ВА3-2112. При проведении натурных экспериментов также удалось определить наиболее предпочтительное передаточное отношение агрегатов трансмиссии автомобиля ВА3-2112 (вторая передача) для осуществления динамического контроля.

На описанный выше метод контроля механических параметров приводных двигателей внутреннего сгорания колесных машин получен патент Российской Федерации на изобретение [71].

4.3 Динамический метод контроля массы груза, перевозимого самоходной колесной машиной

На основе анализа угловых ускорений коленчатого вала ДВС колесного транспортного средства можно решить задачу, обратную задаче, изложенной в предыдущем разделе. В этом случае искомым является не крутящий момент, развиваемый двигателем, относительно известной эталонной массы, а масса перевозимого колесным транспортным средством груза относительно известного крутящего момента при конкретной угловой скорости коленчатого вала.

На рисунке 4.21 изображена схема реализации предлагаемого метода контроля массы груза, перевозимого колесным транспортным средством.

Двигатель внутреннего сгорания 1 через сцепление 2, коробку перемены передач 3, главную передачу 4, бортовые редукторы 5 соединен с ведущими колесами 6.

Реализуется предлагаемый метод определения массы груза, перевозимого колесным транспортным средством, следующим образом.

Определение приведенного к оси вращения коленчатого вала момента инерции производится в предположении, что ДВС через кинематическую схему должен сообщать механическую энергию необходимую для раскрутки четырех колес. Каждое из колес имеет радиус с учетом деформации шины $r_{ш}$. При этом на каждое колесо в первом приближении приходится по 1/4 массы автомобиля с водителем m_a .

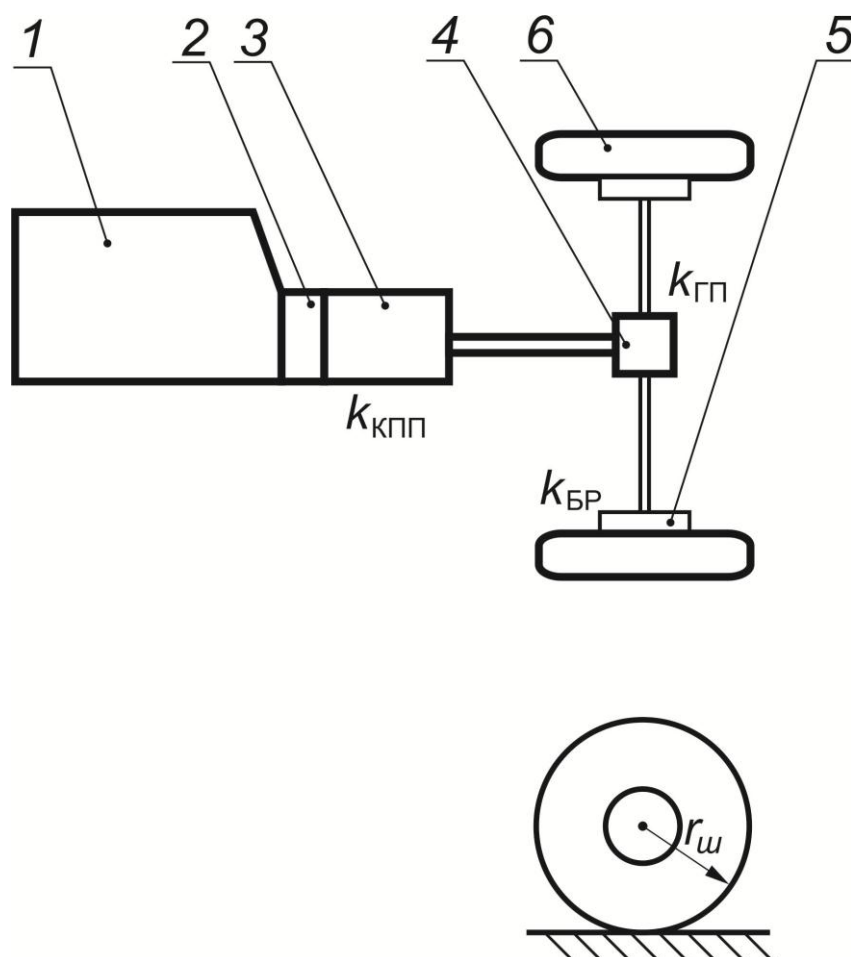


Рисунок 4.21. Контроль массы груза, перевозимого колесным транспортным средством, посредством измерения угловых ускорений коленчатого вала двигателя при движении транспортного средства в загруженном и порожнем состоянии

Согласно [50] приведенный момент инерции системы вращающихся масс есть момент инерции системы, состоящих только из элементов, вращающихся с угловой скоростью вала двигателя $\omega_{\partial в}$, но обладающих запасом кинетической энергии, равным запасу кинетической энергии реальной системы. Из условия неизменности кинетической энергии следует, что для системы, состоящей из соединенных через зубчатые передачи ДВС и вращающихся с угловой скоростью ω_k четырех колес, обладающих суммарным моментом инерции J_{Σ_k} , скорости движения автомобиля $V_a = \omega_k r_{ш}$, в пренебрежении действием сопротивления воздуха, получим

$$J_{np}(\omega) \frac{\omega_{\partial\delta}^2}{2} = J_{\partial\delta} k_{nom\partial\delta}(\omega) \frac{\omega_{\partial\delta}^2}{2} + J_{mp} k_{nommp}(\omega) \frac{\omega_{\partial\delta}^2}{2} + J_{\Sigma_k} k_{nomkol}(\omega) \frac{\omega_k^2}{2} + (m_a + m_{zp}) \frac{V_a^2}{2}, \quad (4.68)$$

где m_a - масса автомобиля;

m_{zp} - масса груза, перевозимого автомобилем;

$J_{mp}(\omega)$ - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции агрегатов трансмиссии при угловой скорости вала двигателя ω ;

$J_{\partial\delta}$ - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции его двигающихся масс;

$k_{nom\partial\delta}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в двигателе при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nom\partial\delta}(\omega) = (1 + k_{l\partial\delta}(\omega)), \quad (4.69)$$

где $k_{l\partial\delta}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в двигателе при угловой скорости вала двигателя ω ;

J_{mp} - момент инерции агрегатов трансмиссии;

$k_{nommp}(\omega)$ - коэффициент, учитывающий потери в агрегатах трансмиссии при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nommp}(\omega) = (1 + k_{lmp}(\omega)), \quad (4.70)$$

где $k_{lmp}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в агрегатах трансмиссии при угловой скорости вала двигателя ω ;

J_{kol} - момент инерции колес автомобиля;

$k_{\text{поткол}}(\omega)$ коэффициент, учитывающий потери в колесах при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{\text{поткол}}(\omega) = (1 + k_{1\text{кол}}(\omega)), \quad (4.71)$$

где $k_{1\text{кол}}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в колесах при угловой скорости вала двигателя ω ;

Отсюда искомый приведенный момент инерции системы равен

$$J_{\text{пр}}(\omega) = J_{\text{дв}} k_{\text{потдв}}(\omega) + J_{\text{тр}} k_{\text{поттр}}(\omega) + J_{\Sigma_k} k_{\text{поткол}}(\omega) \left(\frac{\omega_k}{\omega_{\text{дв}}} \right)^2 + \frac{(m_a + m_{\text{зр}}) V_a^2}{\omega_{\text{дв}}^2}. \quad (4.72)$$

Передаточное отношение между ДВС и ведущим колесом равно произведению передаточного отношения коробки перемены передач (КПП) $k_{\text{КПП}}$, передаточного отношения главной передачи (ГП) $k_{\text{ГП}}$ и, в случае наличия бортового редуктора (БР), передаточного отношения БР ($k_{\text{БР}}$).

Тогда (4.72) можно представить в виде

$$J_{\text{пр}}(\omega) = J_{\text{дв}} k_{\text{потдв}}(\omega) + J_{\text{тр}} k_{\text{поттр}}(\omega) + J_{\Sigma_k} k_{\text{поткол}}(\omega) \left(\frac{1}{k_{\text{КПП}} k_{\text{ГП}} k_{\text{БР}}} \right)^2 + \frac{(m_a + m_{\text{зр}}) V_a^2}{\omega_{\text{дв}}^2} = J_{\text{дв}} k_{\text{потдв}}(\omega) + J_{\text{тр}} k_{\text{поттр}}(\omega) + (J_{\Sigma_k} k_{\text{поткол}}(\omega) + (m_a + m_{\text{зр}}) r_{\text{ш}}^2) \cdot \left(\frac{1}{k_{\text{КПП}} k_{\text{ГП}} k_{\text{БР}}} \right)^2. \quad (4.73)$$

Крутящий момент двигателя при угловой скорости вала двигателя ω , выраженный через угловые ускорения коленчатого вала и приведенный к оси вращения коленчатого вала момент инерции вращающихся масс двигающегося автотранспортного средства, определяется по формуле

$$M(\omega) = J_{np}(\omega)\varepsilon(\omega) = \left[\frac{J_{\partial\delta}k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp}k_{номmp}(\omega) + \left(\frac{J_{\Sigma_k}k_{номкол}(\omega) + (m_a + m_{cp})r_{ш}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right)}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right] \varepsilon(\omega). \quad (4.74)$$

Крутящий момент при разгоне автомобиля с водителем при работе двигателя по внешней характеристике (при нажатом до упора акселераторе) при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \left[\frac{J_{\partial\delta}k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp}k_{номmp}(\omega) + \left(\frac{J_{\Sigma_k}k_{номкол}(\omega) + m_a r_{ш}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right)}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right] \varepsilon_1(\omega), \quad (4.75)$$

где $\varepsilon_1(\omega)$ - угловое ускорение коленчатого вала двигателя при разгоне автомобиля только с водителем.

Расчетное уравнение крутящего момента при разгоне автомобиля с водителем и грузом при работе двигателя по внешней характеристике (при нажатом до упора акселераторе) при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \left[\frac{J_{\partial\delta}k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp}k_{номmp}(\omega) + \left(\frac{J_{\Sigma_k}k_{номкол}(\omega) + (m_a + m_{cp})r_{ш}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right)}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right] \varepsilon_2(\omega), \quad (4.76)$$

где $\varepsilon_2(\omega)$ - угловое ускорение коленчатого вала двигателя при разгоне автомобиля с водителем и грузом массой m_{cp} .

Приравнявая (4.75) и (4.76), определяем сумму

$$J_{\partial\delta}k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp}k_{номmp}(\omega) = \frac{m_{cp}r_{ш}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} - \frac{J_{\Sigma_k}k_{номкол}(\omega) + m_a r_{ш}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2}. \quad (4.77)$$

Подставляя (4.77) в (4.75), определяем значение крутящего момента, развиваемого двигателем при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \frac{m_{zp} r_{ui}^2}{k_{KIII}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega) \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (4.78)$$

Подставляя (4.77) в (4.76), определяем значение крутящего момента, развиваемого двигателем при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \frac{m_{zp} r_{ui}^2}{k_{KIII}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega) \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (4.79)$$

Из (4.79) определяем массу m_{zp} груза, зная угловые ускорения коленчатого вала при разгоне колесного транспортного средства без груза $\varepsilon_1(\omega)$ и с грузом $\varepsilon_2(\omega)$, в виде

$$m_{zp} = \frac{M(\omega) k_{KIII}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2}{r_{ui}^2} \left(\frac{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) \varepsilon_2(\omega)} \right). \quad (4.80)$$

Предлагаемый метод контроля массы груза, перевозимого колесным транспортным средством, позволяет значительно сократить затраты на измерения при сохранении на высоком уровне точности измерений.

На метод контроля массы груза, перевозимого колесным транспортным средством, получен патент на изобретение Российской Федерации [72].

4.4 Динамический метод контроля механических параметров приводного двигателя вращательного действия самоходной гусеничной машины

Рассмотрим кинематическую схему гусеничной машины (рисунок 4.22).

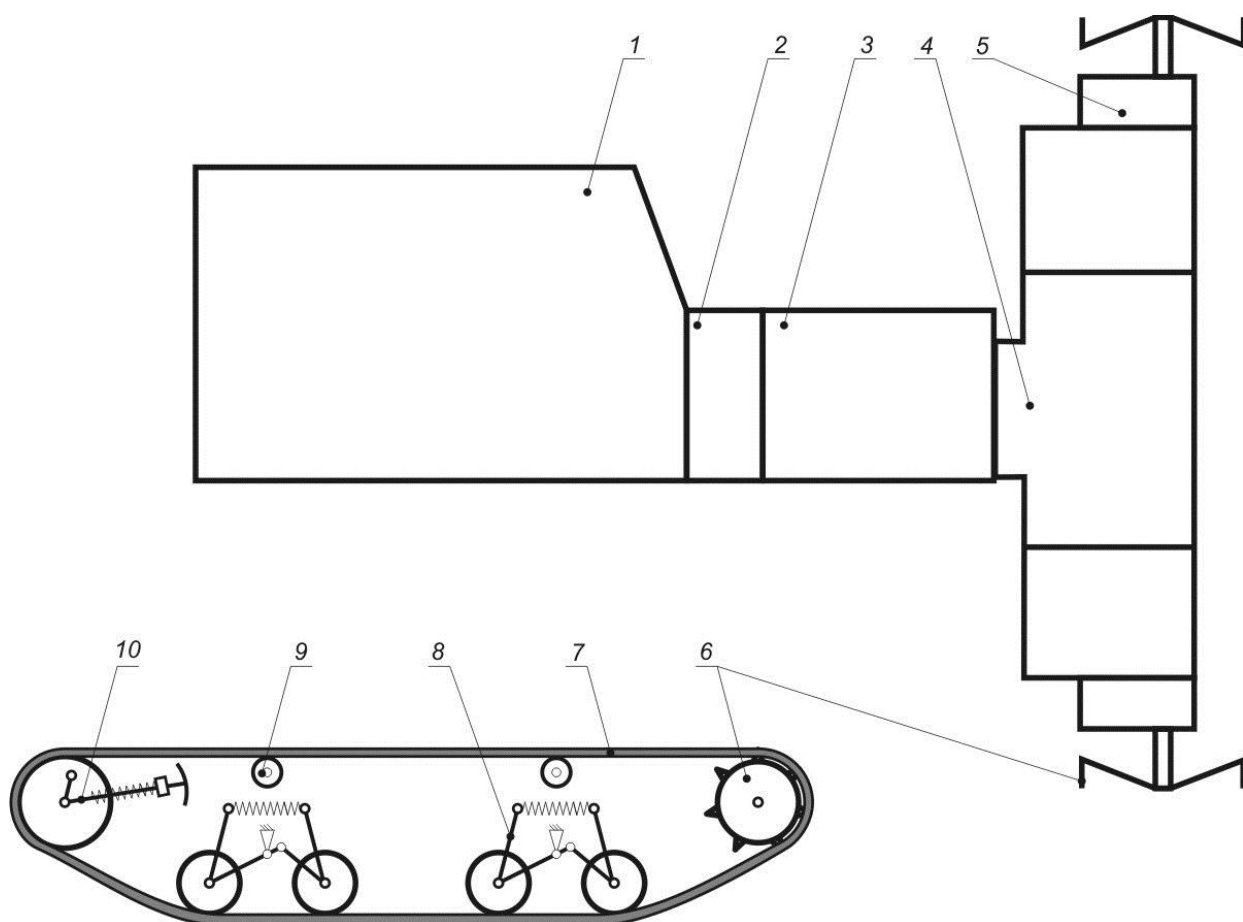


Рисунок 4.22. Кинематическая схема гусеничной машины: 1 – ДВС; 2 – сцепление; 3 – коробка перемены передач; 4 – задний мост с главной передачей и дифференциальным механизмом; 5 – бортовой редуктор; 6 – ведущая звездочка; 7 – гусеничная цепь; 8 – каретка; 9 – поддерживающий ролик; 10 – натяжной механизм

ДВС 1 соединен с ведущими звездочками 6, радиусами $r_{\text{вз}}$, посредством агрегатов трансмиссии и бортовых редукторов. Передаточное отношение КПП на соответствующей передаче - $k_{\text{КПП}}$, передаточное отношение главной передачи (ГП) - $k_{\text{ГП}}$, передаточное отношение дифференциала (ДИФ) - $k_{\text{ДИФ}}$, передаточное отношение бортового редуктора (БР) - $k_{\text{БР}}$.

