

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Российский государственный аграрный университет –
МСХА имени К. А. Тимирязева»

На правах рукописи

ПАВЛОВ Александр Сергеевич

ОЦЕНКА МОЩНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СИСТЕМЫ БОРТОВОЙ ДИАГНОСТИКИ

Специальность: 4.3.1. Технологии, машины и оборудование
для агропромышленного комплекса

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент
Пуляев Николай Николаевич

Москва – 2026

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Анализ состояния вопроса и задачи исследования	9
1.1. Изменение эффективных показателей дизельных двигателей и влияющие факторы	9
1.2. Факторы, влияющие на износ элементов топливных насосов высокого давления	13
1.3. Методы увеличения надежности ДВС повышением ресурса его узлов и агрегатов.....	15
1.4. Ключевые узлы ТНВД двигателя и анализ их надежности.....	26
1.5. Технологии увеличения межремонтного ресурса	31
1.6. Теоретические основы и современные методы оценки надежности.....	33
1.7. Оценка технического состояния ДВС в процессе эксплуатации	40
Выводы по первой главе.....	43
2. Анализ возможности динамического нагружения двигателя трактора	46
2.1. Динамическое нагружение двигателя при разгоне трактора.....	46
2.2. Влияние состояния топливной аппаратуры на мощностные, экономические и экологические показатели дизельного двигателя	53
Выводы по второй главе	58
3. Расчетные исследования разгона трактора.....	60
3.1. Определение эксплуатационной мощности двигателя	60
3.2. Оценка избыточной силы тяги по тяговому расчету.....	62
3.3. Тягово-динамический расчет трактора	68
Выводы по третьей главе.....	74
4. Экспериментальные исследования динамических характеристик	76
4.1. Программа и методика экспериментальных исследований.....	76
4.2. Методика обработки экспериментальных данных	84
4.3. Результаты экспериментальных исследований и их анализ.....	88
Выводы по четвертой главе.....	108
Заключение	110
Список литературы	113

Введение

Актуальность темы. Дизельные двигатели, являясь важнейшей составной частью мировой энергетики, потребляют значительную часть производимых топливно-смазочных материалов нефтяного происхождения и наносят ощутимый урон окружающей среде отработавшими газами (ОГ).

Современные условия эксплуатации тракторных дизелей и ужесточающиеся требования к их топливной эффективности и экологической безопасности требуют постоянного совершенствования подходов к контролю и обслуживанию агрегатов с применением высокотехнологичных методов.

Одним из наиболее результативных способов повышения эксплуатационной надёжности дизельных двигателей, обеспечения их устойчивой работоспособности и уменьшения расходов на техническое обслуживание и ремонт является применение в системе технического обслуживания и восстановления тракторной техники методов безразборной диагностики. Одним из таких методов является оценка изменения мощностных характеристик двигателя трактора на номинальной частоте вращения, обусловленная необходимостью обеспечения надежности, топливной экономичности и соответствия экологическим требованиям современной сельскохозяйственной техники [55, 134].

Отклонение фактической мощности и крутящего момента на этой частоте вращения коленчатого вала является одним из наиболее объективных индикаторов общего износа двигателя (цилиндропоршневой группы, газораспределительного механизма) и снижения эффективности работы топливной аппаратуры [49].

Достаточная мощность на номинальном режиме гарантирует, что трактор сможет работать с расчетными сельскохозяйственными орудиями без перегрузок, обеспечивая агротехнические сроки выполнения технологических процессов, таких как вспашка, посев, уборка урожая. Регулярная оценка позволяет

прогнозировать необходимость капитального ремонта, планировать затраты и избегать внезапных отказов в пиковые периоды полевых работ [33].

Внедрение безразборных методов диагностики технического состояния двигателей в систему ТО и ремонта трактора позволит полностью использовать межремонтный ресурс, проводить обслуживание двигателей и их систем по фактическому состоянию и сократить затраты времени, труда и материальных средств на выполнение профилактических и восстановительных работ [34].

Степень разработанности темы исследования

Проблемы обеспечения надёжности, ремонта и восстановления машин исследовались в трудах многих отечественных учёных, среди которых можно отметить В. Н. Бугаева, Ф. Х. Бурумкулова, Е. Л. Воловика, И. И. Габитова, И. Г. Голубева, С. Н. Девянина, О. Н. Дидманидзе, В. А. Евграфова, С. П. Казанцева, В. В. Курчаткина, В. П. Лялякина, В. М. Михлина, Е. А. Пучина, Н. Н. Пуляева, М. И. Романченко, А. Э. Северного, Н. Ф. Тельнова, М. А. Халфина, В. И. Черноиванова, В. А. Чечета, С. Н. Шарифуллина, В. М. Юдина и других исследователей [17, 20, 21, 26, 32, 64, 85, 87, 94, 106, 118, 122, 123, 124, 127, 128, 129, 144, 146, 147]. Большинство из этих ученых продолжают вносить весомую лепту и в настоящее время. За рубежом аналогичными исследованиями занимались в немецкоязычной школе (Bosch, Н. Р. Lenz) [154]. Значительное внимание уделялось нарушению процесса сгорания, сопровождающегося падением мощности при сохранении или увеличении расходования топлива. В работах американских и британских исследователей по диагностике и мониторингу дизельных систем (R. J. Pearson, J. В. Heywood, С. Arcoumanis) [149, 151, 152, 155, 158, 157] рассматривались оценка мощностных показателей в качестве косвенного метода контроля экологичности двигателя, что созвучно отечественным подходам к безразборному контролю. Японские специалисты, работавшие в концернах Diesel Kiki / Zexel и Nippondenso, публиковали результаты по повышению вредных выбросов сажи (твердых частиц), оксидов азота (NO_x) и углеводородов (СН), связанных с показателями износостойкости плунжерных пар и стабилизации подачи при росте частоты

