

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

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Поволжский государственный технологический университет» и федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет»

Научный консультант: **Безбородов Юрий Николаевич**
Доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Глухов Владимир Иванович**, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Омский государственный технический университет», заведующий кафедрой метрологии и приборостроения

Мурыгин Александр Владимирович, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева», заведующий кафедрой информационно-управляющих систем

Данилевич Сергей Борисович, доктор технических наук, профессор, ФГАОУ ДПО «Академия стандартизации, метрологии и сертификации», профессор.

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»

Защита диссертации состоится «15» декабря 2015 г. в 15:00 на заседание диссертационного совета Д212.269.09 при ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» по адресу: 634028, г. Томск, ул. Савиных, 7, ауд.215, e-mail: tvn@tpu.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» и на сайте: <http://portal.tpu.ru/council/916/worklist>

Автореферат разослан «10» сентября 2015 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность рассматриваемой проблемы.

Интенсивное развитие рынка машиностроительной продукции в Российской Федерации и создание равных конкурентных условий между отечественными и иностранными производителями машиностроительной продукции на отечественном рынке 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. Причиной такой ситуации 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 определить реальные механические параметры приводных двигателей вращательного действия, что, в свою очередь, ведет к невозможности учета реальных параметров механических передач вращательного действия и создаваемых на их базе самоходных колесных и гусеничных машин и пр. 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 средств контроля стала возможная 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.

Степень разработанности темы. Контролю механических параметров двигателей вращательного действия и приводов на их основе посвящено значительное количество работ отечественных и зарубежных ученых и исследователей. Особое внимание в них уделено контролю влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на механические параметры двигателей.

В области исследования и контроля 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 исследования и контроля 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 исследования и контроля параметров гидравлических двигателей и гидропривода можно выделить Б.Н. Чумаченко, А.Ю. Авдюшенко, Д.Р. Волков и др.

В области исследования и контроля 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, посвященные исследованиям двигателей вращательного действия выполнены на базе традиционных тормозных (тензометрических) средств измерений. Вопросам развития новых методов и средств контроля 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 определение крутящего момента происходит с относительно большой дискретностью, что связано со временем, необходимым для восстановления упругодеформированного состояния тензоэлемента. Кроме того, имеют место сложности, связанные со снятием сигнала с тензоэлемента, а также дороговизна измерительной аппаратуры.

Таким образом, выявленные недостатки существующего 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 новой методологии 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 (Патенты РФ №2370741, 2408000).
2. Разработан метод контроля механических параметров газотурбинных и паротурбинных двигателей вращательного действия (Патент РФ № 2426977).
3. Разработан метод контроля механических параметров электрических двигателей вращательного действия (Патент РФ № 2425342).
4. Разработан метод контроля механических параметров гидравлических и пневматических двигателей вращательного действия (Патент РФ №2419774).
5. Разработан метод контроля механических параметров подшипников (Патент РФ № 2507493).
6. Разработан метод контроля механических параметров зубчатых передач вращательного действия (Патент РФ № 2444712).
7. Разработан метод контроля механических параметров червячных передач вращательного действия (Патент РФ № 2515172).
8. Разработан метод контроля механических параметров ременных и цепных передач вращательного действия (Патент РФ № 2507492).
9. Разработан метод контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных машин (Патент РФ № 2438107).
10. Разработан метод контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных гусеничных машин (Патент РФ № 2441210).

Теоретическая и практическая значимость работы.

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»Полус» (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 32 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.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертационной работы, показана степень ее разработанности, сформулированы цели и задачи работы, определены основные положения, выносимые на защиту, показана новизна и практическая значимость полученных результатов.

В первой главе проведен анализ существующего уровня развития методов и средств контроля механических параметров двигателей вращательного действия и механических передач. Выявлены противоречия, сформулированы цели и поставлены задачи исследования, показаны возможности использования свойства инерция для исследования механических параметров динамических поступательных и вращательных систем. Полученные результаты важны при разработке методов динамического контроля механических параметров двигателей вращательного действия.

Вторая глава посвящена разработке динамического метода контроля механических параметров двигателей вращательного действия на примере асинхронного электрического двигателя,

В рамках широко применяемого тормозного (тензометрического) метода контроля механическая характеристика (крутящий момент M) двигателей вращательного действия определяется на основе измерения усилия F , упруго скручивающего вал отбора мощности радиусом r , в соответствие с зависимостью:

$$M=Fr \quad (1)$$

Однако в тоже время механическая характеристика может быть определена как произведение момента инерции вращающихся масс J и углового ускорения системы вращающихся масс ε в соответствие с зависимостью:

$$M=J\varepsilon \quad (2)$$

В выражении (2) момент инерции вращающихся масс величина положительная и согласно результатам тензометрического контроля механическая характеристика двигателя вращательного действия также величина положительная. Из чего следует, что и угловое ускорение системы вращающихся масс должно быть величиной положительной, однако это бы говорило о том, что система вращающихся масс должна постоянно ускоряться и пойти в разнос.

Исходя из вышеизложенного напрашивается вывод, что тормозные (тензометрические) средства контроля механических параметров двигателей вращательного действия определяют некоторое среднее значение крутящего момента, не позволяют выявить реальный характер изменения крутящего момента (вынуждающей силы) и не учитывают изменение приведенного к оси вращения вала отбора мощности момента инерции вращающихся масс некоторых видов двигателей вращательного действия.