Вес гусеничной машины массой $m_{зм}$ (с учетом массы водителя) воспринимается роликами кареток 8, имеющими радиус $r_{рк}$.

Натяжение гусеничной цепи осуществляется колесом натяжного механизма 10, имеющим радиус $r_{кнм}$, поддержка гусеничной цепи – поддерживающими роликами радиусом $r_{нр}$. Длина каждой гусеничной цепи – $l_{зц}$, толщина гусеничной цепи – $h_{зц}$, вес одного погонного метра гусеничной цепи $m_{зц}$. Угол обхвата гусеничной цепью ведущей звездочки $\alpha_{вз}$, угол обхвата гусеничной цепью колеса натяжного механизма $\alpha_{нм}$.

Из условия неизменности кинетической энергии системы вращающихся масс, состоящей из ДВС, сцепления, коробки перемены передач, ведущего моста с главной передачей и дифференциальным механизмом, бортовых редукторов, ведущих звездочек, роликов кареток, поддерживающих роликов, колес натяжных механизмов цепи и гусеничных цепей, а также в пренебрежении трением качения, сопротивлением воздуха, проскальзыванием между гусеничными цепями и опорной поверхностью, запишем для угловой скорости ω коленчатого вала двигателя запишем:

$$\begin{aligned}
 J_{нр}(\omega) \frac{\omega_{дв}^2}{2} = J_{дв} k_{номдв}(\omega) \frac{\omega_{дв}^2}{2} + J_{мр} k_{номмр}(\omega) \frac{\omega_{дв}^2}{2} + J_{вз} \omega_{вз}^2 + J_{кнм} \omega_{кнм}^2 + J_{рк} \frac{\omega_{рк}^2}{2} x + J_{нр} \frac{\omega_{нр}^2}{2} y + m_{зм} \frac{V_{зм}^2}{2} + \alpha_{вз} (r_{вз} + \frac{h_{зц}}{2}) m_{зц} (r_{вз} + \frac{h_{зц}}{2})^2 \frac{\omega_{вз}^2}{2} + \\
 + \alpha_{кнм} (r_{кнм} + \frac{h_{зц}}{2}) m_{зц} (r_{кнм} + \frac{h_{зц}}{2})^2 \frac{\omega_{кнм}^2}{2} + (l_{зц} - \alpha_{вз} (r_{вз} + \frac{h_{зц}}{2}) - \\
 - \alpha_{нм} (r_{нм} + \frac{h_{зц}}{2})) m_{зц} V_{зм}^2,
 \end{aligned} \quad (4.81)$$

где $\omega_{вз}$, $\omega_{кнм}$, $\omega_{рк}$, $\omega_{нр}$ – угловые скорости ведущей звездочки, колеса натяжного механизма, ролика каретки, поддерживающего ролика; x, y – количество роликов каретки и поддерживающих роликов, установленных на гусеничную машину;

$J_{\partial\delta}$ - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции его двигающихся масс;

$k_{nom\partial\delta}(\omega)$ коэффициент, учитывающий потери в двигателе при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nom\partial\delta}(\omega) = (1 + k_{1\partial\delta}(\omega)), \quad (4.82)$$

где $k_{1\partial\delta}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в двигателе при угловой скорости вала двигателя ω ;

J_{mp} - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции агрегатов трансмиссии;

$k_{nommp}(\omega)$ коэффициент, учитывающий потери в агрегатах трансмиссии при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nommp}(\omega) = (1 + k_{1mp}(\omega)), \quad (4.83)$$

где $k_{1mp}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери в агрегатах трансмиссии при угловой скорости вала двигателя ω .

Угловые скорости колеса натяжного механизма, ролика каретки, поддерживающего ролика связаны с угловой скоростью ведущей звездочки ($\omega_{\delta 3} = \omega_{\partial\delta} / (k_{КПП} k_{ГП} k_{ДИФ} k_{БР})$) через линейную скорость гусеничной машины

$V_{\text{гм}} = \omega_{\delta 3} r_{\delta 3}$ и, соответственно, равны

$$\omega_{\text{кнм}} = \omega_{\delta 3} \frac{r_{\delta 3}}{r_{\text{кнм}}}, \quad \omega_{\text{рк}} = \omega_{\delta 3} \frac{r_{\delta 3}}{r_{\text{рк}}}, \quad \omega_{\text{нр}} = \omega_{\delta 3} \frac{r_{\delta 3}}{r_{\text{нр}}}. \quad (4.84)$$

Искомый приведенный момент инерции системы имеет вид

$$\begin{aligned}
J_{np}(\omega) = & J_{\partial\delta} k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp} k_{номmp}(\omega) + \frac{2J_{\partial\delta}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \\
& + \frac{2J_{кнм}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\delta}^2}{r_{кнм}^2} + \frac{J_{рк}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\delta}^2}{r_{рк}^2} \chi + \\
& + \frac{J_{np}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\delta}^2}{r_{np}^2} y + m_{зм} \frac{r_{\partial\delta}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \\
& \frac{\alpha_{\partial\delta} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} (r_{\partial\delta} + \frac{h_{зц}}{2})^3 + \frac{\alpha_{кнм} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\delta}^2}{r_{кнм}^2} (r_{кнм} + \frac{h_{зц}}{2})^3 + \\
& + (l_{зц} - \alpha_{\partial\delta} (r_{\partial\delta} + \frac{h_{зц}}{2}) - \alpha_{нк} (r_{нк} + \frac{h_{зц}}{2})) m_{зц} \frac{r_{\partial\delta}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2}.
\end{aligned} \tag{4.85}$$

Очевидно, что основной вклад в $J_{np}(\omega)$ вносит масса гусеничной машины $m_{зм}$ [73].

Крутящий момент, преобразуемый в тяговое усилие гусеницы при угловой скорости коленчатого вала двигателя ω определяется по формуле

$$\begin{aligned}
M(\omega) = J_{np}(\omega) \varepsilon(\omega) = \\
= \left[\begin{aligned} & J_{\partial\delta} k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp} k_{номmp}(\omega) + \frac{2J_{\partial\delta}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \\ & + \frac{2J_{кнм}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\delta}^2}{r_{кнм}^2} + \frac{J_{рк}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\delta}^2}{r_{рк}^2} \chi + \\ & + \frac{J_{np}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\delta}^2}{r_{np}^2} y + m_{зм} \frac{r_{\partial\delta}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \\ & \frac{\alpha_{\partial\delta} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} (r_{\partial\delta} + \frac{h_{зц}}{2})^3 + \frac{\alpha_{кнм} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\partial\delta}^2}{r_{кнм}^2} (r_{кнм} + \frac{h_{зц}}{2})^3 + \\ & + (l_{зц} - \alpha_{\partial\delta} (r_{\partial\delta} + \frac{h_{зц}}{2}) - \alpha_{нк} (r_{нк} + \frac{h_{зц}}{2})) m_{зц} \frac{r_{\partial\delta}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \end{aligned} \right] \varepsilon(\omega). \tag{4.86}
\end{aligned}$$

Расчетное уравнение крутящего момента при разгоне гусеничной машины с водителем при работе двигателя по внешней характеристике (при нажатом до упора акселераторе) имеет вид

$$M(\omega) = J_{np}(\omega)\varepsilon_1(\omega) = \left[\begin{aligned} & J_{\partial\phi} k_{ном\partial\phi}(\omega) + J_{mp} k_{номmp}(\omega) + \frac{2J_{\phi 3}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \\ & + \frac{2J_{кнм}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\phi 3}^2}{r_{кнм}^2} + \frac{J_{рк}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\phi 3}^2}{r_{рк}^2} x + \\ & + \frac{J_{np}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\phi 3}^2}{r_{np}^2} y + M_{зм} \frac{r_{\phi 3}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \\ & + \frac{\alpha_{\phi 3} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} (r_{\phi 3} + \frac{h_{зц}}{2})^3 + \frac{\alpha_{кнм} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\phi 3}^2}{r_{кнм}^2} (r_{кнм} + \frac{h_{зц}}{2})^3 + \\ & + (l_{зц} - \alpha_{\phi 3} (r_{\phi 3} + \frac{h_{зц}}{2}) - \alpha_{нк} (r_{нк} + \frac{h_{зц}}{2})) m_{зц} \frac{r_{\phi 3}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \end{aligned} \right] \varepsilon_1(\omega), \quad (4.87)$$

где $\varepsilon_1(\omega)$ - угловое ускорение коленчатого вала двигателя при разгоне гусеничной машины только с водителем при угловой скорости вала двигателя ω .

Расчетное уравнение крутящего момента при разгоне гусеничной машины с водителем и грузом массой $m_{зр}$ при работе двигателя по внешней характеристике (акселератор нажат до упора)

$$M(\omega) = J_{np}(\omega)\varepsilon_2(\omega) = \left[\begin{aligned} & J_{\partial\phi} k_{ном\partial\phi}(\omega) + J_{mp} k_{номmp}(\omega) + \frac{2J_{\phi 3}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \frac{2J_{кнм}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\phi 3}^2}{r_{кнм}^2} + \\ & + \frac{J_{рк}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\phi 3}^2}{r_{рк}^2} x + \frac{J_{np}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\phi 3}^2}{r_{np}^2} y + \\ & + (m_{зм} + m_{зр}) \frac{r_{\phi 3}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \frac{\alpha_{\phi 3} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} (r_{\phi 3} + \frac{h_{зц}}{2})^3 \\ & + \frac{\alpha_{кнм} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{\phi 3}^2}{r_{кнм}^2} (r_{кнм} + \frac{h_{зц}}{2})^3 + \\ & + (l_{зц} - \alpha_{\phi 3} (r_{\phi 3} + \frac{h_{зц}}{2}) - \alpha_{нк} (r_{нк} + \frac{h_{зц}}{2})) m_{зц} \frac{r_{\phi 3}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \end{aligned} \right] \varepsilon_2(\omega), \quad (4.88)$$

где $\varepsilon_2(\omega)$ - угловое ускорение коленчатого вала двигателя при разгоне гусеничной машины с водителем и грузом массой m_{cp} при угловой скорости вала двигателя ω .

Приравнявая (4.87) и (4.88), определяем сумму

$$J_{ов} k_{потдв}(\omega) + J_{мр} k_{потмр}(\omega) = m_{cp} \frac{r_{вз}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} -$$

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{2J_{вз}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \frac{2J_{кнм}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{вз}^2}{r_{кнм}^2} + \\ & + \frac{J_{рк}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{вз}^2}{r_{рк}^2} x + \frac{J_{нр}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{вз}^2}{r_{нр}^2} y + \\ & + m_{зм} \frac{r_{вз}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} + \frac{\alpha_{вз} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} (r_{вз} + \frac{h_{зц}}{2})^3 + \\ & + \frac{\alpha_{кнм} m_{зц}}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \frac{r_{вз}^2}{r_{кнм}^2} (r_{кнм} + \frac{h_{зц}}{2})^3 + \\ & + (l_{зц} - \alpha_{вз} (r_{вз} + \frac{h_{зц}}{2}) - \alpha_{нк} (r_{нк} + \frac{h_{зц}}{2})) m_{зц} \frac{r_{вз}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \end{aligned} \right\}. \quad (4.89)$$

Подставляя (4.89) в (4.87), строим характеристику крутящего момента, создающего тяговое усилие на гусеницах

$$M(\omega) = m_{cp} \frac{r_{вз}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega) \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (4.90)$$

Подставляя (4.89) в (4.88), строим характеристику крутящего момента, создающего тяговое усилие на гусеницах

$$M(\omega) = m_{cp} \frac{r_{вз}^2}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{ДИФ}^2 k_{БР}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega) \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (4.91)$$

Механическая мощность, развиваемая двигателем при угловой скорости вала двигателя ω :

$$N(\omega) = M(\omega)\omega = m_{cp}\omega \frac{r_{\text{вз}}^2}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{ГП}}^2 k_{\text{Диф}}^2 k_{\text{БР}}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega)\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (4.92)$$

После измерения массовых расходов топлива $Q(\omega)$ при угловых скоростях вала двигателя ω (в идеальном случае расходы должны совпадать) при известной теплотворной способности топлива q_m определяется зависимость эффективного коэффициента полезного действия двигателя гусеничного транспортного средства

$$\eta(\omega) = \frac{N(\omega)}{Q(\omega)q_m}. \quad (4.93)$$

На метод определения крутящего момента двигателя гусеничного транспортного средства получен патент на изобретение Российской Федерации [74].

Выводы по пятой главе:

1. Разработан и научно обоснован динамический метод контроля механических параметров двигателей внутреннего сгорания колесных и гусеничных машин.
2. Разработан и научно обоснован динамический метод контроля массы груза, перевозимого колесным транспортным средством.
3. Установлено, что зависимости для контроля механических параметров приводных ДВС колесных и гусеничных машин имеют идентичный вид.

5. ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ ДИНАМИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПРИВодОВ НА ИХ ОСНОВЕ

Информационно-измерительные комплексы динамического контроля механических параметров двигателей вращательного действия, механических

передач, колесных и гусеничных машин строятся по единому принципу и включают как минимум один канал для съема информации с датчика положения (энкодера), также в составе комплексов присутствуют каналы для съема информации с расходомеров топлива, датчиков тока и напряжения. Для наглядности приведем описание комплекса, имеющего 7 каналов съема данных – это аппаратно-программный комплекс контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей.

5.1 Аппаратно-программный комплекс динамического контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей

5.1.1 Вводные положения

Комплекс «контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей» предназначен для проведения процедуры оценки общего и механического коэффициента полезного действия.

Комплексом производится контроль электрической мощности (активной и реактивной), механической мощности асинхронного электрического двигателя на валу, контроль момента инерции и крутящего момента двигателя бесконтактным методом.

Комплекс регистрирует значения угловых ускорений на валу двигателя при его разгоне. Все измеренные параметры могут сохраняться на жестком диске ПК. Благодаря применению в конструкции прибора современных цифровых элементов он имеет небольшие габариты и малое потребление энергии. Комплекс может использоваться в различных отраслях народного хозяйства, в заводских и научно – исследовательских лабораториях.

Эксплуатация комплекса осуществляется в закрытых взрыво- и пожаробезопасных лабораторных помещениях при следующих условиях:

- температура окружающего воздуха от плюс 10 до плюс 35 °С;
- относительная влажность не более 80 %;

- атмосферное давление от 84,0 до 106,7 кПа (от 630 до 800 мм рт.ст.);
- внешние электрические и магнитные поля, кроме земного, должны отсутствовать;
- содержание примесей в окружающем воздухе в пределах санитарных норм, регламентированных ГОСТ 12.1.005-88.

По степени защиты от воздействия окружающей среды (проникновения воды, пыли и посторонних частиц) относится к группе IP00 по ГОСТ 14254-96 (изделие в обыкновенном исполнении). По воздействию температуры и влажности окружающего воздуха относится к группе В1 по ГОСТ 12997-84. По эксплуатационной законченности относится к изделиям третьего порядка. По электрической защищенности человека от поражения электрическим током относится к I классу по ГОСТ 12.2.007.0-75. По информационной совместимости соответствует ГОСТ 26.014-81.