вращения, опираясь на опыт лицензионных систем Bosch и собственные стендовые исследования серийных дизелей [148, 156, 159].

Вопросам теории старения машин, износа деталей, обеспечения и повышения надежности работы топливной аппаратуры дизельных двигателей, ее отдельных узлов и элементов посвящены исследования ученых: В. В. Антипова, К. А. Ачкасова, Н. И. Бахтиярова, М. М. Вихерта, Д. Ф. Гуревича, Н. С. Ждановского, Б. П. Загородских, Ю. В. Катаева, В. Г. Кислова, М. Н. Костомахина, В. И. Крутова, М. В. Мазинга, А. В. Неговоры, В. А. Трикозюка, Б. Н. Файнлейба, М. Н. Фархшатова, И. А. Юхина и др. [7, 9, 12, 23, 47, 59, 60, 66, 67, 68, 70, 77, 78, 90, 91, 92, 100, 116, 120, 136, 138, 139, 140].

Известны работы, в которых доказано влияние вибрационных, акустических, мощностных и прочих характеристик двигателя от износа топливной аппаратуры. При этом остается открытым вопрос о диагностике безразборным способом при неисправностях топливной аппаратуры. Нет ясности, как оценить изменения мощностных характеристик двигателя трактора на номинальной частоте вращения при отказе элементов топливной аппаратуры.

Разработанная методика определения изменения мощностных показателей дизельного двигателя по данным через диагностический разъем, позволит сократить издержки на ремонт и техническое обслуживание сельхозтехники.

Цель работы заключается в оценке изменения мощностных характеристик двигателя трактора на номинальной частоте вращения по данным, полученным через диагностический разъем.

Задачи исследования

1. Определить степень влияния состояния топливной аппаратуры на мощностные, экономические и экологические показатели дизельного двигателя;
2. Теоретически оценить возможность определения мощностных показателей двигателя при его динамическом нагружении в процессе разгона трактора;
3. Разработать методику оценки мощностных показателей двигателя динамическим методом при разгоне трактора.

4. Провести расчетный анализ влияния мощностных показателей двигателя на динамику разгона коленчатого вала двигателя при движении трактора.

5. Провести динамические испытания на тракторе для оценки достоверности определения изменения мощностных показателей дизельного двигателя по данным через диагностический разъем.

Научная новизна

1. Научно обоснована и экспериментально подтверждена возможность оценки изменения мощностных показателей дизельного двигателя при динамических испытаниях трактора в процессе его разгона;

2. Определены условия динамических испытаний трактора и методика обработки экспериментальных данных.

Теоретическая значимость работы

Предложенные математические зависимости и разработанные на их основе методики позволяют оценивать изменение технико-экономических показателей автотракторного дизельного двигателя в процессе эксплуатации по данным, полученным через диагностический разъем.

Практическая значимость работы

Разработанные в исследовании модели и методики могут быть использованы при диагностировании дизельного двигателя и оценке технического состояния топливной системы в условиях технической эксплуатации. Полученные зависимости позволяют оперативно определять уровень снижения мощностных параметров двигателя, что существенно сокращает затраты на техническое обслуживание, восстановление и ремонт. Предложенный подход может быть внедрён в практику сервисного обслуживания тракторной и автомобильной техники.

Объектом исследования является процесс оценки технического состояния дизельного двигателя сельскохозяйственного трактора TERRION ATM 4200 с использованием системы бортовой диагностики.

Предметом исследования являются мощностные характеристики тракторного двигателя Deutz BF 6M 2012 C трактора TERRION ATM 4200 и закономерности их изменения в зависимости от технического состояния топливной аппаратуры.

Методы исследований

Для решения поставленных задач использовались анализ, синтез, математическое моделирование, наблюдение, методы обобщения, сравнительного и структурного анализа. Для обработки экспериментальных данных использовались методы математической статистики и статистической обработки данных.

На защиту выносятся:

- состояние проблемы и анализ существующих факторов, влияющих на мощностные показатели дизельного двигателя в процессе эксплуатации;
- теоретические исследования возможности оценки изменения мощностных параметров дизельных двигателей по результатам динамических испытаний трактора;
- результаты динамических испытаний на тракторе TERRION ATM 4200 для оценки достоверности оценки изменения мощностных показателей дизельного двигателя по данным системы бортовой диагностики трактора.

Достоверность результатов работы обеспечивается использованием теоретических основ динамики механических систем. Расчёты основаны на классических законах механики, результаты исследований обработаны по теории математической статистики. Достоверность выводов подтверждается согласованностью полученных оценок с данными профильных исследований и нормативных документов.