Свободными от вышеназванных недостатков являются методы динамического контроля механических параметров двигателей вращательного действия (Патенты на изобретения РФ №2370741, 2408000, 2419774, 2425342, 2426977).

Суть методов поясним на примере метода динамического контроля механических параметров асинхронных электрических двигателей (рисунок 1).

Предположим, что вал отбора мощности электродвигателя соединен с потребителем через предохранительно-соединительное устройство.

Реализуется метод следующим образом: из муфты, содержащей элементы 4-6, вынимаются скрепляющие устройства, и удаляется диск 5 (рисунок 1). Асинхронный электрический двигатель (далее двигатель) 2 запускается и угловая скорость вала двигателя 3 доводится до номинальной, при этом определяется угловое ускорение $\varepsilon_1(\omega)$ вала двигателя на конкретной угловой скорости ω , с помощью энкодера, при этом крутящий момент, прикладываемый к валу электрического двигателя со стороны магнитного поля при угловой скорости ω :

$$M(\omega) = k_{nom}(\omega) \cdot J_{a\partial d} \cdot \varepsilon_1(\omega) \quad (3)$$

где $k_{nom}(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери (на вентиляцию и трение в подшипниках) и электромагнитные потери в роторе (магнитные, электрические и добавочные) при угловой скорости вала двигателя ω , $J_{a\partial d}$ - 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:

$$k_{nom}(\omega) = (1 + k_1(\omega) + k_2(\omega)) , \quad (4)$$

где $k_1(\omega)$ - коэффициент, характеризующий механические потери (на трение в подшипниках) при угловой скорости вала двигателя ω ; $k_2(\omega)$ - коэффициент, характеризующий электромагнитные потери в роторе (магнитных, электрических и добавочных, которые 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 .

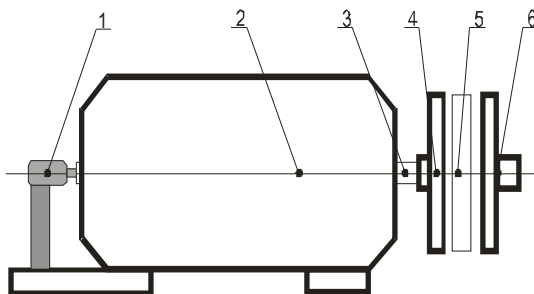


Рисунок 1. Асинхронный электрический двигатель с энкодером: 1- энкодер; 2 – асинхронный электрический двигатель; 3 – вал двигателя; 4 - первая полумуфта, 5 – диск; 6 - вторая полумуфта.

Далее двигатель останавливается, на первую полумуфту 4 вала двигателя 3 с помощью крепежных элементов закрепляется диск 5, обладающий моментом инерции J_3 . Двигатель 2 запускается и угловая скорость системы «выходной вал, первая полумуфта и диск» доводится до номинальной, определяется зависимость углового ускорения системы «выходной вал, первая полумуфта и диск» от угловой скорости $\varepsilon_0(\omega)$. Крутящий момент, прикладываемый со стороны магнитного поля к валу электрического двигателя с надетым на него диском 5 при угловой скорости вала электрического двигателя ω имеет следующий вид:

$$M(\omega) = (k_{nom}(\omega) \cdot J_{aэд} + J_3) \cdot \varepsilon_0(\omega) \quad (5)$$

Поскольку механическая характеристика двигателя остается неизменной при первом и втором запуске, то правые части выражений (3) и (5) можно приравнять и определить зависимость приведенного к оси вращения ротора момента инерции вращающихся масс асинхронного электрического двигателя с учетом коэффициента, характеризующего механические и электромагнитные потери при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nom}(\omega) \cdot J_{aэд} = J_{э} \cdot \frac{\varepsilon_0(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_0(\omega)} \quad (6)$$

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

$$J_{aэд} = J_{paэд} + J_{nod} + J_{вент}, \quad (7)$$

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

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

$$M_2(\omega) = J_{aэд} \cdot \varepsilon(\omega), \quad (8)$$

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

$$P_2(\omega) = M_2(\omega) \cdot \omega, \quad (9)$$

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

$$\eta_{\text{мех}}(\omega) = \frac{P_2(\omega)}{P_3(\omega)} = \frac{J_{\text{аэд}} \cdot \varepsilon(\omega) \cdot \omega}{(1 + k_1(\omega)) \cdot J_{\text{аэд}} \cdot \varepsilon(\omega) \cdot \omega} = \frac{1}{1 + k_1(\omega)}, \quad (10)$$

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 .

Разработанные динамические методы контроля механических параметров двигателей вращательного действия позволяют учитывать суммарные потери, возникающие при работе двигателя вращательного действия, а также угловые ускорения системы вращающихся масс. Такой подход позволяет контролировать не только абсолютные значения крутящего момента, но и диапазон колебаний крутящего момента и использовать его в уточненных теориях расчета механических передач вращательного действия.

Разработанные динамические методы и средства контроля механических параметров двигателей вращательного действия внедрены в практику работ лаборатории диагностики и испытаний ООО «Транссельхозтехника» (г.Москва) и учебный процесс ФГБОУ ВПО «ПГТУ».

В третьей главе разработаны динамические методы контроля механических параметров подшипников трения-качения, зубчатых, червячных, ременных и цепных передач.