Электрическое питание осуществляется от источника постоянного тока напряжением 12В. Питание ПК осуществляется от однофазной сети переменного тока напряжением в пределах от 187 до 242 В, частотой (50 + 1) Гц.

Комплекс не содержит в своем составе источников радиопомех.

5.1.2 Технические характеристики

Потребляемая мощность- 500 мВт.

Питание комплекса осуществляется источником постоянного тока напряжением 12В. Питание ПК производится от сети переменного тока напряжением 220 В с пределами допустимого отклонения от минус 15% до +10% частотой (50±1) Гц с коэффициентом нелинейных искажений не более 5%. Заземление прибора осуществляется через клемму на наружной боковой части прибора.

Количество измерительных каналов – 7.

Тип входного сигнала – биполярный.

Диапазон входного напряжения – ± 400 В.

Диапазон входного тока – ± 1000 А.

Входное сопротивление измерительного канала – 40 кОм.

Количество входных импульсов за 1 оборот ротора энкодера – 5000 имп.

Нижний предел измеряемой частоты вращения – 0 об/мин.

Верхний предел измеряемой частоты вращения – 3000 об/мин.

Дискретность измерения длительности входных импульсов – 62,5 нс.

Тактовая частота измерительного контроллера – 16 МГц.

Скорость накопления регистрируемых данных, макс. – 1,37 МБ/мин.

Точность измерения числа оборотов в минуту - Младший разряд.

Погрешность измерения углового ускорения – Младший разряд.

Печать протокола отчета о проведенных испытаниях.

Сохранение и загрузка записанных данных.

Отображение рассчитанных параметров в графическом виде.

Вес прибора - не более 10 кг.

Габаритные размеры - 300*200*100.

Режим работы комплекса продолжительный.

Цифровой интерфейс — USB 2.0.

Скорость передачи данных USB 2.0 — 256000 б/с.

Объем встроенной памяти – 2 Гб.

5.1.3 Состав комплекса

Комплект поставки должен соответствовать таблице 5.1.

Таблица 5.1

Комплект поставки

Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
	Электронный блок	1	
	Сигнальный кабель	4	
	Программа регистрации и анализа цифрового сигнала	1	Поставляется на диске
	Руководство по эксплуатации	1	
	Кабель USB	1	
	Энкодер	1	
	Тело вращения, обладающее эталонным моментом инерции	1	
	Упаковка	1	

5.1.4 Описание конструкции и принципа работы

Комплекс относится к типу измерительных устройств. Электронный блок работает от источника постоянного тока напряжением 12 В (рисунок 5.1).

Прибор имеет три аналоговых (напряжение в трех фазах) и четыре цифровых (токи в трех фазах и энкодер) измерительных канала. При вращении в энкодере формируется цифровой сигнал. Энкодер генерирует 5000 импульсов на один оборот вала, что повышает точность измерения комплекса. Применение энкодера дает более точную характеристику переходных процессов вращения при разгоне двигателя. Датчики тока

формируют цифровой сигнал, допустимый диапазон токов составляет ± 1000 А. Датчики напряжения выполнены в виде резисторов высоких сопротивлений. В зависимости от величины напряжения резисторы подают на вход аналогово-цифрового преобразователя напряжение не превышающее 5 В.

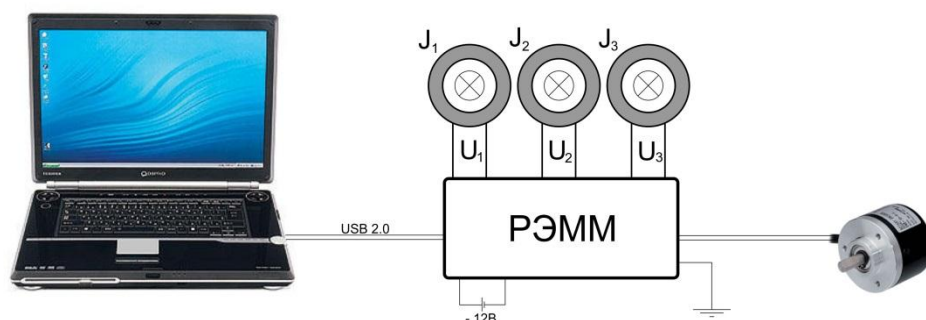


Рисунок 5.1. Структура комплекса

Цифровой сигнал с датчиков поступает на вход блока регистрации, в котором через фильтр попадает в измерительный микроконтроллер Atmega 640 с частотой 16МГц (рисунок 5.2.). Массив значений от 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 USB2.0. Затем массив данных поступает в персональный компьютер (ПК) и записывается с помощью терминальной программы в ПЗУ.

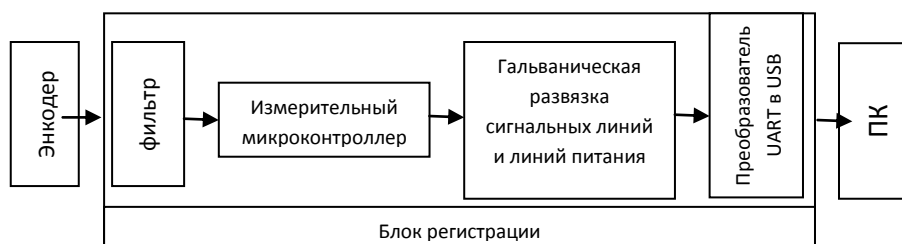


Рисунок 5.2. Структура блока регистрации комплекса

В терминальной программе на ПК осуществляется математическая обработка массива данных, вычисление угловых скоростей, ускорений вращающегося асинхронного двигателя, полной электрической мощности и производится расчет механических параметров, по методике приведенной в третьей главе. Относительно данных об угловых ускорениях, полученных при разгоне двигателя с эталонным диском и без него, вычисляется момент инерции, крутящий момент и механическая и электрическая мощность двигателя. 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. Комплекс выполнен в экранированном алюминиевом корпусе. Принципиальная схема аппаратно-программного комплекса для контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей представлена на рисунке 5.3.

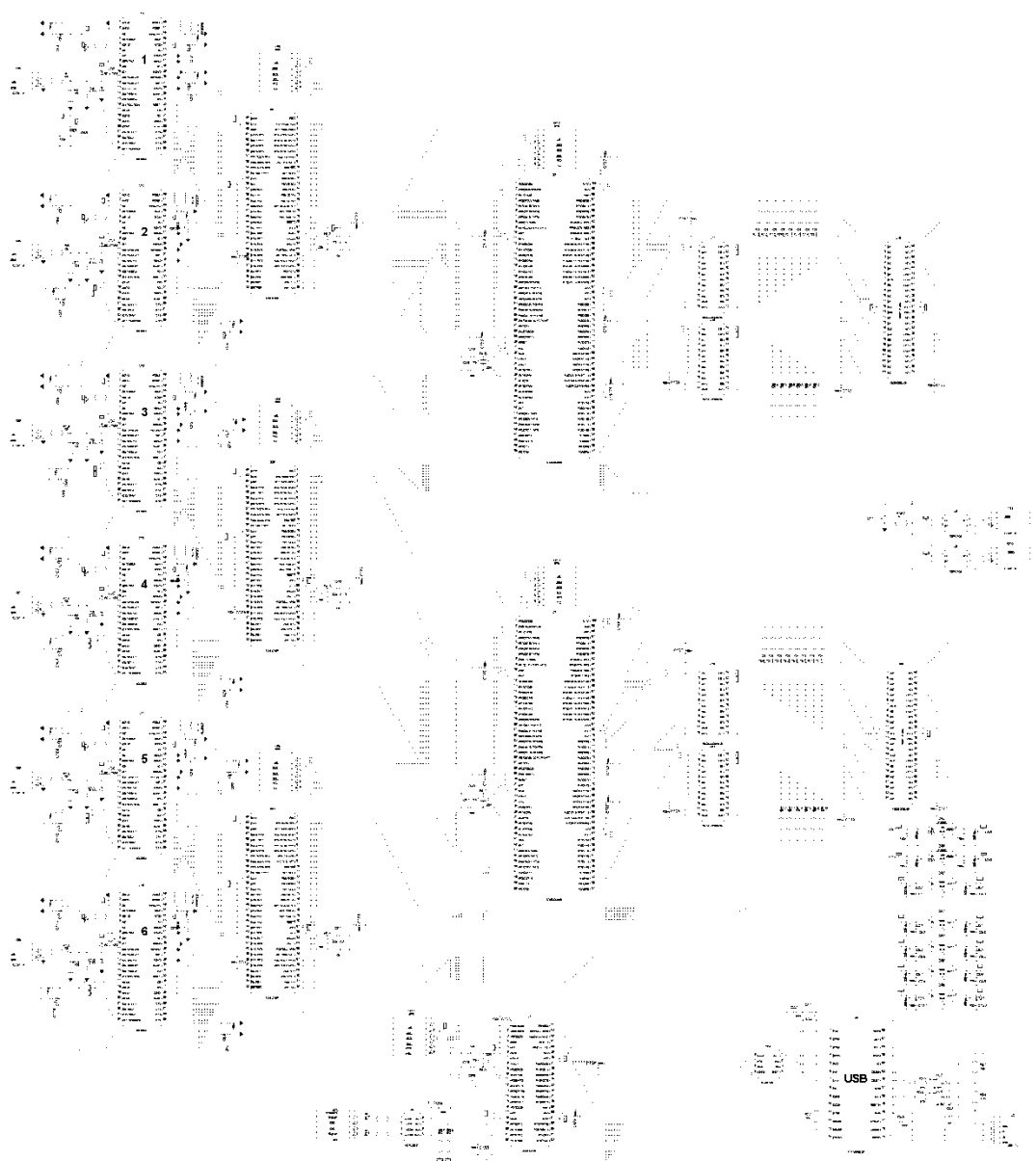


Рисунок 5.3. Принципиальная схема аппаратно-программного комплекса для контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей.

5.1.5 Требование безопасности

Общие требования безопасности к конструкции комплекса должны соответствовать ГОСТ 12.2.003-91, ГОСТ 12.2.007.0-75, требования к электрической прочности и сопротивлению изоляции - ГОСТ 12997-84.

К работам по монтажу, установке, проверке и обслуживанию комплекса должны допускаться лица, имеющие квалификацию не ниже

второй группы согласно правилам ПТЭ и ПТБ и обученные правилам техники безопасности при работе с прибором.

При монтаже, установке, проверке и обслуживании комплекса должны соблюдаться действующие «Правила устройства электроустановок» (ПУЭ), «Правила технической эксплуатации электроустановок потребителей» (ПТЭ) и «Правила техники безопасности электроустановок потребителей (ПТБ) для напряжения до 1000 В постоянного и переменного тока».

Источниками опасности комплекса являются:

- токоведущие части комплекса, находящиеся под напряжением;

Электрическое сопротивление между заземляющей клеммой и любой доступной прикосновению неокрашенной металлической нетоковедущей частью должно быть не более 0,2 Ом.

5.1.6 Подготовка к работе и порядок работы с комплексом

Разместить и смонтировать комплекс комплекса согласно требованиям безопасности.

Подключить сигнальный кабель к ПК и к электронному блоку комплекса.

Включить питание ПК .

Запустите терминальную программу комплекса на ПК.

Соедините энкодер с ротором испытуемого электродвигателя. Соедините клеммы питающего провода со входными клеммами на комплексе, соедините выходные клеммы посредством силового кабеля с испытуемым электродвигателем.

Подготовка терминальной программы комплекса (рисунок 5.4).

Перейдите на вкладку "настройка порта" основного окна программы.

Задайте номер порта к которому подключено устройство, проверьте соответствие параметров обмена данными.

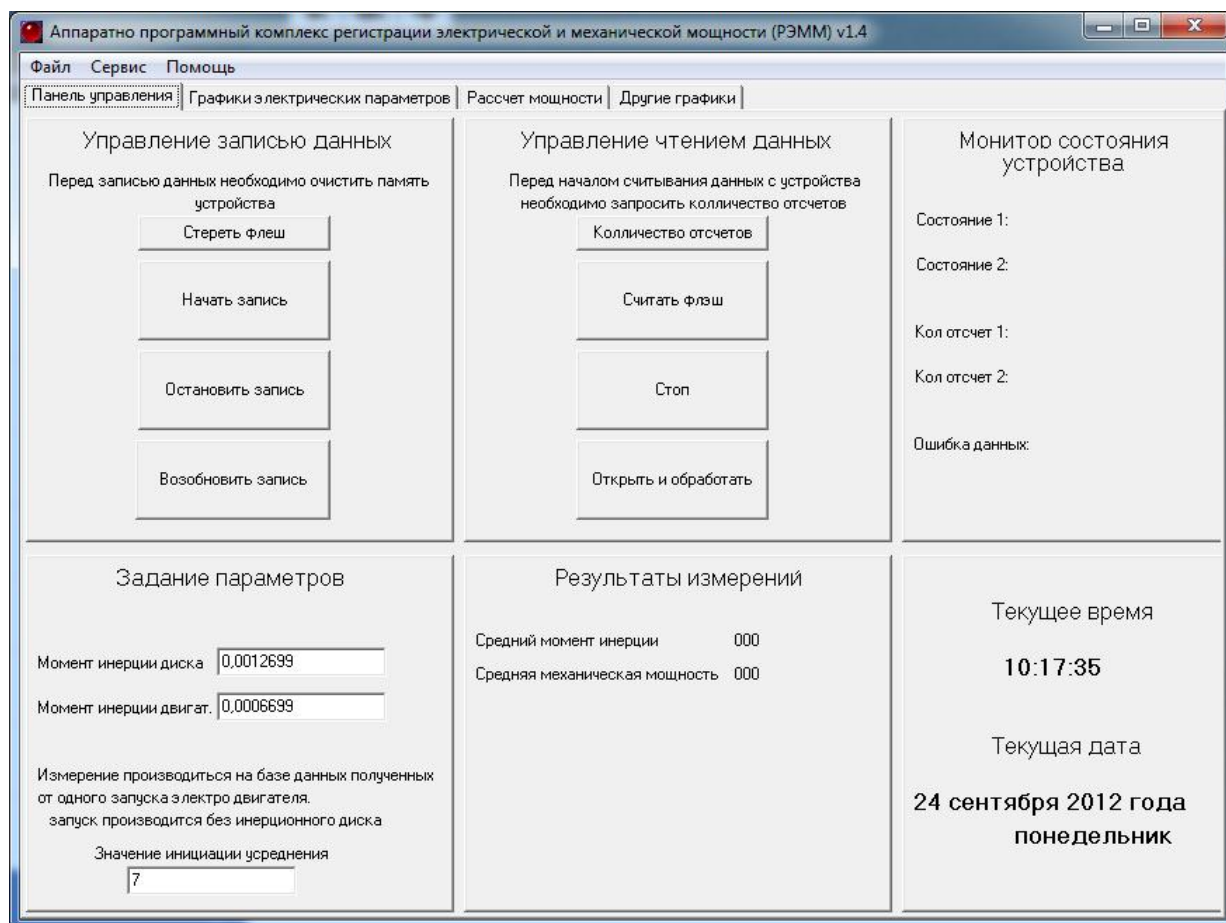


Рисунок 5.4. Терминальная программа комплекса 5

Нажмите кнопку "Применить", в правой части интерфейса программы отобразиться состояние соединения. Если ничего не произошло: проверьте правильность соединения устройства с компьютером, соответствие заданного номера порта с используемым, переустановите драйвер USB устройства, перезагрузите систему.