Личный вклад автора заключается в: проведении аналитического обзора литературных источников, проведении расчетных и экспериментальных исследований, анализа, статистической обработки, обобщения и интерпретации полученных экспериментальных данных, разработке программы исследований и

выборе необходимых методов исследований, участии на конференциях и семинарах, написании статей и диссертации.

Апробация работы. Результаты теоретических и экспериментальных исследований представлены, обсуждены и одобрены на научных конференциях, семинарах, в том числе: VI Всероссийская (национальная) научная конференция с международным участием «Роль аграрной науки в устойчивом развитии сельских территорий», Новосибирск, 2021; Международный научно-практический семинар «Чтения академика В. Н. Болтинского», Москва, 2022; Международный научно-практический семинар «Чтения академика В. Н. Болтинского», Москва, 2025.

Публикации. Основные положения теоретических исследований и практических рекомендаций по теме диссертации опубликованы в 6 научных работах, в том числе в 2 статьях в журналах, рекомендованных ВАК РФ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа изложена на 130 страницах, состоит из введения, основной части, содержащей 18 таблиц и 34 рисунков, заключения, списка литературы, включающего 159 наименований, в том числе 11 на иностранном языке.

1. Анализ состояния вопроса и задачи исследования

1.1. Изменение эффективных показателей дизельных двигателей и влияющие факторы

Основным источником механической энергии автотракторной техники остается двигатель внутреннего сгорания. Сельскохозяйственная техника в подавляющем большинстве использует дизельные двигатели. Эффективность работы техники определяется надежностью ее работы в процессе эксплуатации. Анализ отказов сельскохозяйственных тракторов показывает [62]:

- на долю механических систем приходится в среднем 26 %,
- доля систем электрооборудования и гидросистем составляет 23%,
- доля отказов дизельных двигателей – 42 %,
- на долю прочих отказов приходится 9 %.

Аналогичные результаты приводятся авторами работы [10], в которой указывается доля отказов дизельного двигателя 40,3 %. Основная доля отказов приходится на долю двигателя, а нарушение его работы приводит к отклонению технических характеристик от номинальных значений. Мощность двигателя определяет производительность выполнения машиной технологических операций, экономическая эффективность двигателя определяет эксплуатационные расходы при производстве продукции, а экологические характеристики двигателя определяют экологический класс машины и ее соответствие экологическим нормам.

Среди отказов дизельного двигателя основная доля приходится на неисправности его системы питания [88], а точнее неисправности топливной аппаратуры, доля которых доходит до 45...50 % [62]. Причем основная доля отказов топливной аппаратуры приходится на распылители форсунок и ТНВД (более 90 %), а в ТНВД – отказы плунжерных пар (50...80 %) [33].

Таким образом, в процессе эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники наибольшее число отказов приходится на узлы топливной аппаратуры

дизельного двигателя, которые оказывают влияние на процесс топливоподачи и, следовательно, на мощностные, экономические и экологические показатели дизельного двигателя.

Техническое состояние топливной аппаратуры (ТА) – это один из ключевых факторов, определяющих качество работы ДВС на всех без исключения режимах. Режимы работы ДВС зависят от технического состояния ТА (Таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Влияние неисправностей топливной аппаратуры на режимы работы двигателя

Режим работы ДВС	Неисправности топливной аппаратуры	Последствия
Пуск	Износ форсунок/насоса	Трудный холодный пуск
	Подсос воздуха	Невозможность пуска
Холостой ход	Разная производительность форсунок	«Троение», вибрация
	Подтекание	Плавающие обороты
Частичные нагрузки	Плохой распыл	Перерасход, потеря мощности, дымность
	Износ ТНВД	Вялый разгон
Полная нагрузка	Недостаточная производительность/распыл	Резкая потеря мощности, перегрев, черный дым
Переходные режимы	«Залипающие» форсунки, неисправные датчики	Провалы, рывки, дергания

1. При пуске двигателя и при исправном состоянии ТА топливо точно дозируется, хорошо распыляется, а смесь легко воспламеняется. При ухудшении технического состояния ТА, таких как износ форсунок/насоса проявляется недостаточное давление впрыска, т.е. топливо не распыляется, а «лется» крупными каплями, плохо испаряется. В результате трудный пуск двигателя, или двигатель долго крутит стартером, а также может запускаться с перебоями [94].

Другой неисправностью ТА при пуске является подсос воздуха в топливную систему, что характерно для дизеля. В этом случае насос захватывает воздух, а не топливо. В результате двигатель не заводится вообще или глохнет сразу после пуска.

Ещё одной неисправностью ТА являются неправильно выставленные углы опережения впрыска (сбита регулировка ТНВД или изношены приводы). В

результате топливо впрыскивается не в нужный момент и приводит к жесткому стукообразному запуску («стучат пальцы») или, наоборот, вялый, с белым дымом несгоревшего топлива.

2. В режиме холостого хода при исправном состоянии ТА стабильные обороты, минимальная вибрация, ровный звук работы [50].