В качестве примера раскроем суть динамического метода контроля механических параметров зубчатых передач.

В общем случае метод реализуется последовательным выполнением следующих действий:

Рассмотрим реализацию метода более подробно. На рисунке 2 представлена схема одноступенчатой зубчатой передачи с электроприводом от асинхронного электрического двигателя.

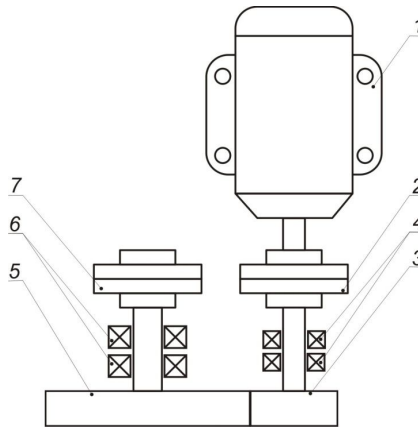


Рисунок 2. Схема одноступенчатой зубчатой передачи с приводом от асинхронного электрического двигателя: 1 – приводной асинхронный электрический двигатель; 2 – предохранительная муфта асинхронного электрического двигателя; 3 - быстроходный вал-шестерня; 4 – опорные подшипники быстроходного вала; 5 – тихоходный вал с надетым на него зубчатым колесом; 6 – опорные подшипники тихоходного вала; 7 - предохранительная муфта редуктора

На первом этапе контроль механической мощности асинхронного электрического двигателя осуществляется динамическим методом. По моменту инерции $J_{лмэ}$ предохранительной муфты асинхронного электрического двигателя 2, который определяется на основе расчета или экспериментально методом крутильных колебаний, находится момент инерции $J_{аэд}$ асинхронного электродвигателя 1 с учетом коэффициента, характеризующего механические и электромагнитные потери в роторе при угловой скорости ω вала двигателя согласно схеме, приведенной на рисунке 3.

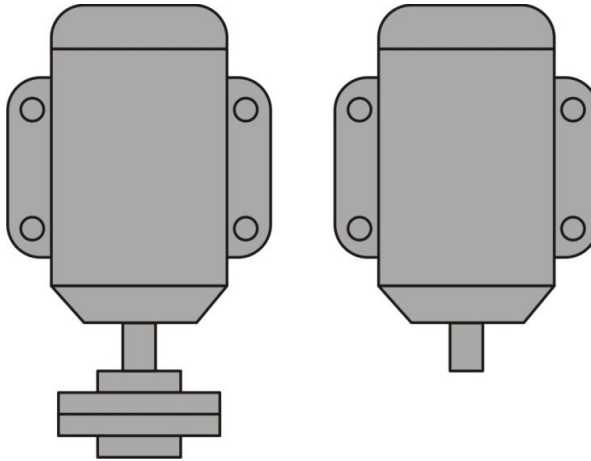


Рисунок 3. Схема контроля момента инерции ротора асинхронного электродвигателя с учетом потерь на трение в его опорах

Сначала производится определение ускорений ротора с установленной на выходном валу предохранительной муфтой электродвигателя $\varepsilon_2(\omega)$, 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

$$(J_{nm\dot{\varepsilon}} + k_{nom}(\omega)J_{a\dot{\varepsilon}0})\varepsilon_0(\omega) = k_{nom}(\omega)J_{a\dot{\varepsilon}0}\varepsilon_1(\omega). \quad (11)$$

Из (11) определяется произведение момента инерции ротора электродвигателя и коэффициента, характеризующего механические и электромагнитные потери в роторе, при угловой скорости ротора ω

$$k_{nom}(\omega)J_{a\dot{\varepsilon}0} = \frac{J_{nm\dot{\varepsilon}}\varepsilon_0(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_0(\omega)}. \quad (12)$$

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 4.

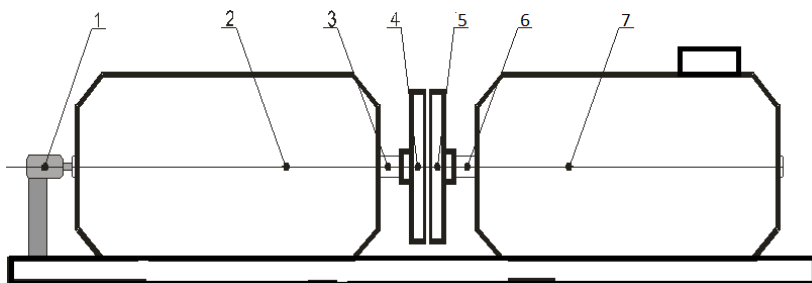


Рисунок 4. Схема соединения приводного и идентичного («двигатель 2») двигателя. 1 – энкодер; 2 – идентичный двигатель («двигатель 2»); 3 – вал идентичного асинхронного электрического двигателя; 4 – первая полумуфта; 5 – вторая полумуфта; 6 – вал приводного асинхронного электрического двигателя; 7 – приводной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

В случае подачи питающего напряжения на приводной двигатель 7 при его разгоне в нем возникнут как механические потери, характеризующиеся коэффициентом $k_1(\omega)$, так и добавочные потери, характеризующиеся коэффициентом $k_2(\omega)$. В тоже время в идентичном двигателе 2 возникнут только механические потери, характеризующиеся коэффициентом $k_1(\omega) = k_{nom}(\omega) - k_2(\omega)$.