Если соединение установлено, перейдите на вкладку "Настройка фильтра данных", параметр "количество отсчетов ФСС" должен быть равен количеству импульсов выдаваемых энкодером.

Перейдите на вкладку "Определение момента инерции" программы. Перед началом измерения задайте момент инерции эталонного диска. При необходимости можно производить измерения без фильтрации полученных данных, для этого нажмите на кнопку "Фильтр включен", фильтр будет отключен.

Задайте отсчеты числа оборотов для дискретного измерения угловых ускорений и момента инерции двигателя.

В правой части интерфейса программы заполните графы "Данные оператора" и "Модель и номер двигателя".

5.1.7 Измерение параметров двигателя

Измерение угловых ускорений при разгоне с диском. Нажмите кнопку "Измерение с диском", запустите двигатель, когда двигатель выйдет на максимальное число оборотов нажмите кнопку "Стоп".

Измерение угловых ускорений при разгоне без диска. Нажмите кнопку "Измерение без диска", запустите двигатель, когда двигатель выйдет на максимальное число оборотов нажмите кнопку "Стоп".

На вкладке "Определение момента инерции двигателя" будут выведены измеренные значения по заданным отсчетам. Внизу вкладки также будут выведены значения параметров определенные из всего массива измерений.

На вкладке "Графики зависимостей программы вы можете визуально просмотреть и распечатать необходимые вам графики. При установке галочки в поле "отобразить значения" на график будут выведены все измеренные значения в точках. Запишите данные полученного сигнала в ГСХ-3 используя интерфейс программы на ПК.

5.1.8 Печать отчета

1. Выберите пункт основного меню печать.
2. Проверьте правильность заполнения отобразившейся страницы.

3. Нажмите кнопку "Печать".
4. Выберите принтер для печати и проверьте его настройки, печать обычной страницы.
5. Нажмите кнопку "ОК".

5.1.9 Печать графиков

1. На каждой из вкладок графиков есть кнопка "Печать".
2. Нажмите кнопку "Печать" на графике который необходимо распечатать.
3. Задайте в печать на альбомной странице.
4. Нажмите кнопку "ОК" .

5.1.10 Вкладка "Число оборотов"

Вкладка "Число оборотов" предназначена для просмотра массива данных измерения числа оборотов двигателя.

1. Нажмите кнопку "Start" запустите двигатель, подождите пока он выйдет на номинальное количество оборотов, выключите его, подождите пока он остановиться.
2. Нажмите кнопку "Stop", на графике отобразиться зависимость числа оборотов двигателя от времени его работы.

5.1.11 Выключение комплекса

1. Сохраните полученные значения и выйдете из программы.
2. Отключить кабель питания от комплекса.
3. Отключите кабель USB от комплекса.

5.1.12 Поверка комплекса

Поверку комплекс должен производить персонал, прошедший подготовку по техническому обслуживанию и использованию электроизмерительных приборов.

Перед проведением работ необходимо ознакомиться с техническим описанием и изучить порядок работы на комплексе в соответствии с настоящим руководством. Порядок и наименование проверок приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2

Порядок и наименование проверок комплекса

Наименование проверок	Номера п.п. методики	Периодичность
1 Внешний осмотр и проверка соответствия комплекса комплектности поставки и документации	9.1	1 раз в год
2 Определение относительной погрешности измерения времени	9.2	1 раз в год
3 Поверка линейных размеров измерительного диска	9.3	

При проведении поверки должны применяться средства измерения, приведённые в таблице 5.3.

Средства измерения

Наименование средств измерения	Характеристики
1 Двигатель с постоянной частотой вращения выходного вала.	
2 Частотомер	
3 Линейка измерительная металлическая	Предел измерения 1-1000, цена деления 1 мм, ТУ 2-034-0851-79
4 Микроскоп измерительный	

Средства измерений, применяемые при поверке, должны быть аттестованы. Допускается применять другие средства измерений, соответствующие заменяемым по точности и диапазонам измерений.

Перед проведением поверки комплекс должен быть выдержан при температуре окружающего воздуха $20\pm 5^{\circ}\text{C}$ не менее 24 часов.

5.1.13 Методики поверки

Внешний осмотр

Проверку соответствия комплекса комплекту технической документации проводят визуально и с помощью мерительного инструмента.

Проверяют:

- комплектность;
- соответствие габаритных размеров;
- отсутствие механических повреждений переключателей, разъёмов, кабелей;
- правильность подключения разъёмов согласно маркировке.

5.1.14 Определение относительной погрешности измерения времени

Угловые ускорения определяются с помощью инкрементального энкодера компании [Autonics](#), который выдает 5000 импульсов за оборот. Принцип работы оптического энкодера основан на пересечении луча оптопары (светодиоды и фототранзисторы) с размеченным диском, установленным на валу (рисунок 5.5). В зависимости от частоты разметки диска определяется разрешающая способность датчика и, как следствие, точность измерения перемещения. Существует несколько разновидностей энкодеров, наиболее используемые из которых инкрементальный (импульсный), где происходит последовательный счет меток перемещения и абсолютный, когда для каждого положения вала существует индивидуальный бинарный код. Инкрементальный энкодер предназначен для формирования импульсов, которые считываются вторичным устройством, позволяющим определить направление движения или углового смещения наблюдаемого механизма. Обычно инкрементальные энкодеры производятся с тремя импульсными выходами. Два из которых определяют скорость и направление движения.

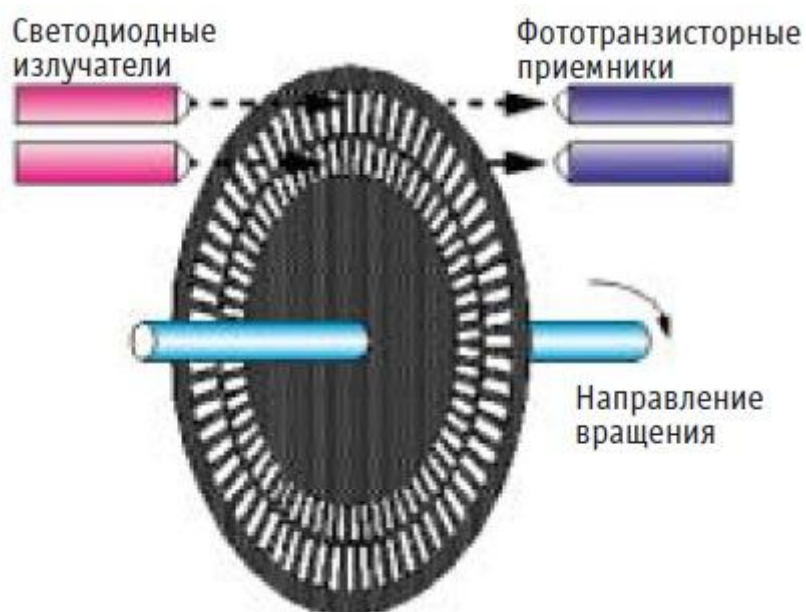


Рисунок 5.5. Принцип работы оптического энкодера инкрементального типа

Последовательности импульсов этих выходов сдвинуты друг относительно друга на $1/4$ периода, что реализовано сдвигом оптического диска и расположением оптических пар «излучатель-приемник». Третья последовательность импульсов служит для определения позиции. Этот канал формирует импульс нулевой отметки на один оборот, что позволяет корректировать ошибки в пределах каждого оборота. А подсчетом импульсов за один оборот от нулевой точки может определяться текущее абсолютное положение вращаемого вала. Для нанесения меток на диск используется лазер со специальным алгоритмом калибровки, что позволяет наносить метки с точностью до 10 мкм. В производстве энкодеров Южнокорейской компании [Autonics](#) используется специальный материал диска DREXON, который не боится ни воды, ни сухого пара, а его полимерная основа является гарантом долговечности диска энкодера. Его исключительным оптическим качеством является прозрачность, которая не зависит от времени эксплуатации и мало чувствительна к окружающим условиям [202].

Как следует из устройства энкодера, определяемой величиной является время прохождения от одной метки до другой. В АПК используется процессор с 16 МГц частотой, который обеспечивает считывание информации с 7 выходов, то есть он с $16/7$ МГц опрашивает положение энкодера. Наш энкодер выдает 5000 импульсов за один оборот. Время прохождения от одной метки до другой разное и зависит от частоты вращения вала двигателя. Рассмотрим максимальную частоту вращения вала двигателя 3000 об/мин – 50 об/с (50 Гц), то есть за одну секунду при таких условиях мы получим 250 000 импульсов. Разделим $16/7$ МГц на это количество импульсов и получим 9,15 импульса процессора приходится на прохождение одной метки энкодера, при частоте вращения двигателя 3000 об/мин. Если 360 градусов разделить на 5000 импульсов, получим 0,072 градуса приходится на расстояние между метками, а на один импульс процессора приходится 0,001125 градуса. Радиус, на котором нанесены

риски, составляет примерно около 0,015 м. Так как точность нанесения одной метки 10 мкм. Становится понятным, что погрешность определения времени прохождения от одной метки до другой стремится к нулю и измеряется 6-7 порядком чисел после запятой. Поэтому точность определения угловой скорости $\omega = \frac{\partial \varphi}{\partial t}$ и углового ускорения $\varepsilon(\omega) = \frac{\partial \omega}{\partial t}$ будем считать близкой к 100 % или равной младшему разряду.

5.1.15 Маркировка

На каждом комплексе должны быть указаны:

- наименование предприятия-изготовителя;
- обозначение комплекса и знак Государственного реестра;
- вид климатического исполнения;
- потребляемая мощность;
- напряжение и частота питания;
- заводской номер;
- год выпуска.

Транспортная маркировка должна соответствовать требованиям ГОСТ 14192 и иметь манипуляционные знаки № 1, № 3 и № 11.

Маркировка ПДСИ и транспортной тары должна быть выполнена на русском языке.

Способ нанесения маркировки на средство фотохимический и ударный, на транспортную тару – окраской по трафарету

Качество нанесения маркировки должно обеспечивать четкое и ясное изображение в течение всего времени эксплуатации.

5.1.16 Упаковка

После приемочных испытаний АПК должен быть демонтирован для консервации и последующей упаковки.

Консервация комплекса должна быть выполнена по варианту временной противокоррозионной защиты ВЗ-10 по ГОСТ 9.014-78 с переконсервацией через каждые 3 года в течение срока хранения.

комплекс должны быть упакованы в потребительскую и транспортную тару, выполненную по чертежам предприятия-изготовителя.

Упаковка должна обеспечивать сохранность комплекса при погрузо-разгрузочных работах, транспортировании, хранении и необходимую защиту от климатических и механических факторов.

Масса транспортной тары не должна превышать 5 кг.

Эксплуатационная документация должна быть уложена в пакет и упакована вместе с прибором.

Под верхней крышкой упаковки должен находиться лист, на котором нанесено крупным шрифтом: «Перед распаковкой выдержать при нормальной температуре в течение 4 часов».

5.1.17 Требования безопасности

Требования безопасности по ГОСТ Р 51350, ГОСТ 12.2.003-91, ГОСТ 12.2.007.0-75.

5.1.18 Правила приемки

Порядок предъявления и приемки комплекса. Комплексы подвергаются следующим видам испытаний: для утверждения типа; приемо-сдаточным. Объем и последовательность проведения приемо-сдаточных испытаний должны соответствовать таблице 5.4. Приемо-сдаточные испытания проводит служба технического контроля предприятия-изготовителя в последовательности и объеме, указанном в таблице 5.4. Комплексы, прошедшие приемо-сдаточные испытания, должны иметь в паспорте отметку

о приемке. Комплексы, не прошедшие приемо-сдаточные испытания бракуют и возвращают в производство для устранения дефектов.

Комплексы после устранения неисправностей должны вторично подвергаться приемо-сдаточным испытаниям в полном объеме.

Вид контроля – сплошной.

Таблица 5.4

Наименование испытаний	Номер пункта	
	технических требований	методов испытаний
1	2	3
Внешний осмотр	1.5	4.3
Проверка массы	1.1.16	4.4
Проверка габаритных размеров	1.1.17	4.4
Определение потребляемой мощности	1.1.1	4.5
Проверка допускаемой относительной погрешности измерения угловой скорости (числа оборотов в минуту) и погрешности измерения ускорений	1.1.14	4.6

Допускается проводить испытания по требованиям, по которым были получены неудовлетворительные результаты, и по которым испытания не проводились.

5.1.19 Транспортирование и хранение

Транспортирование комплекса в упакованном состоянии может осуществляться в закрытом транспорте любого типа, кроме негерметизированных отсеков самолетов.

Условия транспортирования:

- температура окружающей среды от минус 50 до плюс 50 °С;
- относительная влажность воздуха до 98 % при плюс 25 °С;
- наличие в воздухе пыли и паров агрессивных примесей недопустимо.

Распаковку комплекса производить в сухих отапливаемых помещениях после суточного пребывания в них, в случае, если при транспортировании или хранении окружающая температура была ниже 5 °С.

комплекс в упакованном состоянии должен храниться в закрытом помещении при условиях:

- температура воздуха от минус 50 до плюс 40 °С;
- относительная влажность воздуха не более 98 % при плюс 25 °С.

5.2 Применение динамических методов контроля механических параметров

5.2.1. Применение динамического метода контроля механических параметров двигателей вращательного действия

Реализация динамического метода контроля механических параметров двигателей вращательного действия подразумевает последовательность и взаимосвязь действий, изображенных на рисунке 5.6.

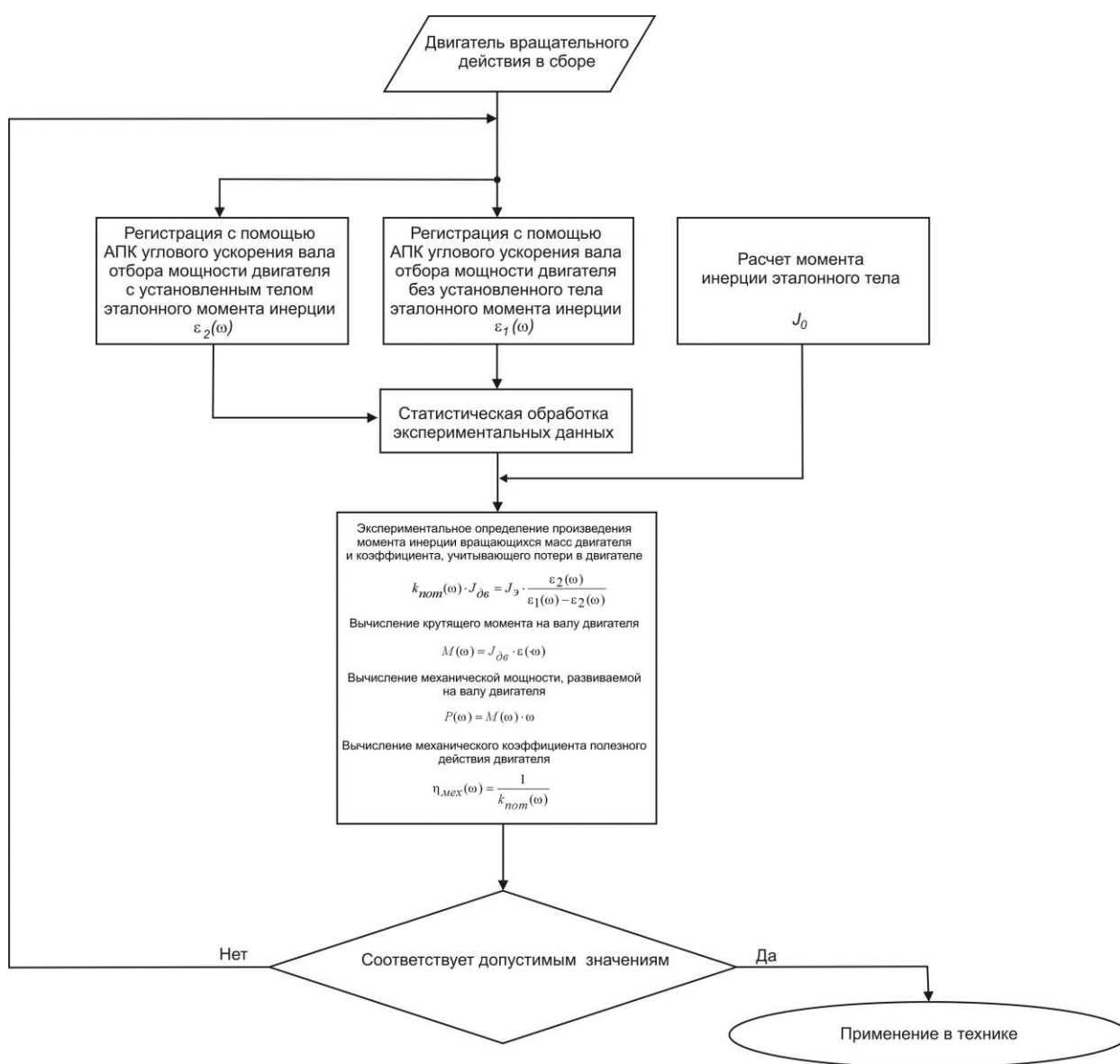


Рисунок 5.6 Блок-схема 1. Схема применения динамического метода контроля механических параметров двигателей вращательного действия.