При неисправности в случае загрязнения или неравномерного износа форсунок выявляется разная производительность цилиндров. Одни получают больше топлива, другие меньше. И в результате проявляются неустойчивые обороты холостого хода (двигатель «троит»), повышенная вибрация.

При подтекании форсунок, к примеру вследствие неплотной посадки иглы топливо подтекает в цилиндр после выключения зажигания или между тактами. В результате возникают плавающие обороты, трудности с остановкой двигателя (дизель продолжает «работать» после выключения зажигания). А завоздушивание системы приводит к нестабильности работы ДВС, возможны случайные остановки.

3. При работе на режиме частичных нагрузок при исправном техническом состоянии ТА работа двигателя характеризуется плавной реакцией на педаль газа, ровной тягой и оптимальным расходом топлива.

При ухудшении распыла вследствие закоксованных распылителей топливо сгорает не полностью, в результате чего наблюдается падение мощности, повышенный расход топлива, черный или сизый дым под нагрузкой.

При недостаточной производительности ТНВД при износе плунжерных пар не обеспечивается необходимое давление и требуемое количество топлива на высоких оборотах. В результате мы получаем провалы при разгоне и вялую динамику.

При работе с неисправным регулятором давления (в Common Rail или на бензиновых двигателях) происходят рывки, провалы, неровная работа [84].

4. В режиме полной нагрузки при исправном техническом состоянии ТА наблюдается максимальная отдача мощности и устойчивая работа ДВС.

Критические проблемы с распылом или производительностью ТА приводят к тому, что двигатель не может выйти на полную мощность. В результате мы получаем значительную потерю мощности, обильный черный дым (богатая смесь из-за неполного сгорания), перегрев двигателя (топливо догорает в выпускном тракте) [35].

Нарушение угла опережения впрыска приводит к жесткой работе с детонационными стуками (ранний впрыск) или перегреву и повышенной дымности (поздний впрыск).

5. При работе на переходных режимах при исправном техническом состоянии ТА при изменении подачи топлива происходит быстрый и плавный отклик.

С ухудшением технического состояния при изношенных или «залипающих» форсунках, которые медленно открываются или закрываются, появляются провалы при резком ускорении, рывки, дергания. При сбросе педали акселератора возможны хлопки в выпускной системе (догорание смеси).

Неисправный регулятор давления или датчики в электронных системах приводят к тому, что ЭБУ получает неверные данные и некорректно управляет впрыском. В результате неадекватная реакция на педаль газа, провалы или «подхваты».

Немаловажно, что исправное состояние ТА обеспечивает минимальный удельный расход топлива, а выхлоп соответствует нормам на всех режимах работы двигателя.

При ухудшении технического состояния ТА любая неисправность ведет к увеличению расхода топлива и резкому росту вредных выбросов (СН, СО, NO_x, сажа) [98, 134].

1.2. Факторы, влияющие на износ элементов топливных насосов высокого давления

В процессе длительной эксплуатации топливных насосов высокого давления происходит постепенное изменение состояния их подвижных сопряжений. Механические взаимодействия деталей, сопровождающиеся трением, приводят к износу рабочих поверхностей, что вызывает изменение геометрических размеров и формы, нарушение соосности, смещение базовых поверхностей, а также изменение структуры материала и шероховатости. Кроме того, снижается прочность и износостойкость, появляются задиры, раковины, царапины, трещины, наклёп и другие дефекты. Всё это ухудшает состояние насоса и в итоге приводит к снижению его работоспособности или полному выходу из строя.

Анализ источников [1, 2], посвящённых факторам, влияющим на техническое состояние машин, показывает, что на износ деталей ТНВД влияют те же группы факторов: конструктивные, технологические и эксплуатационные. Конструктивные факторы определяются параметрами конструкции – формой и размерами деталей, их взаимным расположением, точностью посадок и жёсткостью системы. Геометрия деталей влияет на величину удельных давлений и концентрацию напряжений, а также на ударную и усталостную прочность металла. Жёсткость конструкции характеризует способность элементов сохранять первоначальные размеры и форму при действии эксплуатационных нагрузок. Корректный выбор посадок и обеспечение высокой точности сборки способствуют надёжной работе сопряжений и минимизируют вероятность деформаций [71].

Технологические факторы зависят от качества материалов, параметров термообработки, точности сборки и уровня производственной культуры. Сюда же относятся квалификация работников, техническое оснащение предприятия и качество технологических процессов. Нарушения центровки, несоосность

элементов или недостаточная чистота поверхностей при сборке снижают долговечность сопряжений и ускоряют изнашивание деталей.

Эксплуатационные факторы определяются условиями, в которых работает дизельный двигатель. Сюда входят дорожные и климатические особенности, качество и чистота топлива, состояние фильтрующих элементов и режимы работы агрегата. Нестабильные нагрузки, свойственные работе тракторных агрегатов, существенно воздействуют на функционирование топливного насоса высокого давления, вызывая дополнительные вибрации и упругие деформации его элементов. Изменение климатических условий приводит к колебаниям температурного режима насоса, а присутствие в топливе влаги и абразивных примесей ускоряет процесс износа точных сопряжений его деталей.