Крутящий момент, развиваемый приводным двигателем 7:

$$M(\omega) = (k_{nom}(\omega)J_{a\partial\partial} + (k_{nom}(\omega) - k_2(\omega))J_{a\partial\partial}) \cdot \varepsilon_2(\omega) \quad (13)$$

Приравняв правые части уравнений (3) и (13) определяем значение

коэффициента $k_2(\omega)$, характеризующего добавочные потери при угловой скорости ω :

$$k_2(\omega) = k_{nom}(\omega) \frac{2\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{\varepsilon_2} \quad (14)$$

Подставляя (14) в (4) определяем значение коэффициента $k_1(\omega)$, характеризующего механические потери в роторе при угловой скорости ω :

$$k_1(\omega) = k_{nom}(\omega) \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} - 1 \quad (15)$$

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 2) с моментом инерции J_{nmz} , определяют момент инерции ротора асинхронного электродвигателя J_{pad} .

Крутящий момент при угловой скорости ω на выходе предохранительной муфты, электродвигателя 2 (рисунок 2) имеет вид:

$$M(\omega) = (k_{nom}(\omega) \cdot J_{pad} + J_{nmz}) \cdot \varepsilon_2(\omega). \quad (16)$$

На третьем этапе, разобрав редуктор и используя в качестве эталона предохранительную муфту электродвигателя 2 (рисунок 2) с моментом инерции J_{nmz} , методом крутильных колебаний (рисунок 5) определяются момент инерции вала-шестерни 3 J_{vsh} (рисунок 2).

На четвертом этапе редуктор собирается без тихоходного вала, а вал шестерни 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2 соединяется с выходным валом асинхронного электродвигателя 1 (рисунок 6) и определяются угловые ускорения $\varepsilon_3(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта электродвигателя 2 – вал-шестерня 3» при угловых скоростях ω . Крутящий момент системы вращающихся масс определяется по формуле

$$M(\omega) = (J_{\text{эд}} k_{\text{ном}}(\omega) + J_{\text{нмэ}} + J_{\text{вш}} k_{\text{номвш}}(\omega) + 2J_{\text{вш}}) \varepsilon_3(\omega), \quad (17)$$

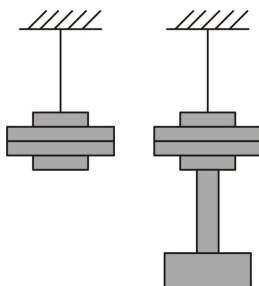


Рисунок 5. Схема контроля момента инерции вала-шестерни методом крутильных колебаний

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

$$k_{\text{номвш}}(\omega) = (1 + k_{\text{лвш}}(\omega)), \quad (18)$$

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

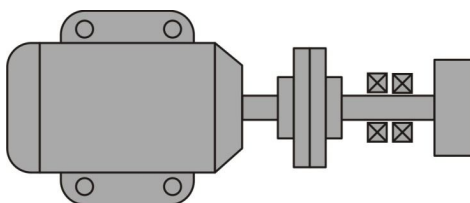


Рисунок 6. Схема контроля механических потерь на трение в подшипниках быстрогоходного вала шестерни

Приравнивая (16) и (17) с учетом (18) определяем коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах вала-шестерни при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{l_{вш}}(\omega) = \frac{1}{J_{вш}} \left[(J_{aэд} k_{nom}(\omega) + J_{нмэ}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_3(\omega)}{\varepsilon_3(\omega)} - 2 \cdot J_{пвш} - J_{вш} \right] \quad (19)$$

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

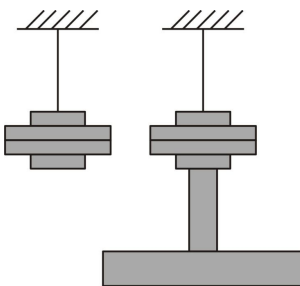


Рисунок 7. Схема контроля момента инерции тихоходного вала с надетым на него зубчатым колесом

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 8). 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

$$M(\omega) = (J_{aэд}k_{nom}(\omega) + J_{нмр} + J_{тв}k_{номтв}(\omega) + 2J_{нмв})\varepsilon_4(\omega), \quad (20)$$

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

$$k_{номтв}(\omega) = (1 + k_{1мв}(\omega)), \quad (21)$$

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

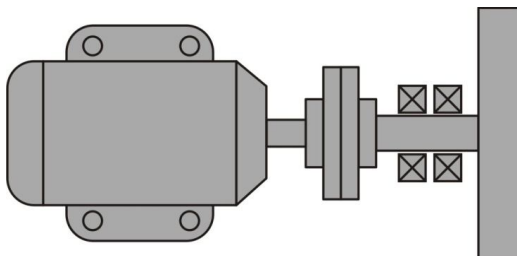


Рисунок 8. Схема контроля механических потерь в опорных подшипниках тихоходного вала

Заменим в выражении (16) для описываемого случая $J_{нмэ}$ на $J_{нмр}$.