5.2.2. Применение динамического метода контроля механических параметров механических передач вращательного действия

Реализация динамического метода контроля механических параметров механических передач вращательного действия подразумевает последовательность и взаимосвязь действий, изображенных на рисунке 5.7.

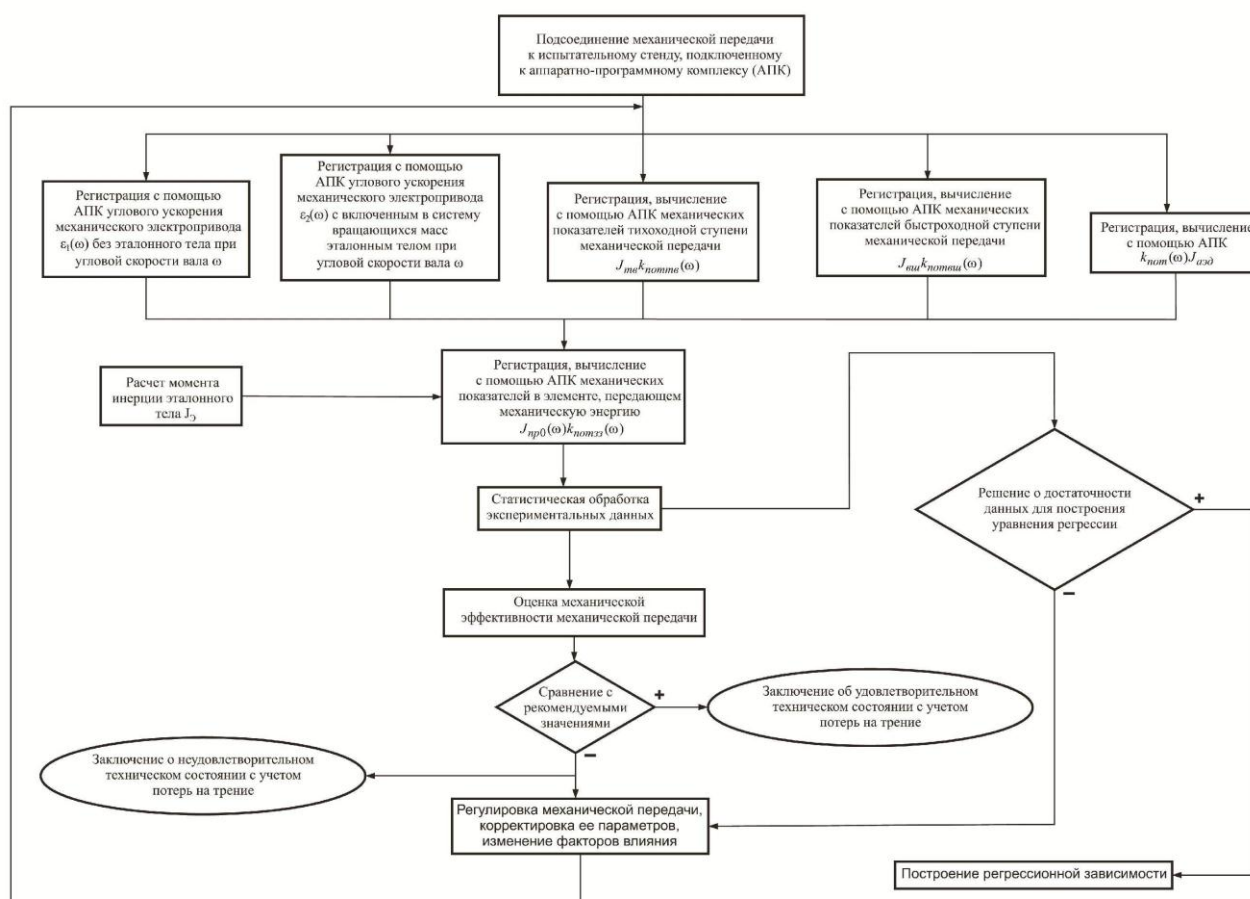


Рисунок 5.7. Блок-схема 2. Схема применения динамического метода контроля механических параметров механических передач вращательного действия

5.2.3 Применение бездемонтажного динамического метода контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин

Реализация бездемонтажного динамического метода контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин осуществляется выполнением последовательных и взаимосвязанных действий, изображенных на рисунке 5.8.

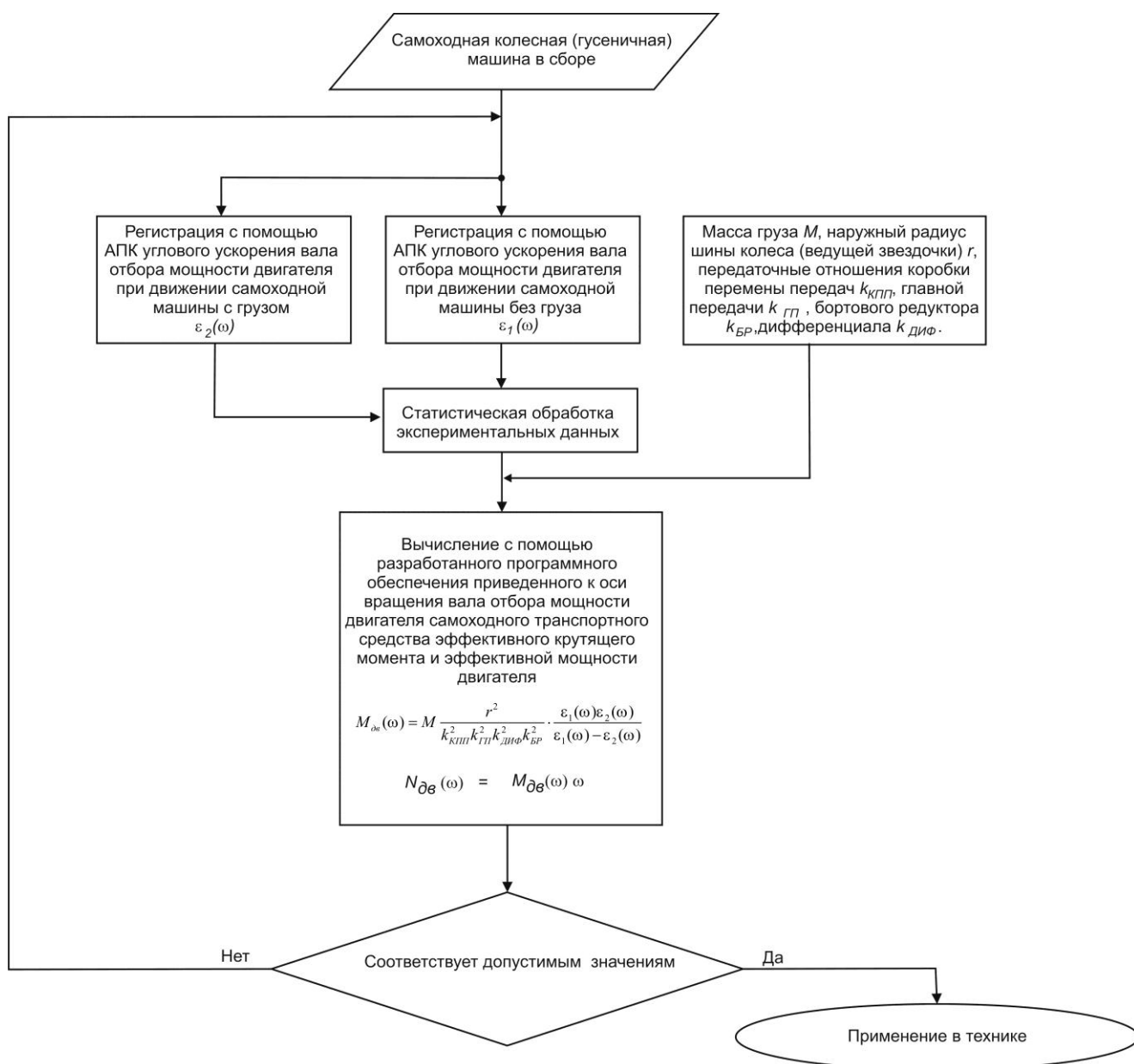


Рисунок 5.8. Блок-схема 3. Схема применения бездемонтажного динамического метода контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин.

Выводы по пятой главе

1. Разработаны информационно-измерительные комплексы динамического контроля механических параметров двигателей вращательного действия, механических передач вращательного действия, самоходных колесных и гусеничных машин и комплекты нормативных документов для регистрации разработанных комплексов в качестве средств измерений в Российской Федерации.
2. Разработанные информационно-измерительные комплексы динамического контроля механических параметров двигателей вращательного действия, механических передач вращательного действия, самоходных колесных и гусеничных машин обладают высокочастотными характеристиками измерений.

Основные выводы и рекомендации

Совокупность полученных результатов, изложенных в настоящей диссертационной работе, можно рассматривать как решение крупной научной проблемы – разработки новой системы динамических методов контроля механических параметров механических вращающихся систем, имеющих важное научное и прикладное значение.

Основные результаты работы сводятся к следующему:

1. Научно обоснованы и разработаны новые динамические методы контроля двигателей вращательного действия, позволяющие с высокой точностью оценивать механические параметры в широком диапазоне режимов работы.
2. Научно обоснованы и разработаны новые динамические методы контроля механических передач вращательного действия, позволяющие с высокой точностью оценивать механические параметры в течение полного жизненного цикла механических передач.
3. Научно обоснованы и разработаны новые динамические методы контроля приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин, позволяющие с высокой точностью оценивать механические параметры двигателей без демонтажа с машины в эксплуатационных условиях.
4. Разработаны информационно-измерительные комплексы динамического контроля двигателей вращательного действия, механических передач вращательного действия, самоходных колесных и гусеничных машин и комплекты нормативных документов для

регистрации разработанных комплексов в качестве средств измерений в Российской Федерации.

5. Выполнена экспериментальная апробация разработанных динамических методов контроля механических параметров двигателей вращательного действия, самоходных колесных и гусеничных машин, механического электропривода вращательного действия, которая показала удовлетворимую сходимость результатов динамического контроля с результатами, полученными тензометрическими методами контроля.
6. Установлено, что при динамическом контроле механических параметров двигателей внутреннего сгорания в случае когда инерционная масса более чем на порядок превосходит приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции вращающихся масс имеет место появление высокочастотных шумов, приводящих к снижению точности контроля.
7. Рекомендуется при проведении динамического контроля механических параметров двигателей внутреннего сгорания использовать инерционные массы, приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции которых меньше или равен десяти значениям приведенного к оси вращения коленчатого вала двигателя момента инерции его вращающихся масс.
8. Установлено, что перекося фаз асинхронных трехфазных электрических двигателей оказывает существенное влияние на неравномерность их механических параметров и осложняет или делает невозможным применение динамического метода контроля.
9. Рекомендуется контроль механических параметров асинхронных электрических двигателей осуществлять комбинируя трехфазный и однофазный режим работы.

10. Установлено, что при контроле механических параметров приводных двигателей вращательного действия колесных машин контроль предпочтительнее осуществлять на передаче, которая обеспечивает общее передаточное отношение агрегатов трансмиссии в диапазоне 6..8 единиц.
11. Рекомендуется осуществлять контроль механических параметров приводных двигателей вращательного действия легковых автотранспортных средств на второй передаче.

Список литературы

1. Лоскутов А.С. Испытания двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие/ А.С. Лоскутов, А.Н. Григорьев, Д.В. Кожин. – Йошкар-Ола: Марийский государственный технический университет, 2007. – 136с.,
2. Райков И.Я. Испытания ДВС.-М.: Высшая школа, 1975.-320 с.
3. Лихачев В.С. Испытания тракторов. - М.: Машиностроение, 1974.-288 с.: ил.
4. Погрешности косвенных измерений. Определение минимально необходимой величины навески топлива при стендовых испытаниях ДВС на экономичность: Метод. указания к выполнению расчетно-графических работ по курсу "Испытания ДВС" для студентов спец. 311300 и 170400/ Сост.: А.С.Лоскутов. - Йошкар-Ола: МарГТУ, 1995.- 10 с.
5. Брякотин Э.И., Лоскутов А.С. Обработка результатов экспериментов при испытании ДВС: Учебное пособие.-Барнаул: АлтПИ им. И.И.Ползунова, 1990.-90 с.:ил.
6. Балансирные Динамометры для измерения вращающего момента. М., Л.: Госэнергоиздат, 1962. -143 с.
7. Панасенков М. А. Электромагнитные расчеты устройств с нелинейными распределенными параметрами. М.: Энергия, 1971, -212 с.
8. Панасенков М. А. Серия электромагнитных тормозов для испытания малых и средних машин. – «Электротехн. Пром-сть, Сер. Электрические машины», вып. 250, 1965, с 3-5
9. Одинец С. С., Топилин Г. Е. Средства измерения крутящего момента. М.: «Машиностроение», 1977. – 159 с.
10. А. С. 1138769 СССР GOIP 3/512/ Устройство для испытания моментных электродвигателей/ В. И Силькин. – Опубл. 12.04.86.

11. Автоматизированная система приемочных испытаний низковольтных асинхронных двигателей/ Гришин В. С. Боровков В. А., Воронов А. В. Воронин А. Ф. // Тезисы докладов VIII Всесоюзной научно-технической конференции «Состояние и перспективы совершенствования разработки, производства применения низковольтных электродвигателей переменного тока.» - Суздаль 1988. – С. 128-129.
12. Автоматизированная система для испытаний Асинхронных электровентиляторов / Кривицкий М. Я., Поносов С. В. // Тезисы докладов Всесоюзной научной конференции. – Владимир, 1989. – С. 182 – 184.
13. Дудзинский Яцек, Курашкевич Януш. Стенд для автоматической регистрации характеристик электрических двигателей малой мощности// Институт электротехники. – Варшава. – 1988.
14. Котельнец Н. Ф. Испытания, Эксплуатация и ремонт электрических машин: учебник для вузов /Н. Ф. Котельнец, Н. А. Акимова, М. В. Антонов. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 384 с.
15. Димитров Д. А. Михов М. П. Построение механических характеристик АД при пониженном напряжении.// Изв. ВМЕИ Ленина, 1976, - №2 – с. 13-20.
16. Автоматизированная установка для периодических испытаний асинхронных электрических двигателей с коротко замкнутым ротором / К. А. Алеханян, Дадиванян и др. Ереван . ЕЭМСЗ. 1988. – Вып. 721. – с. 12-18.
17. Пожаренко В. А. Кухарчук В. В. Компьютерно-измерительная система для испытания асинхронных двигателей в опыте короткого замыкания // Автоматизация проектирования и производства в электромашиностроении. – Суздаль. 1989. – 119 с.
18. Л. В. Акимов, Ю. Г. Борозяк, О. Л. Литвинов, И. И. Сосиницкий. Совершенствование динамических испытаний асинхронных двигателей // Электротехника, №9, 1978. – С. 45-46.