Сравнительный анализ показывает, что наибольшее воздействие на техническое состояние ТНВД оказывают именно эксплуатационные факторы, однако конструктивные и технологические параметры также вносят существенный вклад в формирование общей надёжности агрегата. Совокупность всех этих воздействий определяет долговечность насоса и его способность сохранять рабочие характеристики в течение установленного ресурса.

В соответствии с данной классификацией можно выделить три основных типа надёжности топливного насоса высокого давления: конструктивную, производственную и эксплуатационную.

- Конструктивная надёжность закладывается ещё на этапе проектирования и последующей доводки опытных образцов, когда определяются параметры прочности, долговечности и устойчивости элементов насоса.

- Производственная надёжность определяется качеством изготовления, точностью сборки и полнотой проведения заводских испытаний, что обеспечивает соответствие изделия заданным техническим характеристикам.

- Эксплуатационная надёжность проявляется уже в процессе практического использования и зависит от условий эксплуатации, уровня технического обслуживания и своевременности проведения ремонтных работ.

Надёжность – это способность изделия в течение заданного времени сохранять параметры, которые обеспечивают его работу в нужных режимах эксплуатации, обслуживания, хранения и транспортировки [146]. Это свойство включает четыре показателя: безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость.

Конструктивная и производственная надёжность задаются на этапе проектирования и изготовления, тогда как эксплуатационная формируется в реальных условиях работы и изменяется в зависимости от воздействия внешних факторов. По мере эксплуатации техники происходит постепенное снижение эксплуатационной надёжности, что проявляется в виде нарушений функционирования узлов и возможных отказов. Поэтому поддержание надёжности ТНВД на требуемом уровне посредством своевременного восстановления и контроля состояния его деталей является ключевой задачей эксплуатации дизельной техники.

Эволюция конструкции топливных насосов высокого давления берет начало более века назад – с момента изобретения Рудольфом Дизелем в 1892 году двигателя внутреннего сгорания, на который он получил патент. Однако систематические исследования, направленные на повышение надёжности и изучение износостойкости топливной аппаратуры, стали активно проводиться лишь во второй половине XX столетия. Первые фундаментальные работы носили преимущественно экспериментальный характер [7, 8, 22], а теоретические исследования стали развиваться с 1980-х годов и нашли отражение в ряде диссертаций [5, 11, 13, 14, 28, 48, 58, 65, 72, 83, 106, 132, 135].

1.3. Методы увеличения надёжности ДВС повышением ресурса его узлов и агрегатов

В советский период в стране действовала централизованная и многоуровневая система технического обслуживания, ремонта и восстановления машинно-тракторного парка. Она охватывала все этапы жизненного цикла

техники – от разработки до списания – и позволяла поддерживать высокий уровень работоспособности автотракторных и сельскохозяйственных машин. На государственном уровне существовали специализированные ремонтные предприятия, заводы восстановительного производства, а также научно-исследовательские институты, обеспечивавшие научное сопровождение и внедрение передовых технологий восстановления узлов и агрегатов, включая топливную аппаратуру дизелей.

Ведущая роль в этой области принадлежала Центральному научно-исследовательскому и конструкторскому институту топливной аппаратуры автотракторных и стационарных двигателей (ЦНИТА). Институт осуществлял полный цикл исследований – от теоретических основ топливоподачи и динамики впрыска до практических методов ремонта и испытаний насосов высокого давления. Большое внимание уделялось разработке нормативно-технической документации, стандартизации процессов регулировки и доводки топливной аппаратуры, а также разработке специализированных стендов для диагностики и контроля параметров ТНВД и форсунок.

Результаты многолетних исследований ЦНИТА систематически публиковались в ежегодных сборниках «Труды ЦНИТА». Эти издания содержали не только отчёты о научных и экспериментальных работах, но и конкретные технологические рекомендации для заводов и ремонтных предприятий. Отдельные выпуски были посвящены вопросам технологии производства, восстановления изношенных деталей плунжерных пар, обеспечению герметичности соединений, повышению ресурса прецизионных элементов и модернизации насосов в условиях эксплуатации [27, 79].

Именно в этот период сформировалась отечественная школа инженерной диагностики и расчёта ресурса топливной аппаратуры, заложившая теоретические и методические основы, на которых базируются современные подходы к оценке износа, моделированию рабочих процессов ТНВД и прогнозированию остаточного ресурса дизельных систем.

Одним из важнейших направлений работы Государственного научно-исследовательского технологического института ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка (ГОСНИТИ) стало создание нормативов и технических требований на капитальный ремонт топливной аппаратуры автотракторных и комбайновых дизелей [130]. Эти документы были разработаны на основе обширных собственных экспериментальных исследований, анализа эксплуатационных данных, а также с привлечением материалов других профильных организаций и предприятий. В их числе – Алтайский моторный завод, Вильнюсский и Чугуевский заводы, Ногинский и Ярославский заводы и Харьковский тракторный завод. В результате разработки единых требований была повышена стабильность качества восстановленных деталей для сельхозтехники.