Тогда приравнявая выражения (16) и (20) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в подшипниковых узлах тихоходного вала при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1мв}(\omega) = \frac{1}{J_{тв}} \left[(J_{aэд}k_{nom}(\omega) + J_{нмр}) \frac{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_4(\omega)}{\varepsilon_4(\omega)} - 2 \cdot J_{нмв} - J_{тв} \right]. \quad (22)$$

На седьмом этапе редуктор полностью собирается, 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, 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:

$$J_{np0}(\omega) \frac{\omega^2}{2} = [J_{aэд} k_{ном}(\omega) + J_{нмэ} + J_{ви} k_{номви}(\omega) + 2J_{нви}] \frac{\omega^2}{2} + [J_{нпр} + J_{тв} k_{номтв}(\omega) + 2J_{нтв}] \frac{\omega^2}{2i^2}; \quad (23)$$

$$J_{np0}(\omega) = [J_{aэд} k_{ном}(\omega) + J_{нмэ} + J_{ви} k_{номви}(\omega) + 2J_{нви}] + [J_{нпр} + J_{тв} k_{номтв}(\omega) + 2J_{нтв}] \frac{1}{i^2}; \quad (24)$$

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

$$M(\omega) = J_{np0}(\omega) k_{номзз}(\omega) \varepsilon_5(\omega), \quad (25)$$

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

$$k_{номзз}(\omega) = (1 + k_{1зз}(\omega)), \quad (26)$$

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

Приравнивая правые части выражения (16) и (25) с учетом (26) определяют коэффициент, характеризующий механические потери в зубчатом зацеплении при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{1m6}(\omega) = \frac{J_{a\partial} k_{nom}(\omega) \varepsilon_1(\omega)}{J_{np0}(\omega) \varepsilon_5(\omega)} - 1 \quad (27)$$

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

Результаты выполненных исследований позволили развить теорию зубчатых, червячных, ременных и цепных передач.

Динамические методы контроля зубчатых, червячных, ременных, цепных передач и их элементов защищены патентами на изобретения РФ №2444712, 2507492, 2507493, 2515172.

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

В четвертой главе» предложены подходы к совершенствованию методов контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия колесных и гусеничных машин.

Приведены результаты математического моделирования приведенного к оси вращения вала отбора мощности момента инерции вращающихся масс некоторых видов двигателей вращательного действия в зависимости от угла поворота вала отбора мощности.

Выявлено влияние величины дизаксиала на характер изменения приведенного к оси вращения вала отбора мощности момента инерции вращающихся масс в одноцилиндровом поршневом двигателе внутреннего сгорания.

Суть разработанных методов поясним на примере динамического метода контроля механических параметров двигателя вращательного действия самоходного колесного автотранспортного средства (рисунок 9).

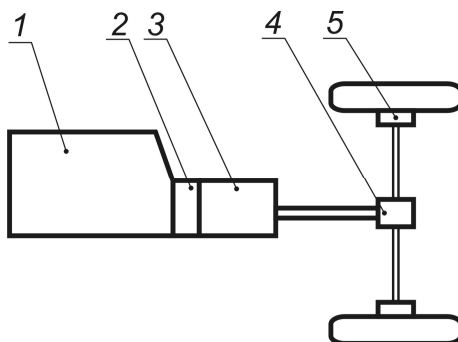


Рисунок 9. Кинематическая схема заднеприводного 4-х колесного автотранспортного средства: 1 – ДВС; 2 – сцепление; 3 – коробка перемены передач; 4 – главная передача; 5 – бортовой редуктор

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

$$J_{np}(\omega) \frac{\omega_{\partial\partial}^2}{2} = J_{\partial\partial} k_{ном\partial\partial}(\omega) \frac{\omega_{\partial\partial}^2}{2} + J_{mp} k_{номmp}(\omega) \frac{\omega_{\partial\partial}^2}{2} + J_{\Sigma_k} k_{номкол}(\omega) \frac{\omega_k^2}{2} + (m_a + m_{zp}) \frac{V_a^2}{2}, \quad (28)$$

где m_a - масса автомобиля;

m_{zp} - масса груза, перевозимого автомобилем;

$J_{np}(\omega)$ - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции двигающегося автотранспортного средства при угловой скорости вала двигателя ω ;

$J_{\partial\epsilon}$ - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции его двигающихся масс;

$k_{nom\partial\epsilon}(\omega)$ коэффициент, учитывающий потери в двигателе при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nom\partial\epsilon}(\omega) = (1 + k_{1\partial\epsilon}(\omega)), \quad (29)$$

где $k_{1\partial\epsilon}(\omega)$ - 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 :

$$k_{nommp}(\omega) = (1 + k_{1mp}(\omega)), \quad (30)$$

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

$J_{кол}$ - приведенный к оси вращения коленчатого вала двигателя момент инерции колес автомобиля;

$k_{nomкол}(\omega)$ коэффициент, учитывающий потери в колесах при угловой скорости вала двигателя ω :

$$k_{nomкол}(\omega) = (1 + k_{1кол}(\omega)), \quad (31)$$

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

Отсюда искомый приведенный момент инерции системы равен

$$J_{np}(\omega) = J_{\partial\delta} k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp} k_{номmp}(\omega) + J_{\Sigma_\kappa} k_{номкол}(\omega) \left(\frac{\omega_\kappa}{\omega_{\partial\delta}} \right)^2 + \frac{(m_a + m_{\varepsilon p}) V_a^2}{\omega_{\partial\delta}^2} . \quad (32)$$