19. Л. В. Акимов, Ю. Г. Борозяк, А. Д. Колесник, О. Л. Литвинов, И. И. Сосиницкий. Исследование асинхронных двигателей перспективных серий// Электротехника, №10, 1981. – С. 29-31.
20. Л. В. Акимов, О. Л. Литвинов, Н. П. Спанцирети. Устройство для экспресс-динамометрических испытаний асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором // Электротехника, №3, 1975. – С. 47-49.
21. Л. В. Акимов, О. Л. Литвинов «Устройство для экспресс-динамометрических испытаний асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором// Электроника. -1986. - №8. С. 22-27.
22. Л. В. Акимов, Ю. Г. Борозяк, О. Л. Литвинов, И. И. Сосиницкий. Идентификация характеристик асинхронных двигателей электроприводов общепромышленного назначения // «Электротехн. Пром-сть. Сер. Электрические машины», №1, 1982. – С. 5-7.
23. Литвинов О. И. , Спанцирети Н. П. Устройство для экспресс-динамометрических испытаний асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором// Электроника. -1985. - №3. С. 47-50.
24. Сыромятников И. А. Режимы работ асинхронных машин и синхронных машин двигателей. М.: Энергоиздат, 1984. – 240 с.
25. Янцен В. И. Расчет режимов экстренного нагружения асинхронных электродвигателей горных машин. Изв. вузов. Горный журнал, 1981, №7.
26. Столяров И.М. Определение параметров асинхронной машины/ И.М. Столяров, З.Б. Слепцова // Горный журнал, 1984.-№10-С. 6-8.
27. Ильин М.О. Частотный метод определения параметров схем замещения обмоток электрических машин/ М.О. Ильин, Ф.Ф. Котченко // Электричество, №3,1987.
28. Boldea I. Unified treatment of core losses and saturation in the orthogonal - axis model of electric machines/ Boldea I., Nasar S.A.// IEE Proc., 1987. - B 134. No. 6. - Pp.355-363.

29. A new method of determining the equivalent circuit parameters and predicting the steady state performance of inverter fed induction motors/ Teruo K., Hirromichi T., Yukio K., Toruo A.// Conf. Rec. IEEE Ind. Appl. Soc. 22nd Annu: Meet., Atlanta, Ga, Oct. 18.
30. А.С. №1629884 СССР, G01R31/34, 17/10. Устройство д., измерения сопротивления постоянному току обмоток статора электрической машины под нагрузкой/ В.С. Грибакин, А.Ф. Барышев, Г.И. Эйдельман, А.С. Грибакин (СССР).- №4668047/21. Заявлено 23.02.91. Бюл. №7.
31. А.С. №1295347 СССР, G01R31/34. Способ определения активного, индуктивного сопротивлений и ЭДС асинхронного двигателя по высшим гармоникам/ С.И. Кутузов, Н.Г. Широков (СССР).- №3927765/24-07. Заявлено 07.03.87. Бюл. №9.
32. Amuliu B.P. induction motor parameter identification ^ operating data for electric drive applications/ Amuliu B.P., All K.// 18th Digital Avionics Systems Conference, St. Louis, Missouri, October 1999.
33. Toliyat H.A. A Method for Dynamic Simulation and Detection of Air.Gap Eccentricity in Induction Machines/ Toliyat H.A, Arefeen M.S, Parlos A.G.// IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 32, No. 4, July/August 1996. - Pp. 910-918.
34. Величко Г.В. Метод идентификации параметров асинхронных трехфазных двигателей ориентированных на использование в автоматизированном электроприводе// Автоматизация и управление в машиностроении. 2000. - № 11. - С. 22-28.
35. Ещин Е.К. Определение параметров асинхронных электроприводов в автоматизированной системе испытаний/ Е.К. Ещин, М.А. Тынкевич, В.В. Новоселов // Автоматиз. и электриф. горных предприятий в условиях АСУ: Сб. науч. тр./ Кузбасский политехн. институт - Кемерово, 1985. -С.62-66.44. А.С. №1802347 СССР, G01R31/34. Устройство для определения параметров асинхронного

- электродвигателя/ Д.А. Алешин, Е.К. Ещин, В.Л. Иванов (СССР).- №928795/22. Заявлено 18.04.91. Опубл. 15.03.93. Бюл. №10.
36. А.С. №1468211 СССР, G1R31/34. Устройство для определения параметров асинхронных электродвигателей/ Е.К. Ещин, В.Л. Иванов, В.Г. Власов, Д.А. Алешин, М.А. Тынкевич (СССР).- №4184538/22. Заявлено 15.07.92. Бюл. №26.
37. Алешин А. Д. Разработка высокопроизводительного комплекса оценки качества асинхронных электродвигателей: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Кемерово, 1997. - 173с.
38. Каширских В.Г. Определение в реальном времени активного сопротивления и потокосцепления ротора асинхронного двигателя при его работе в установившемся режиме / ВТ. Каширских, В.М. Завьялов // Вести. КузГТУ. - 2003. - №1. С.21-24.
39. ГОСТ 11828-75 Машины электрические вращающиеся. Общие методы испытаний.
40. Ландау, Л.Д. Теоретическая физика. Том I. Механика/ Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. - 2-е изд. – М.: Физматгиз, 1965. – 204 с.
41. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики. Часть II. Динамика: учебник/ А.А. Яблонский. – 5-е изд. – М.: Высшая школа, 1977. – 430 с.
42. Кацман М. М. Электрические машины: учеб. для студентов сред. Поф. Учебных заведений. – 3-е издание исправленное – М.: Высш. Шк.; Издательский центр «Академия»; 2001. – 463 с
43. ГОСТ 20918-75 Подшипники качения. Методы расчета предельной частоты вращения.
44. ГОСТ Р 52859-2007 Подшипники качения. Общие технические условия.
45. ГОСТ 520-89 Подшипники качения. Общие технические условия.
46. ГОСТ 520-2011 Подшипники качения. Общие технические условия
47. ГОСТ 520-2002 Подшипники качения. Общие технические условия.

48. ГОСТ 25255-82 Подшипники качения. Ролики цилиндрические длинные. Технические условия
49. Пат. 2425342 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Способ определения момента инерции электрического двигателя [Текст]/ А.В. Егоров, В.Н. Егоров, В.Н. Белогусев; заявитель и патентообладатель А.В. Егоров, В.Н. Егоров, В.Н. Белогусев. Заявл. 03.07.2008; опубл. 27.07.2011, Бюл. №21.
50. Пат. 2507493 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Метод измерения мощности потерь энергии в подшипниках качения [Текст]/ А.В. Егоров; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «ПГТУ». Заявл. 23.05.2012; опубл. 20.02.2014, Бюл. №5.
51. Касаткин, А.С. Электротехника: Учебное пособие для вузов/ Касаткин А.С., Немцов М.В. - 4-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 440 с.
52. Егоров, А.В. Инерционный метод оценки энергетической эффективности зубчатых редукторов машин лесного комплекса/ А.В. Егоров, С.В. Зверев// Вестник МарГТУ. Серия Лес. Экология. Природопользование. – Йошкар-Ола, 2010. - №3 - С.61-69.
53. Егоров, А.В. Инерционный метод оценки мощности механических потерь в асинхронном зубчатом электроприводе/ А.В. Егоров, В.Н. Белогусев, С.В. Зверев// Ремонт. Восстановление. Модернизация. – Москва, 2011. - №6 - С.34-37.
54. Пат. 2444712 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Метод определения момента инерции зубчатого редуктора [Текст]/ А.В. Егоров, С.В. Зверев; заявитель и патентообладатель А.В. Егоров. Заявл. 19.11.2010; опубл. 10.03.2012, Бюл. №7.
55. Пат. 2507492 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Метод определения момента инерции ременных и цепных передач [Текст]/ А.В. Егоров, К.Э. Козлов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «ПГТУ». Заявл. 29.02.2012; опубл. 20.02.2014, Бюл. №5.

56. Егоров, А.В. Инерционный метод оценки энергетической эффективности асинхронного цепного электропривода/ А.В. Егоров, К.Э. Козлов// Вестник ижевского государственного технического университета – Ижевск, 2013. - №2 – С.21-27.
57. Егоров, А.В. Инерционный метод контроля качества цепных передач/ А.В. Егоров, К.Э. Козлов, В.Н. Белогусев// Политематический сетевой электронный журнал кубанского государственного аграрного университета – Краснодар, 2013. - №88 – С.140-154.
58. Пат. 2515172 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Метод определения момента инерции червячного редуктора [Текст]/ А.В. Егоров, А.В. Охотников; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «ПТУ». Заявл. 29.02.2012; опубл. 10.05.2014, Бюл. №13.
59. Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/ Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1984.-384 с.
60. Егоров, А.В. Момент инерции кривошипно-шатунного механизма рядных поршневых машин/ А.В. Егоров, С.В. Дмитриев, С.Г. Кузовков, Д.В. Кожин// Тракторы и сельскохозяйственные машины. Москва, 2010, №7. – С.22-24.
61. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. - М.: Издательство стандартов, 1981 - 54 с.; ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. - М.: Издательство стандартов, 1988 – 70 с.
62. Егоров, А.В. Момент инерции кривошипно-шатунного механизма V-образных поршневых машин/ А.В. Егоров, С.В. Дмитриев, С.Г. Кузовков, Д.В. Кожин// Автомобильная промышленность. Москва, 2010, №12. – С.17-19.

63. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.2. Динамика и конструирование/ В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995 – 319с.
64. Егоров, А.В. Бестормозные испытания двигателей внутреннего сгорания без демонтажа с транспортного средства/ А.В. Егоров// Контроль. Диагностика. – Москва, 2009. - №5 - С. 69-72.
65. Егоров, А.В. Бестормозной метод стендового определения момента инерции вращающихся масс двигателя внутреннего сгорания/ А.В. Егоров// Неразрушающий контроль и техническая диагностика. Тезисы докладов 18-й Всероссийской конференции с международным участием. Нижний Новгород, 2008. – С. 280-282.
66. Егоров, А.В. Бестормозные испытания двигателей внутреннего сгорания без демонтажа с транспортного средства/ А.В. Егоров// Контроль. Диагностика. – Москва, 2009. - №5 - С. 69-72.
67. Егоров, А.В. Метод бездемонтажных бестормозных испытаний двигателей мобильных машин/ А.В. Егоров// Грузовик: строительно-дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай. – Москва, 2009. - №9 - С. 43-45.
68. Пат. 2370741 Российская Федерация, МПК G01M1/10. Метод определения момента инерции двигателя внутреннего сгорания [Текст]/ А.В. Егоров, В.Н. Егоров ; Заявитель и патентообладатель А.В. Егоров, В.Н. Егоров. - №2008109278; заявл. 11.03.2008; опубл. 20.10.2009, Бюл. №29.
69. Пат. 2408000 Российская Федерация, МПК G01M1/10. Метод определения момента инерции двигателя внутреннего сгорания [Текст]/ А.В. Егоров, В.Н. Егоров, А.В. Машкин; Заявитель и патентообладатель А.В. Егоров, В.Н. Егоров., А.В. Машкин - №2008110456 ; заявл. 18.03.2008 ; опубл. 27.12.2010, Бюл. №36.

70. Егоров, А.В. Инерционный метод оценки энергетической эффективности колесных и гусеничных машин/ А.В. Егоров// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – Москва, 2011. - №6 - С. 18-21.
71. Пат. 2438107 Российская Федерация, МПК G01/M 1/00. Метод определения крутящего момента двигателя колесного транспортного средства [Текст]/ А.В. Егоров; заявитель и патентообладатель А.В. Егоров. Заявл. 02.12.2010; опубл. 27.12.2010, Бюл. №36.
72. Пат. 2451267 Российская Федерация, МПК G 01G19/00. Метод определения массы груза, перевозимого колесным транспортным средством [Текст]/ А.В. Егоров, Л.Е. Егорова; заявитель и патентообладатель А.В. Егоров. Заявл. 11.01.2011; опубл. 20.05.2012, Бюл. №14.
73. Егоров, А.В. Инерционный метод оценки энергетической эффективности гусеничных лесных машин/ А.В. Егоров// Вестник МарГТУ. Серия Лес. Экология. Природопользование. – Йошкар-Ола, 2011. - №2 - С. 55-60.
74. Пат. 2441210 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Метод определения крутящего момента двигателя гусеничного транспортного средства [Текст]/ А.В. Егоров; заявитель и патентообладатель А.В. Егоров. Заявл. 02.12.2010; опубл. 27.01.2012, Бюл. №3.
75. Пат. 2426977 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Метод определения момента инерции паротурбинных и газотурбинных установок [Текст]/ А.В. Егоров, В.Н. Егоров, С.В. Зверев; заявитель и патентообладатель А.В. Егоров, В.Н. Егоров, С.В. Зверев. Заявл. 14.07.2008; опубл. 20.08.2011, Бюл. №23.
76. Пат. 2419774 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Метод определения момента инерции гидравлических и пневматических двигателей [Текст]/ А.В. Егоров, В.Н. Егоров, М.А. Шишляков, А.М. Фоминых; заявитель и патентообладатель А.В. Егоров, В.Н. Егоров, М.А. Шишляков. Заявл. 23.07.2008; опубл. 27.05.2011, Бюл. №15.

77. Пат. 2460051 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Метод определения мощности резания материалов [Текст]/ А.В. Егоров; заявитель и патентообладатель А.В. Егоров. Заявл. 26.04.2011; опубл. 27.08.2012, Бюл. №24.
78. Гершман И.И., Пик О.К. Исследование развития и испарения топливной пленки // Тр. НАМИ. - 1965. -Вып.75. - С.3-29.
79. Глазунов, В.Н. Параметрический метод разрешения противоречий в технике / В. Н. Глазунов. - М.: Речной транспорт, 1990. - 150 с.
80. Жуковин А.Т. Время полного испарения капель топлива во впускной системе карбюраторного двигателя // Тр. Благовещенского с/х ин-та. - Хабаровск -1970.-Т.5,вып.3.-С.1-7.
81. Гусенков С. П., Няхлятян Е. Г. Методы и средства обеспечения надежности машин. М.: Наука, 1993. 238 с.
82. Дан П., Рей Д. Тепловые трубы. - М.: Энергия, 1979. - 272 с.
83. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.2. Динамика и конструирование/ В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995 – 319с.
84. Двигатели внутреннего сгорания. Т.1. Достижения в области развития ДВС / Серия «Итоги науки и техники». - М.: ВИНТИ, 1975. - 208 с.
85. Дефекты стали. Справ, изд. / Под ред. С. М. Новокщеновой, М. И. Виноград. М.: Металлургия, 1984. 199 с.
86. Гурвич А. К. и др. Неразрушающий контроль. Кн. 1. Общие вопросы. Контроль проникающими веществами. М.: Высшая школа, 1992. 242 с.
87. Дмитриевский А.В., Тюфяков А.С. Бензиновые двигатели / М.: Машиностроение. - 1986.-216 с.
88. Добровольский В. В., Горбань А.И. Влияние воздухообеспечения и теплового состояния камеры сгорания на переходные режимы двигателя 6 ЧН 25/34//ДВС. НИИИнформТяжМаш. 1973. Вып. 4-73-7. С. 1-7.