Кроме того, ГОСНИТИ разработал полный комплект технологических карт и инструкций по ремонту дизельной топливной аппаратуры, включающих операции по восстановлению, регулировке и испытаниям топливных насосов высокого давления [125, 126]. Эти документы представляли собой детализированные технологические регламенты, охватывающие все этапы ремонтного процесса. В них указывались типовые дефекты деталей и сопряжений, методы контроля состояния пружин, уплотнений, крепёжных элементов, прокладок, а также давались технические условия и критерии годности для базовых деталей и сборочных единиц.

Особенностью структуры технических условий (ТУ), разработанных ГОСНИТИ, являлся иерархический принцип построения контроля: диагностика и оценка состояния проводились сначала на уровне узла или агрегата, а затем уточнялись для отдельных деталей. Такой подход позволял рационализировать процесс ремонта, минимизировать трудоёмкость операций и повысить качество восстановления топливной аппаратуры.

Карты дефектации, разработанные ГОСНИТИ, выполнялись в табличной форме и представляли собой пооперационное описание всего процесса контроля технического состояния деталей и узлов топливной аппаратуры. В первой графе таблицы указывались номера точек контроля, соответствующие обозначениям на

конструкторской документации или чертеже. Во втором столбце записывались контролируемые параметры – измеряемые величины, типовые дефекты, а также возможные виды повреждений. В третьей графе определялись методы и средства контроля, включая измерительные приборы, шаблоны, микрометры и индикаторные приспособления [125, 126, 146].

В последующих графах таблицы приводились нормируемые значения параметров: размеры, зазоры, натяги, шероховатость поверхностей и специальные указания по допустимым отклонениям. Такой формат обеспечивал системный и наглядный подход к оценке технического состояния деталей, что особенно важно при контроле прецизионных элементов топливных насосов высокого давления.

По результатам дефектации все детали классифицировались по степени пригодности. Исправные элементы направлялись на сборку, детали, не соответствующие требованиям технических условий, подвергались разборке и уточняющему контролю отдельных составных частей. Элементы, не подлежащие восстановлению, направлялись в ремонт либо списывались как брак. Такой алгоритм позволял исключить повторное использование изношенных или повреждённых деталей, тем самым повышая надёжность и долговечность восстановленных ТНВД.

Для каждой детали или сборочной единицы разрабатывалась отдельная карта ремонта, включающая конструкторский чертёж, условия приёма в ремонт и полный технологический процесс восстановления. Эти карты также имели табличную структуру, в которой указывались: номер операции, наименование дефекта, способ его устранения, вид обработки (механической, термической, химико-гальванической), режимы выполнения операции, применяемое оборудование, оснастка и инструмент [146]. Отдельно предусматривались графы для указания средств и методов контроля качества выполненной операции.

Такая систематизация ремонтной документации обеспечивала высокую повторяемость технологических процессов, уменьшала влияние человеческого фактора и способствовала внедрению единых стандартов ремонта топливной аппаратуры на предприятиях агропромышленного комплекса.

Поскольку технологические аспекты восстановления топливных насосов высокого давления в значительной степени определяются состоянием и износом элементов их кинематической силовой цепи, дальнейшее рассмотрение целесообразно сосредоточить именно на этих узлах.

Наиболее ответственные элементы – нагнетательные клапаны, плунжерные пары и дозаторы – относятся к категории прецизионных деталей, изготавливаемых с микронными посадочными зазорами (порядка 1 мкм). Их геометрическая точность и качество сопряжённых поверхностей оказывают решающее влияние на герметичность и долговечность узла, а также на стабильность цикловой подачи топлива [146].

Все указанные параметры регламентируются действующими государственными и отраслевыми стандартами [37, 38, 40, 41]. Нарушение хотя бы одного из них способно привести к ухудшению плотности посадки, снижению давления впрыска, преждевременному износу или даже разрушению рабочих поверхностей плунжера и втулки.

Таким образом, восстановление элементов силовой цепи ТНВД требует применения высокоточных методов механообработки, контроля и пригонки, включая притирку, доводку и контроль сопряжений в условиях, обеспечивающих микронную точность. Это подчёркивает необходимость комплексного подхода к ремонту топливной аппаратуры – с соблюдением технологической дисциплины, прецизионных стандартов и контроля параметров на каждом этапе восстановления.

В связи с указанными допусками изготовление и восстановление прецизионных деталей представляет серьёзную технологическую задачу. В литературе опубликован значительный массив работ по типовым дефектам и методам их устранения с доведением исходной геометрии и точности [3, 4, 25, 29, 31, 36, 46, 56, 61, 63, 76, 81, 86, 105].

Среди прецизионных деталей наиболее ответственным элементом считается плунжерная пара. Она же и наиболее часто отказывает. При этом, за время развития ТНВД с золотниковым дозированием принципиальная схема

плунжерной пары не изменилась: её функция – за чрезвычайно короткий интервал (0,001...0,01 с) подать в магистраль высокого давления строго дозированное количество топлива под высоким давлением. Отказ плунжерной пары вызывает отказ насоса и выводит из строя машину; ремонт возможен лишь в специализированных условиях. Стоимость комплекта плунжерных пар составляет 15...30 % цены всего агрегата.