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 (29) можно представить в виде

$$\begin{aligned} J_{np}(\omega) &= J_{\partial\delta} k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp} k_{номmp}(\omega) + \\ &J_{\Sigma_\kappa} k_{номкол}(\omega) \left(\frac{1}{k_{КПП} k_{ГП} k_{БР}} \right)^2 + \\ &\frac{(m_a + m_{\varepsilon p}) V_a^2}{\omega_{\partial\delta}^2} = J_{\partial\delta} k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp} k_{номmp}(\omega) + \\ &\left(J_{\Sigma_\kappa} k_{номкол}(\omega) + (m_a + m_{\varepsilon p}) r_{ш}^2 \right) \cdot \left(\frac{1}{k_{КПП} k_{ГП} k_{БР}} \right)^2. \end{aligned} \quad (33)$$

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

$$M(\omega) = J_{np}(\omega) \varepsilon(\omega) = \left[\frac{J_{\partial\delta} k_{ном\partial\delta}(\omega) + J_{mp} k_{номmp}(\omega) + \left(J_{\Sigma_\kappa} k_{номкол}(\omega) + (m_a + m_{\varepsilon p}) r_{ш}^2 \right)}{k_{КПП}^2 k_{ГП}^2 k_{БР}^2} \right] \varepsilon(\omega). \quad (34)$$

Крутящий момент при разгоне автомобиля с водителем при работе двигателя по внешней характеристике (при нажатом до упора акселераторе) при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \left[\frac{J_{\delta\delta} k_{\text{ном}\delta\delta}(\omega) + J_{\text{мр}} k_{\text{ном}\text{мр}}(\omega) + \left(\frac{J_{\Sigma_{\kappa}} k_{\text{ном}\text{кол}}(\omega) + m_a r_{\text{ш}}^2}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{ГП}}^2 k_{\text{БР}}^2} \right)}{1} \right] \varepsilon_1(\omega), \quad (35)$$

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 :

$$M(\omega) = \left[\frac{J_{\delta\delta} k_{\text{ном}\delta\delta}(\omega) + J_{\text{мр}} k_{\text{ном}\text{мр}}(\omega) + \left(\frac{J_{\Sigma_{\kappa}} k_{\text{ном}\text{кол}}(\omega) + (m_a + m_{\text{зр}}) r_{\text{ш}}^2}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{ГП}}^2 k_{\text{БР}}^2} \right)}{1} \right] \varepsilon_2(\omega), \quad (36)$$

где $\varepsilon_2(\omega)$ - угловое ускорение коленчатого вала двигателя при разгоне автомобиля с водителем и грузом массой $m_{\text{зр}}$.

Приравнявая (35) и (36), определяем сумму

$$J_{\delta\delta} k_{\text{ном}\delta\delta}(\omega) + J_{\text{мр}} k_{\text{ном}\text{мр}}(\omega) = \frac{m_{\text{зр}} r_{\text{ш}}^2}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{ГП}}^2 k_{\text{БР}}^2} \cdot \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} - \frac{J_{\Sigma_{\kappa}} k_{\text{ном}\text{кол}}(\omega) + m_a r_{\text{ш}}^2}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{ГП}}^2 k_{\text{БР}}^2}. \quad (37)$$

Подставляя (37) в (35), определяем значение крутящего момента, развиваемого двигателем при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \frac{m_{\text{зп}} r_{\text{ш}}^2}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{ГП}}^2 k_{\text{БР}}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega) \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (38)$$

Подставляя (37) в (36), определяем значение крутящего момента, развиваемого двигателем при угловой скорости вала двигателя ω :

$$M(\omega) = \frac{m_{\text{зп}} r_{\text{ш}}^2}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{ГП}}^2 k_{\text{БР}}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega) \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (39)$$

Полезная механическая мощность, развиваемая двигателем при угловой скорости вала ω :

$$N(\omega) = M(\omega) \omega = \frac{m_{\text{зп}} r_{\text{ш}}^2}{k_{\text{КПП}}^2 k_{\text{ГП}}^2 k_{\text{БР}}^2} \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega) \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} \omega. \quad (40)$$

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 двигателя при угловой скорости вала двигателя ω

$$\eta(\omega) = \frac{N(\omega)}{Q(\omega) q_m}. \quad (41)$$

Результаты выполненных исследований позволили развить теорию расчета колесных и гусеничных машин.

Динамические методы контроля механических параметров приводных двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин защищены патентами на изобретение РФ №2438107, 2441210, 2451267.

Разработанные динамические методы и средства бездемонтажного контроля механических параметров двигателей вращательного действия

внедрены в практику работ лаборатории диагностики и испытаний ООО «Поволжский центр неразрушающего контроля» (г.Йошкар-Ола) и учебный процесс ФГБОУ ВПО «ПГТУ».

В пятой главе «Информационно-измерительные комплексы динамического контроля механических параметров двигателей вращательного действия, механических передач, колесных и гусеничных машин» представлены информационно-измерительный комплекс динамического контроля механических параметров двигателей вращательного действия; информационно-измерительный комплекс динамического контроля механических параметров двигателей механических передач вращательного действия; информационно-измерительный комплекс динамического бездемонтажного контроля механических параметров двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин (рисунки 10-13).