89. Добровольский В.В., Наливайко В.С. Улучшение переходных режимов работы судовых четырехтактных двигателей с наддувом // Судостроение и морские сооружения. Харьков, 1972. Вып. 18. С. 88-91.
90. Добромислов В. А., Румянцев С. В. Радиационная интроскопия. М.: Атомиздат, 1972. 352 с.
91. Довбета, Л.И. Основы теоретической метрологии : Учеб.пособие / Л. И. Довбета, В. В. Лячнев, Т. Н. Сирая ; Под ред. В. В. Лячнева. - СПб.: Изд-во СПбГУ, 1999. - 292 с.
92. Дорофеев А. Л., Казаманов Ю. Г. Электромагнитная дефектоскопия. М.: Машиностроение, 1980. 232 с.
93. Дорошук И.Н. Исследование дизель-генераторов судовой электростанции переменного тока ДГР 400/500 // ДВС. НИИИнформТяжМаш. 1972. Вып. 4-72-3. С. 14-19.
94. Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н. Трение и износ в экстремальных условиях. Справочник. М.: Машиностроение, 1986. 223 с.
95. Дьяченко Н.Х., Магидович Л.Е., Горелик Г. Б. Анализ рабочего процесса дизеля на переходных режимах методом теплового расчета с применением ЭЦВМ // Известия вузов. Машиностроение. 1969. № 10. С. 20-23.
96. Европейские стандарты, регламентирующие деятельность испытательных лабораторий, органов по сертификации и изготовителя при заявлении о соответствии продукции EN 45001, EN 45002, EN 45003, EN 45011, EN 45012, EN 45013, EN 45014. Москва, 1993.
97. Егоров Я.А., Спекторов Л.Г. К вопросу о смесеобразовании при впрыске бензина во впускной тракт двигателя // Сб. «Двигатели внутреннего сгорания». -Вып.27.-Харьков, 1978.-С.125-132.
98. Ермолов И. Н. Теория и практика ультразвукового контроля. М.: Машиностроение, 1981. 240 с.

99. Ерохов В.И. Системы впрыска топлива легковых автомобилей. – М. Транспорт, 2002 – 174 с.
100. Гупта А., Лилли Д., Сайред Н. Закрученные потоки: Пер. с англ. - М.: Мир, 1987.-588 с.
101. Ерохов В.И., Литвин Л.Я. Влияние некоторых факторов на образование топливной пленки во впускном трубопроводе карбюраторного двигателя // Сб. статей / НИИАТ. - 1974. - №8. - С.165-169.
102. Ершов А.И., Гухман Л.М. К вопросу интенсификации процессов тепло- и массообмена при взаимодействии газожидкостных систем // Инж.-физ. журн. -1966. - Т. 10, №4. - С.552-556.
103. Ефимов Н.А., Звонов В.А. Исследование влияния электрического поля на поверхностное натяжение бензинов при их истечении //Сб. «Двигатели внутреннего сгорания» / Харьков. - 1978. - №27. - с. 40-46.
104. Ефимов Н.А., Звонов В.А., Ефимова Л.Я. Исследование влияния характера прикладываемого напряжения на истечение бензина. - Электронная обработка материалов. — 1979. - № 1. - с.45-47.
105. Жуковин А.Т. Время полного испарения капель топлива во впускной системе карбюраторного двигателя // Тр. Благовещенского с/х ин-та. - Хабаровск -1970.-Т.5,вып.3.-С.1-7.
106. Жуковин А.Т. Исследование закономерностей, влияющих на смесеобразование и испарение легкого топлива: Дисс. ...канд. техн. наук /Благовещенский с/х ин-т. - Владивосток, 1971. - 189 с.
107. Гуторова, И.А. Стандартизация, метрология, сертификация : Учебно-практ. пособие / И. А. Гуторова. - М. : Приор, 2001. - 64 с.
108. Заявка Великобритании № 2 263 501. МПК F02M 31/125. НПК F1B. Заявл. 16.01.92. Оpubл. 28.07.93.
109. Заявка Великобритании № 2 319 561. МПК F 02M 31/13. Заявл. 26.11.96. Оpubл. 27.5.98.

110. Заявка Германии № 19 535 744. МПК F02M 53/06. Заявл. 26.09.95.
Опубл. 27.03.97.
111. Заявка Германии № 19 624 368. МПК F02M 53/02. Заявл. 19.6.96.
Опубл. 2.1.98.
112. Заявка Германии №19 707 764. МПК H05B 3/10. Заявл. 26.2.87.
Опубл. 4.9.97.
113. Земельман, М.А. Метрологические основы технических измерений / М. А. Земельман. - М. : Изд-во стандартов, 1991. - 228 с.
Исаев, Л.К. Метрология и стандартизация в сертификации : Учеб. пособие для вузов / Л. К. Исаев, В. Д. Малинский; Под ред. Л. К. Исаева. - М.: Изд-во стандартов, 1996. - 172 с.
114. Песков, Ю.А. Системы управления безопасностью в международном судоходстве : Учеб. пособие / Ю. А. Песков ; М-во транспорта России; Новороссийская гос. морская акад. - 2-е изд., перераб. и доп. - Новороссийск : НГМА, 2001. - 320 с.
115. Песков, Ю.А. Системы управления безопасностью в международном судоходстве (приложения и документальная база "СУБ") : Учеб. пособие / Ю. А. Песков ; М - во транспорта России; Новороссийская гос. морская акад. - 2-е изд., перераб. и доп. - Новороссийск : НГМА, 2001. - 146 с.
116. Иванов В. И., Белов В. М. Акусто-эмиссионный контроль сварки и сварных соединений. М.: Машиностроение, 1981. 84 с.
117. Измерения в промышленности: Справочник. В 3 кн. / Под ред. П. Профоса. Т. 1. Теоретические основы. - М.: Металлургия, 1990, 492 с.
118. Измерения в промышленности: Справочник. В 3 кн. / Под ред. П. Профоса. Т. 2. Способы измерения и аппаратура. М.: Металлургия, 1990, 384 с.
119. Ирисов А.С. Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследования. - М.: Гостоптехиздат, 1955. - 307 с.
120. Испытание магнитных материалов и систем / Под ред. А. Я.

- Шихина. М.: Энергоатомиздат, 1984. 376 с.
121. Испытание материалов. / Под ред. Х. Блюменауэра. М.: Металлургия, 1979, 446 с.
122. Испытательная техника: Справочник в 2 кн. / Под ред. В. В. Ключева, М.: Машиностроение, 1982, 528 с. (кн. 1); 559 с. (кн. 2).
123. Кабиров Р.К., Морозов К.А., Черняк Б.Я. Характеристики топливной пленки при внешнем смесеобразовании // Сб. тр. «Экономичность ДВС» / ВЗМИ. -1982.-С.56-62.
124. Кабиров Р.К., Морозов К.А., Черняк Б.Я. Характеристики топливной пленки при внешнем смесеобразовании // Сб. научн. тр. ВЗМИ «Токсичность ДВС». - М, 1982. - С.56-62.
125. Карпусь А.Т. Аэродинамика, потоки и движение жидкой фазы во впускном трубопроводе ДВС: Дисс. ... канд. техн. наук / Киевский автодорожный ин-т. -Киев, 1983.-186 с.
126. Касаткин А.С., Немцов М.В. Электротехника: Учебное пособие для вузов. - 4-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 440 с.
127. Квайт СМ., Менделевич Я.А., Чижков Ю.П. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей / М.: Машиностроение. - 1990. - 256 с.
128. Кирсанов В.И. Теория карбюрации. - М.: ОНТИ, 1935. - 217 с.
129. Китанин Э.Л., Пашенко Н.Н., Смирнов Ю.Г. Влияние частичной закрутки потока воздуха на характеристики системы пленочно-испарительного смесеобразования в ДВС // Тр. ЛПИ. - 1985. - №411. - С. 100-104.
130. Китанин Э.Л., Пашенко Н.Н., Смирнов Ю.Г. Исследование тепло- и мас-сообмена в системах пленочно-испарительного смесеобразования ДВС // Сб. научн. тр. ЛПИ «Рабочие процессы компрессоров и установок с ДВС». - 1983. -№394.-С.75-79.
131. Климов В.И. Вихревой карбюратор для двухтактных двигателей с

- искровым зажиганием //Сб. «Вихревой эффект и его промышленное применение»/ Куйбышев: КуАИ. - 1981. - С. 162-166.
132. Климов В.И. Исследование эффективности применения вихревого карбюраторного смесеобразования в двухтактных двигателях с искровым зажиганием //Сб. «Вихревой эффект и его промышленное применение»/Куйбышев: КуАИ. -1981.-С.166-170.
133. Ковалевский Е.С., Кончаковский В.А., Мельник Г.В. Экспериментальное исследование системы автоматического регулирования скорости дизель-генератора с газотурбинным наддувом //ДВС. НИИИнформТяжМаш. 1967. Вып. 4-67-4. С. 36-41.
134. Козловский В.В., Хавкин В.И. Исследование влияния жидкой фазы топлива во впускном трубопроводе на распределение смеси по цилиндрам двигателя. -В кн. «Рабочие процессы в ДВС» / Тезисы докладов Всесоюзн. научн. конф. в Москве 1-3 февр. 1978. -М., 1978. С. 111 - 113.
135. Конке Г.А. Влияние степени форсирования дизеля по среднему эффективному давлению на показатели переходных процессов дизель-генераторов // Вопросы совершенствования работы дизелей на неустановившихся режимах и при высокой форсировке. Сборник трудов ХабПИ. 1979. С. 19-28.
136. Конюхов, А.Г. Метрологическое обеспечение в приборостроении. Аспекты управления / А. Г. Конюхов. - М.: Изд-во стандартов, 1990. - 207 с.
137. Кора R.D. Control of Automotive Exhaust Emission by Modifications of the Carburetion System // SAE Techn. Pap. Ser. - 1966. - №660114. - 15 p
138. Корнеева, Т.В. Толковый словарь по метрологии, измерительной технике и управлению качеством. Основные термины: Около 7000 терминов / Т. В. Корнеева. - М. : Рус. яз., 1990. - 464 с.
139. Коси Т. и др. Волоконно-оптические датчики. Пер. с японского. Л.: Энергоатомиздат, 1990, 256 с.

140. Костин А.К., Миселев М.А., Пугачев Б.П. Выбор оптимального способа приема номинальной нагрузки легким быстроходным дизелем с турбонад-дувом //ДВС. НИИИнформТяжМаш. 1973. Вып. 4-73-7. С. 7-15.
141. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
142. Крауткремер Й., Крауткремер Г. Ультразвуковой контроль материалов: Справочник. М.: Металлургия, 1991. 752 с.
143. Крепе Л.И., Карташевич А.Н., Горелько В.М. Разработка и исследование системы автоматической подачи дополнительного воздуха на переходных режимах автотракторного дизеля с наддувом // Двигателестроение. 1984. № 2. С. 13-16.
144. Кривов В.Г., Синатов С.А., Орлов А.Н. Улучшение качества переходных процессов в дизелях с газотурбинным наддувом путем утилизации их отходящей теплоты // Двигателестроение. 1983. № 8. С. 3-7.
145. Круглов М.Г. Особенности газодинамики комбинированных двигателей внутреннего сгорания на неустановившихся режимах // Известия вузов. Машиностроение. 1978. № 3. С. 101-105.
146. Круглова С. П., Футорян А. Э., Гязовя Г. Н. Приборы времени. М.: Машиностроение, 1986, 272 с.
147. Кругов В.И., Данилов Ф.М. К оценке влияния газовых трактов на динамические качества транспортного дизеля с турбонаддувом // Известия вузов. Машиностроение. 1966. № 2. С. 113-118.
148. Кругов В.И., Шатров В.И. Некоторые результаты экспериментального исследования переходных процессов дизеля с турбонаддувом // Известия вузов. Машиностроение. 1965. № 12. С. 23-26.
149. Кузин, В.М. Ремонт комбинированных приборов : Справочник / В. М. Кузин, О. В. Кузина. - М. : Радио и связь, 1999. - 264 с.

150. Кузнецов Т.Ф., Погребняк В.В., Соболев В.Н., Турчак Е.В. Исследование дополнительного разгона турбокомпрессора ТК 34 с двигателем 1 ОД 100 // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, 1970. Вып. 12. С. 56-64.
151. Кузнецов, В.А. Основы метрологии : Учеб.пособие для вузов / В. А. Кузнецов, Г. В. Ялунина ; Под ред. В. А.Кузнецова. - М.: Изд-во стандартов, 1995. - 280 с.
152. Ланге Ю. В. Акустические низкочастотные методы и средства контроля многослойных конструкций. М.: Машиностроение, 1991. 272 с.
153. Ландсберг Т. С. Оптика. М.: Наука, 1990, 928 с.
154. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. - ЗВЛ: Машиностроение, 1969. - 364 с.
155. Леонов Б. И., Соснин Ф. Р., Валуев Н. П. Неразрушающий контроль. М.: Знание, 1985. 64 с.
156. Леонов И.В., Галеев В.Л. Исследование возможности улучшения системы воздухообеспечения дизеля с турбонаддувом // Известия вузов. Машиностроение. 1980. № 4. С. 98-103.
157. Леонов О.Б., Леонов И.В., Галеев В.Л. Влияние набрасываемой нагрузки на начальное ускорение ротора турбокомпрессора // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, 1980. Вып. 32. С. 112-115.
158. Леонов О.Б., Мануйлов Н.Н. Нагрузка деталей кривошипно-шатунного механизма на неустановившихся режимах работы дизеля // Развитие комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1974. С. 63-71.
159. Литвин Л.Я. Особенности рабочего процесса двигателей с искровым зажиганием при повышенной турбулентности заряда // Двигателестроение. — 1987. -№11.-С.7-9.
160. Лифиц, И.М. Основы стандартизации, метрологии, сертификации : Учебник для вузов / И. М. Лифиц. - М. : Юрайт, 1999. - 285 с.