Анализ заводских и ремонтных технологий (включая применение доводочных станков) показывает неизменное присутствие операции «ручная притирка». Используются алмазные пасты и пасты ГОИ: последовательно притирают плунжер и втулку, затем – совместно до достижения шероховатости $Rz \leq 0,8$ при овальности до 0,2 мкм и конусности до 0,4 мкм [146]. Плунжеры сортируют на размерные группы с шагом около 4 мкм и подбирают к соответствующим втулкам. Для совместной доводки традиционно применяют пасты ГОИ 28 мкм (притирка), 7 мкм (доводка) и 1 мкм (финиш). Всё шире применяются алмазные пасты мелкой зернистости. После каждого этапа детали тщательно отмывают. Качество узла проверяют на «падение» плунжера при установке пары под углом 45° (заедание не допускается) и на гидроплотность на стенде М-107-CR: устойчивое достижение 25 МПа указывает на корректные зазоры 1...3 мкм [29].

В процессе эксплуатации рабочие поверхности плунжерной пары подвергаются воздействию множества факторов, вызывающих различные типы износа. К основным видам износов относятся абразивный, механический (в сочетании с абразивным), жидкостно-абразивный, коррозионный, окислительный, а также износ, обусловленный схватыванием, кавитационными процессами и усталостными напряжениями. Каждый из них проявляется в зависимости от условий смазки, качества топлива, содержания в топливе загрязняющих частиц и влаги, а также от температурного режима работы двигателя и характера нагрузки.

Для плунжера наибольшему износу подвергается участок в зоне головки, где наблюдается максимальное давление и температурные колебания. Здесь происходят микросхватывания и локальные выкрашивания металла, что приводит

к образованию микроканалов и потере герметичности сопряжения. У втулки наиболее уязвимой областью является зона впускного (перепускного) окна, где происходит частое изменение направления потоков топлива и скачкообразные колебания давления. В этой зоне характерен кольцевой износ по кромке головки плунжера, обусловленный неравномерным распределением нагрузки и истиранием при возвратно-поступательном движении. В литературе описаны участки локального износа: у плунжера – сектор, обращённый к впускному окну, и винтовая кромка; у втулки – зоны у впускного и перепускного окон. Ранее упоминалась величина локального износа до 20 мкм, что, вероятно, характерно для недостаточно эффективной тонкой фильтрации [7].

Применяемые в практике способы восстановления плунжерных пар включают селективную подборку, гальваническое хромирование (1...3 мкм), никелирование, повторную цементацию и азотирование [70]. Эти подходы подразумевают разуконплектацию, сортировку и, как следствие, «обезличивание» пар. Главный недостаток – ограниченный процент восстановления: как правило, удаётся вернуть в строй не более 30 % изношенных пар; значительный объём качественного материала уходит в металлолом.

В патенте Сигалаева В. И. описано решение на базе механической обработки втулки и плунжера с формированием новой пары из элементов разных комплектов [95]. Недостатки метода: необходимость восстановления диффузионно упрочнённых слоёв (азотирование/цементация) с последующей закалкой до $HRC \geq 60$; ограниченная утилизируемость фонда – не более 50 %: часть плунжеров и втулок остаётся не востребоваваемой и выбраковывается.

В литературе встречаются и альтернативные подходы: электрообработка рабочих жидкостей для формирования смазочной плёнки [107]; нанесение твёрдосмазочных покрытий на основе меди и ПТФЭ (0,05...1,0 мкм); обработка препаратом «ХАДО-гель»; диффузионная металлизация; создание модифицированного слоя «ГТМ» [59]. Информации по таким методам недостаточно, большинство публикаций носит рекламно-технический характер, а промышленная валидизация ограничена.

Итоговая классификация распространённых процессов восстановления плунжерных пар (условно представленная на Рисунке 1.1) показывает отсутствие технологии, получившей массовое признание в ремонтном производстве. Нередко реализация велась в полукустарных условиях, что снижало качество. В результате сервисные предприятия предпочитают замену плунжерных пар новыми изделиями, несмотря на более высокую стоимость.

Отдельно следует отметить роль «селективной сборки». После ручной притирки и доводки детали разбивают на размерные группы и подбирают попарно. На практике через некоторое время накапливается избыток втулок с увеличенным диаметром и плунжеров с уменьшенным, что лишает процесс эффективности. Частично проблему можно решать изготовлением новых плунжеров требуемых диаметров, однако это повышает затраты и не позволяет утилизировать накопленный фонд деталей.