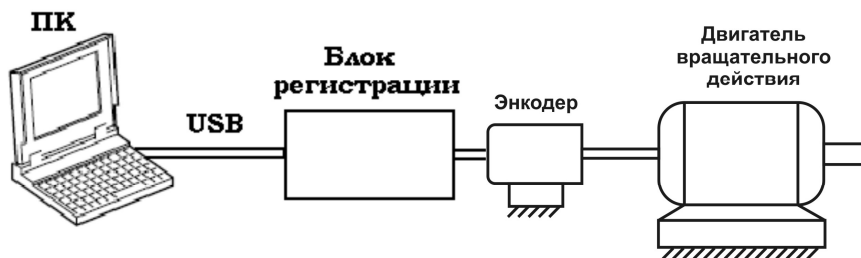


Рисунок 9. Информационно-измерительный комплекс динамического контроля механических параметров двигателей вращательного действия, механических передач, колесных и гусеничных машин.



Рисунок 10. Структура блока регистрации

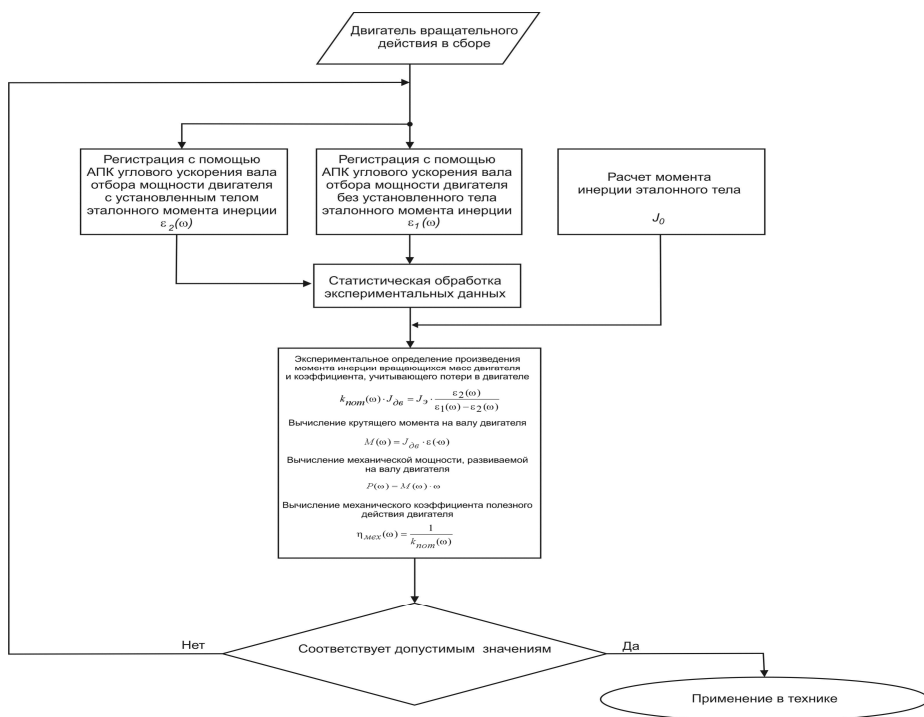


Рисунок 11. Блок-схема 1. Схема применения динамического метода контроля механических параметров двигателей вращательного действия.

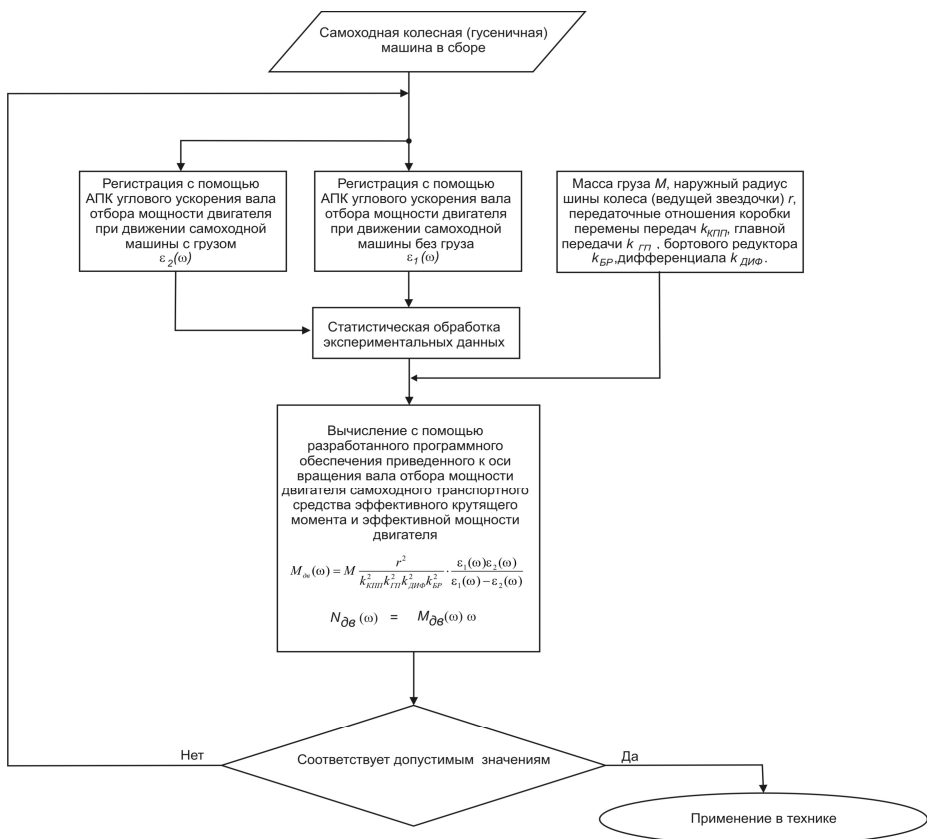


Рисунок 12. Блок-схема 2. Схема применения динамического бездемонтажного метода контроля механических параметров двигателей вращательного действия самоходных колесных и гусеничных машин