161. Лихачев В.С. Испытания тракторов. - М.: Машиностроение, 1974.-288 с.: ил.
162. Лобынцев Ю.И. Критический анализ систем карбюрации автомобилей и пути их совершенствования. - М.: НИИНАВТОПРОМ, 1976. — 89 с.
163. Лобынцев Ю.И. Подача топлива и воздуха карбюраторными системами двигателей. -М.: Машиностроение, 1981.- 143 с.
164. Лозовский В. Н. и др. Диагностика авиационных деталей. М.: Машиностроение, 1988. 280 с.
165. Ломовский В.А. Впрыск топлива в транспортные двигатели с принудительным зажиганием. - М.: Гос. н.-т- изд-во машиностроит. лит-ры, 1958.- 75 с.
166. Лоскутов А.С. Испытания двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие/ А.С. Лоскутов, А.Н. Григорьев, Д.В. Кожин. – Йошкар-Ола: Марийский государственный технический университет, 2007. – 136с., Райков И.Я. Испытания ДВС.-М.: Высшая школа, 1975.-320 с.
167. Малинский В. Д., Бегларян В. Х., Ду-бицкий Л. Г. Испытания аппаратуры и средств измерений на воздействие внешних факторов: Справочник. М.: Машиностроение, 1993. 576 с.
168. Матнс И. Г. Электроемкостные преобразователи для неразрушающего контроля. Рига: Зинатне, 1982. 304 с.
169. Меркулов А.П., Стенгач С.Д. Безмоторные исследования вихревого карбюратора //Тр. Куйбышевского авиац. ин-та. - 1969. - Вып.37. - С. 137-146.
170. Меркулов А.П., Стенгач С.Д. Исследование влияния вихревого карбюраторного смесеобразования на показатели работы двигателя ГАЗ-24Д // Тр. Куйбышевского авиац. ин-та. - 1973. - Вып.56. - С.117-125.
171. Мехтиев Р.И., Талыбов М.А., Алиев А.А. Экспериментальное исследование показателей двигателя с впрыском бензина при

- различных давлениях и моментах подачи топлива // За технический прогресс. - 1972. - № 1. - С.40-42.
172. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. Изд. 2-е. М.: Наука, 1981, 503 с.
173. Моисейчик А.Н. Пусковые качества карбюраторных двигателей. - М.: Машиностроение, 1968. — 136 с.
174. Морин М.М., Рещиков В.Ф., Юшин СИ. Дробление капли топлива во впускном тракте ДВС вследствие ее вращения // Сб. тр. «Экономичность ДВС» / ВЗМИ.-1982.-С.81-85.
175. Морин М.М., Шанин Е.И., Зубин А.В., Силаев СИ. Движение капли топлива в потоке горючей смеси // Сб. тр. «Экономичность ДВС» / ВЗМИ. - 1982. -С.86-97.
176. Морозов К.А., Бенедиктов А.Р. Сербии В.П. О распылении топливной пленки в зоне дроссельной заслонки // Изв. ВУЗов. Машиностроение. - 1978. -№3.-с.86-89.
177. Морозов К.А., Бенедиктов А.Р., Нигин М.В. Некоторые особенности смесеобразования при впрыске бензина // Тр. МАДИ. - Вып.96. - С.12-19.
178. Морозов К.А., Матюхин Л.М. Структура и распределение смеси по цилиндрам при различной интенсивности подогрева впускного трубопровода // Тр. МАДИ. - 1974. - Вып.96. - С.24-30.
179. Морозов К.А., Потоскуев С.Н. О методике исследования процессов смешения паров бензина с потоком воздуха // Тр. МАДИ.- 1978. - Вып.162. - С.110-112.
180. Морозов К.А., Черняк Б.Я., Сорюс А.Ф. Определение количественных характеристик структуры потока смеси // Тр. ЦНИТА. - 1973. - Вып. 56. - С.30-35.
181. Мурашев О.Д. Влияние объема выпускной системы на переходные процессы тепловозного двигателя // Тепловозы и тепловозные двигатели. Труды ХИИТ. 1968. Вып. 104. С. 26-33.

182. Мурашев О.Д. Переходные процессы четырехтактного тепловозного дизеля // Тепловозы и тепловозные двигатели. Труды ХИИТ. 1968. Вып. 104. С. 22-26.
183. Надежность и эффективность в технике: Справочник. В 10 томах. Т. 9. Техническая диагностика. / Под ред. В. В. Ключева. М.: Машиностроение, 1987, 352 с.
184. Надежность и эффективность в технике: Справочник. В 10 томах. Т. 9. Техническая диагностика / Под ред. В. В. Ключева, М.: Машиностроение, 1987, 352 с.
185. Назаров, Н.Г. Метрология: Основные понятия и математические модели : Учеб. пособие для вузов / Н. Г. Назаров. - М.: Высш. шк., 2002. - 348 с.
186. Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XI Международной научно-практической конференции. Владимирский государственный университет. – Владимир. 2008. – 459с.
187. Неразрушающие методы контроля сварных соединений / С. В. Румянцев, В. А. Добромислов, О. И. Борисов, Н. Т. Назаров. М.: Машиностроение, 1976. 335 с.
188. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник / В. В. Ключев, Ф. Р. Соснин, В. Н. Филинов и др.; Под ред. В. В. Ключева. М.: Машиностроение, 1995. 488 с
189. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник / В. В. Ключев, Ф. Р. Филинов и др.; Под ред. В. В. Ключева. - М.: Машиностроение, 1995. - 488 с, ил.
190. Неразрушающий контроль с источниками высоких энергий / В. В. Ключев, Ф. Р. Соснин и др. М.: Энергоатомиздат, 1989. 176 с.
191. Неразрушающий контроль. В 5-кн.: Практ. пособие / Под ред. В. В. Сухорукова. М.: Высшая школа. 1991-1993.

192. Никольский Н.К., Касьянов А.В. Исследование выпускной системы дизеля 8 ЧН 26/26 с преобразователями импульсов // ДВС. НИИИнформТяжМаш. 1972. Вып. 4-72-18. С. 1-7.
193. Нисимура Ю.И. др. Запаздывание потоков в системе топливоподачи бензинового двигателя // Найнэн Кикан. - 1980. - т. 19, №9. - С.9-18. (Пер. с японск. ВЦП №83/16769).
194. Основные понятия метрологии, стандартизации и сертификации : Научно-терминологический справочник / Автор сост.: И. П. Данилов; Гос. ком. РФ по высш. образ; Чувашский гос.ун-т им. И.Н. Ульянова. - Чебоксары: Изд-во при Чувашском ун-те, 1994. - 192 с.
195. Основы метрологии и электрические измерения : Учебник для вузов / Б.Я.Авдеев, Е.М.Антонюк, Е.М.Душин и др.; Под ред. Е. М. Душина. - 6-е изд., перераб.и доп. - Л. : Энергоатомиздат, 1987. - 480 с.
196. Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана //Под редакцией Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова – М.:МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 572 с.
197. Острейковский В. А. Многофакторные испытания на надежность. М.: Энергия, 1978. 152 с.
198. Пажи Д.Г., Галустов В.С. Основы техники распыливания жидкостей. -М.: Химия, 1984.-254 с.
199. Пархоменко П. П., Согомонян А. С. Основы технической диагностики. М: Энергия, 1981, 320 с.
200. <http://www.svaltera.ua/press-center/articles/4341.php> по состоянию на 27 января 2015 г.
201. www.fips.ru по состоянию на 27 января 2015 г.
202. www.diss.rsl.ru по состоянию на 27 января 2015 г.

«СОГЛАСОВАНО»

«УТВЕРЖДАЮ»

ГЛАВНЫЙ ИНЖЕНЕР
ООО «ПОВОЛЖСКИЙ ЦЕНТР
НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ»

НОСОВ М.А.
«10» марта 2015 г.

ДИРЕКТОР
ООО «ПОВОЛЖСКИЙ ЦЕНТР
НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ»

ЗАВГОРОДНИЙ Э.Ю.
«10» марта 2015 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и
технологических работ

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы
ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И
ПРИВОДОВ НА ИХ ОСНОВЕ
(наименование темы)

выполненной ЕГОРОВ АЛЕКСЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ

(ф.и.о. исполнителя, наименование кафедры)

Кафедра ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
внедрены на ООО «ПОВОЛЖСКИЙ ЦЕНТР НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ»

Вид внедренных результатов ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И МЕХАНИЧЕСКИХ
ПРИВОДОВ

эксплуатация (изделия, работы, технологии), производство (изделия, работы, технологии) и др.

28. Характеристика масштаба внедрения ОСНАЩЕНИЕ ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА СБОРКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И
МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫМИ КОМПЛЕКСАМИ,
РЕАЛИЗУЮЩИМИ ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И МЕХАНИЧЕСКИХ
ПРИВОДОВ

29. Форма внедрения ТЕХНОЛОГИЯ КОНТРОЛЯ

30. Новизна результатов научно-исследовательских работ ПРИНЦИПИАЛЬНО НОВЫЕ
(пионерские, принципиально новые, качественно новые, модификация, модернизация старых разработок)

31. Опытнo-промышленная проверка ПОДТВЕРЖДЕНА ПРОТОКОЛАМИ ИСПЫТАНИЙ
ВНЕДРЯЕМЫХ МЕТОДОВ

32. Внедрены: в промышленное производство ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ

33. Годовой экономический эффект

Ожидаемый —

Фактический —

34. Удельная экономическая эффективность внедренных результатов —

35. Объем внедрения —

что составляет — от объема внедрения, положенного в основу расчета

гарантированного экономического эффекта, рассчитанного по окончании НИР

36. Социальный и научно-технический эффект ПОЛУЧЕНИЕ НОВЫХ ЗНАНИЙ О
ЗАВИСИМОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ОТ
КАЧЕСТВА СБОРКИ

(охрана окружающей среды, недр; улучшение и оздоровление условий труда; специального назначения и т.п.)

От исполнителя

Автор разработанных методов контроля

Егоров А.В.

Заместитель директора по научной работе
Института механики и машиностроения
Поволжского государственного техноло-
гического университета

Багаутдинов И.Н.

«СОГЛАСОВАНО»

«УТВЕРЖДАЮ»

ГЛАВНЫЙ ИНЖЕНЕР
ООО «ИНСТИТУТ ПЕРСПЕКТИВНЫХ
ТЕХНОЛОГИЙ»

ДИРЕКТОР
ООО «ИНСТИТУТ ПЕРСПЕКТИВНЫХ
ТЕХНОЛОГИЙ»

СМИКУЛИС Ю.Е.

ЗВЕРЕВ С.В.

«20» марта 2015 г.

«20» марта 2015 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и
технологических работ

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы
ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И
ПРИВОДОВ НА ИХ ОСНОВЕ
(наименование темы)

выполненной ЕГОРОВ АЛЕКСЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ

(ф.и.о. исполнителя, наименование кафедры)

Кафедра ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
внедрены на ООО «ИНСТИТУТ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»

Вид внедренных результатов ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

эксплуатация (изделия, работы, технологии), производство (изделия, работы, технологии) и др.

19. Характеристика масштаба внедрения ОСНАЩЕНИЕ ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА СБОРКИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ АППАРАТНО-
ПРОГРАММНЫМ КОМПЛЕКСОМ, РЕАЛИЗУЮЩИМ ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ
КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.

20. Форма внедрения ТЕХНОЛОГИЯ КОНТРОЛЯ

методика (метод)

21. Новизна результатов научно-исследовательских работ ПРИНЦИПИАЛЬНО НОВЫЕ
(пионерские, принципиально новые, качественно новые, модификация, модернизация старых разработок)

22. Опытно-промышленная проверка ПОДТВЕРЖДЕНА ПРОТОКОЛАМИ ИСПЫТАНИЙ
ВНЕДРЯЕМЫХ МЕТОДОВ

23. Внедрены: в промышленное производство ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
КОНТРОЛЯ

24. Годовой экономический эффект

Ожидаемый —

Фактический —

25. Удельная экономическая эффективность внедренных результатов —

26. Объем внедрения —

что составляет — от объема внедрения, положенного в основу расчета
гарантированного экономического эффекта, рассчитанного по окончании НИР

27. Социальный и научно-технический эффект ПОЛУЧЕНИЕ НОВЫХ ЗНАНИЙ О
ЗАВИСИМОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ ОТ
КАЧЕСТВА СБОРКИ

(охрана окружающей среды, недр; улучшение и оздоровление условий труда; специального назначения и т.п.)

От исполнителя

Автор разработанных методов контроля

Егоров А.В.

Заместитель директора по научной работе
Института механики и машиностроения
Поволжского государственного техноло-
гического университета

Багаутдинов И.Н.

«СОГЛАСОВАНО»

«УТВЕРЖДАЮ»

ГЛАВНЫЙ ИНЖЕНЕР
ЗАО «ТРАНССЕЛЬХОЗТЕХНИКА»

МЯСНИКОВ П.В.
«27» февраля 2015 г.

ДИРЕКТОР
ЗАО «ТРАНССЕЛЬХОЗТЕХНИКА»

МЯСНИКОВ В.Н.
«27» февраля 2015 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и
технологических работ

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы
ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И
ПРИВОДОВ НА ИХ ОСНОВЕ
(наименование темы)

выполненной ЕГОРОВ АЛЕКСЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ
(ф.и.о. исполнителя, наименование кафедры)

Кафедра ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
внедрены на ЗАО «ТРАНССЕЛЬХОЗТЕХНИКА»

Вид внедренных результатов МЕТОД КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН
эксплуатация (изделия, работы, технологии), производство (изделия, работы, технологии) и др.

10. Характеристика масштаба внедрения ОСНАЩЕНИЕ ПОСТА ТЕХНИЧЕСКОГО
ОБСЛУЖИВАНИЯ И ТЕКУЩЕГО РЕМОНТА КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ
МАШИН АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫМ КОМПЛЕКСОМ, РЕАЛИЗУЮЩИМ
ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

11. Форма внедрения ТЕХНОЛОГИЯ КОНТРОЛЯ
методика (метод)

12. Новизна результатов научно-исследовательских работ ПРИНЦИПИАЛЬНО НОВЫЕ
(пионерские, принципиально новые, качественно новые, модификация, модернизация старых разработок)

13. Опытнo-промышленная проверка ПОДТВЕРЖДЕНА ПРОТОКОЛАМИ ИСПЫТАНИЙ
ВНЕДРЯЕМЫХ МЕТОДОВ

14. Внедрены: в промышленное производство ОТДЕЛА ТЕХНИЧЕСКОГО
ОБСЛУЖИВАНИЯ И ТЕКУЩЕГО РЕМОНТА

15. Годовой экономический эффект

Ожидаемый —

Фактический —

16. Удельная экономическая эффективность внедренных результатов —

17. Объем внедрения —

что составляет — от объема внедрения, положенного в основу расчета
гарантированного экономического эффекта, рассчитанного по окончании НИР

18. Социальный и научно-технический эффект ПОЛУЧЕНИЕ НОВЫХ ЗНАНИЙ О
ЗАВИСИМОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ОТ НАРАБОТКИ

(охрана окружающей среды, недр; улучшение и оздоровление условий труда; специального назначения и т.п.)

От исполнителя

Автор разработанных методов контроля

Егоров А.В.

Заместитель директора по научной работе
Института механики и машиностроения
Поволжского государственного техноло-
гического университета

Багаутдинов И.Н.

«СОГЛАСОВАНО»

«УТВЕРЖДАЮ»

ЗАМЕСТИТЕЛЬ ДИРЕКТОРА ПО УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ РАБОТЕ ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

ДИРЕКТОР ИНСТИТУТА МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ ПОВОЛЖСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

ЕГОРОВ А.В.

ГРЯЗИН В.А. «20» января 2015 г.

«20» января 2015 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ

Настоящим актом подтверждается, что результаты диссертационной работы

ДИНАМИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПРИВОДОВ НА ИХ ОСНОВЕ

(наименование темы)

выполненной ЕГОРОВ АЛЕКСЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ

(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 ТЕОРИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПРИВОДОВ НА ИХ ОСНОВЕ

эксплуатация (изделия, работы, технологии), производство (изделия, работы, технологии) и др.

1. Характеристика масштаба внедрения МАГИСТЕРСКАЯ ПРОГРАММА «ТЕХНОЛОГИИ ДИНАМИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ НЕФТЕГАЗОВОГО И ЭНЕРГОМАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСОВ» ПО НАПРАВЛЕНИЮ 150402 «ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ»
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, ОБЛАДАЮЩИМИ КОМПЕТЕНЦИЯМИ В ОБЛАСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НОВЫХ МЕТОДОВ И СРЕДСТВ ДИНАМИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ВРАЩАЮЩИХСЯ СИСТЕМ

(охрана окружающей среды, недр; улучшение и оздоровление условий труда; специального назначения и т.п.)

От исполнителя

Автор разработанных методов контроля

Заведующий кафедрой ТТМ

Егоров А.В.

Павлов А.И.