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты, выводы, 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 работ, опубликованных автором по теме диссертации

Монографии

1. **Егоров, А.В.** Научно-технические основы улучшения эффективных параметров двигателей внутреннего сгорания и совершенствования методов их бестормозных испытаний: монография [Текст] / А.В. Егоров. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2008. – 167 с. ISBN 978-5-8158-0653-5

2. **Егоров, А.В.** Инерционные методы и средства исследования механических параметров систем вращательного действия: монография [Текст] / А.В. Егоров. – Йошкар-Ола: ПГТУ, 2014. – 109 с. ISBN 978-5-8158-0834-7

Учебные пособия

3. **Егоров, А.В.** Методы оценки повышения эффективности функционирования дорожно-транспортного комплекса: учебное пособие [Текст] / А.В. Егоров, В.В. Багнюк, А.Р. Ротт. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2006. – 50 с. ISBN 978-5-8158-0430-4

4. **Егоров, А.В.** Испытания двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие [Текст] / А.В. Егоров, А.С. Лоскутов, Д.В. Кожин. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2012. – 232 с. ISBN 978-5-8158-0964-2

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ

5. **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.

6. **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.

7. **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.

8. **Егоров, А.В.** Бестормозные испытания двигателей внутреннего сгорания без демонтажа с транспортного средства/ А.В. Егоров// Контроль. Диагностика. – Москва, 2009. - №5 - С. 69-72.

9. **Егоров, А.В.** Инерционный метод оценки энергоэффективности колесных машин/ А.В. Егоров// Контроль. Диагностика. – Москва, 2011. - №8 - С. 69-72.

10. **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.

11. **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.

12. **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.

13. **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.

14. **Егоров, А.В.** Инерционный метод оценки энергетической эффективности асинхронного цепного электроприводе/ А.В. Егоров, К.Э. Козлов// Вестник ижевского государственного технического университета – Ижевск, 2013. - №2 – С.21-27.

15. **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.

16. **Егоров, А.В.** Совершенствование конструктивных и эксплуатационных характеристик силовых установок лесотранспортных машин/ А.В. Егоров, В.Н. Сергеев, К.Н. Сергеев// Вестник Поволжского государственного технологического университета. Серия: Лес. Экология. Природопользование. – Йошкар-Ола, 2008. - №1 – С.53-58.

17. **Егоров, А.В.** Бестормозное определение эффективных характеристик электрических двигателей вращательного действия/ А.В. Егоров, В.Н. Белогусев// Контроль. Диагностика - Москва, 2010 - №7 – С.66-72.

18. **Егоров, А.В.** Инерционный метод оценки влияния качества смазочного материала на энергетическую эффективность цепных передач / А.В. Егоров, К.Э. Козлов // Наука и образование: электронное научно-техническое издание – Москва, 2013 - №6 – С. 1-22.

19. **Егоров, А.В.** Реализация метода бестормозных испытаний двигателей внутреннего сгорания без демонтажирования с установки / А.В. Егоров, А.М. Фоминых // Приборы – Москва, 2013 - №10 – С.43-47.

20. **Егоров, А.В.** Бездемонтажные испытания ДВС мобильных машин на базе энергетического способа определения момента инерции вращающихся масс / А.В. Егоров, К.Э. Козлов // Тракторы и сельхозмашины – Москва, 2009 - №8 – С.26-28.

Патенты Российской Федерации на изобретения

21. 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.

22. Пат. 2384285 Российская Федерация, МПК A47B 57/00. Рамный каркас распределительного шкафа [Текст] / **А.В. Егоров**, А.В. Машкин; Заявители и патентообладатели А.В. Егоров, А.В. Машкин - №2008118845/12 ; заявл. 12.05.2008 ; опубл. 20.03.2010, Бюл. №8

23. 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.

24. Пат. 2419774 Российская Федерация, МПК G01M 1/00. Способ определения момента инерции гидравлических и пневматических двигателей [Текст]/ **А.В. Егоров**, В.Н. Егоров, М.А. Шишлаков, А.М. Фоминых; заявитель и патентообладатель А.В. Егоров, В.Н. Егоров, М.А. Шишлаков. Заявл. 23.07.2008; опубл. 27.05.2011, Бюл. №15.

25. 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.

26. 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.

27. 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.

28. 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.

29. 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.

30. 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.

31. 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.

32. 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.

33. 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.

34. 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 «ПГТУ». Заявл. 29.02.2012; опубл. 10.05.2014, Бюл. №13.

Подписано к печати 25.08.2015. Формат 60х84/40. Бумага «Снегурочка»

Печать XEROX. Усл. печ. л. 2,5

Тираж 100 экз.

Издательство ТПУ. 634050. г. Томск, пр. Ленина, 30

Тел./факс: 8 (3822) 56-35-35, www.tpu.ru