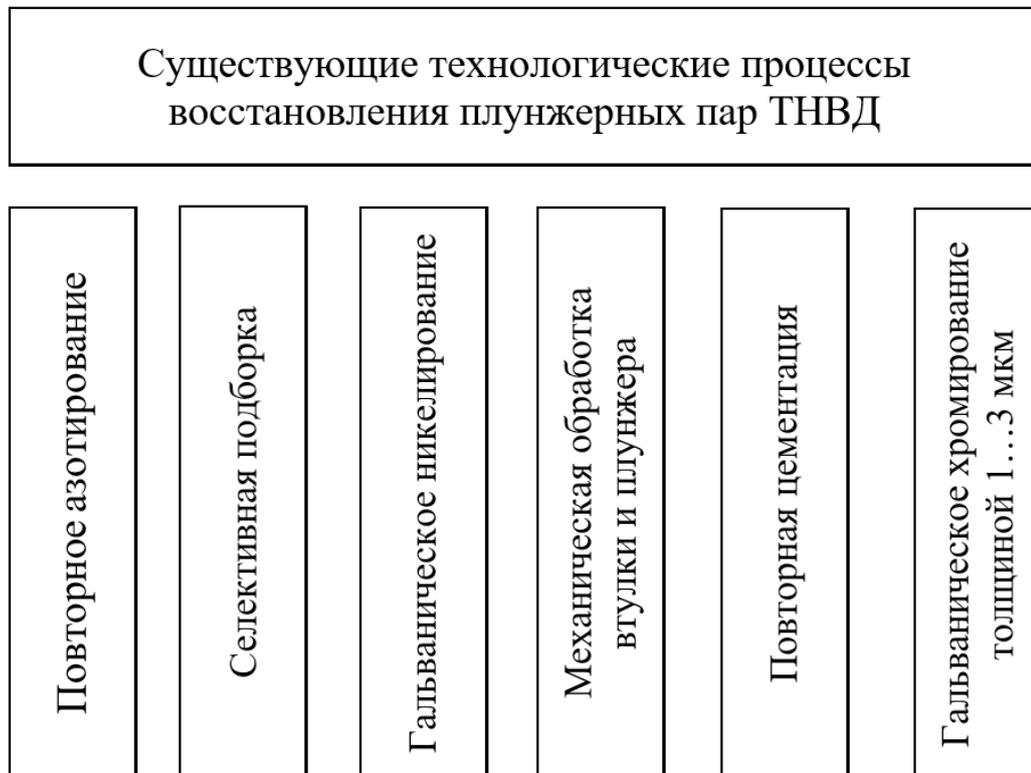


Рисунок 1.1 – Классификация существующих технологических процессов восстановления плунжерных пар

Дозаторы. Их конструктивная реализация зависит от типа насоса и выбранного способа дозирования [7, 23, 70]: золотниковая схема, отсечная муфта на плунжере, либо взаимодействие винтовой канавки плунжера с отсечным окном втулки (для рядных насосов). Дозирование может осуществляться по впуску, по нагнетанию или комбинированно; соответственно отсечка происходит в начале или в конце подачи. Специальных технологий восстановления дозаторов в литературе практически не приводится.

Нагнетательные клапаны. Их функция – гидравлическая изоляция полостей высокого и низкого давления после окончания нагнетания. Износ приводит к перебоям в работе двигателя (особенно на малых оборотах), неравномерной подаче и дымности выхлопа, ускоренному закоксовыванию форсунок. Конструктивно клапан состоит из корпуса и запорного элемента; изнашиваются запорный конус, разгрузочный поясок и направляющий хвостовик [146]. На конусе формируется кольцевая канавка шириной 0,4...0,5 мм и глубиной 50...60 мкм. Поясок теряет цилиндричность (становится коническим): износ у верхнего торца 8...10 мкм, у нижнего – 30...35 мкм, предельный – 40...45 мкм на сторону. Хвостовик изнашивается неравномерно на 18...48 мкм, что при увеличении зазора вызывает перекосяк, потерю герметичности и односторонний износ пояска. В гнезде разрушаются запорная фаска и направляющее отверстие: фаска расширяется и формирует выпуклую/вогнутую канавку, направляющее отверстие приобретает конусность с максимальным износом 25...30 мкм в верхней зоне (1,8...2,0 мм). Специальные технологии восстановления в источниках не описаны; по данным ГОСНИТИ [130] при дефектах клапаны подлежат браковке, а в [23, 70] приводятся ТУ на изготовление, сборку и испытания.

Пружины толкателей. Их задача – удерживать ролик толкателя в контакте с кулачком и возвращать плунжер после нагнетания. Расчёт ведут из условия недопущения кинематического размыкания на переходных участках профиля кулачка [23]. Для изготовления применяют стали с высоким пределом упругости и низкими значениями упругого последействия, гистерезиса и релаксации: 60С2, 65Г, 50ХГ, 50ХФА и др.; за рубежом – стали соответствующих составов [81].

Ключевое влияние на долговечность оказывает термообработка: мелкозернистая структура после закалки, минимизация остаточного аустенита и последующий отпуск; для повышения усталостной прочности – дробеструй. Восстановление пружин обычно не производится: при ремонте их заменяют на новые или бывшие в употреблении, соответствующие ТУ. Критерии годности включают отсутствие коррозии, трещин и надломов, плоскостность опорных торцов (неперпендикулярность $\leq 0,5$ мм по длине), равномерность шага (≤ 20 %), а также соответствие жёсткости (для б/у допустимое снижение – не более 10 %) [125, 126, 130].

Толкатели. Узел хорошо изучен и регламентирован [23, 61, 70, 125, 126, 130, 131]. В большинстве конструкций используется роликовый толкатель: корпус, ролик, опорная втулка/игольчатый подшипник, ось ролика и регулировочный болт с контргайкой для установки начала нагнетания. Фиксация от проворота обеспечивается пазами в корпусе насоса и штифтами/выступами оси. Зарубежные решения (Holley, Caterpillar) имеют собственные схемы фиксации. Материалы выбирают по износостойкости и твёрдости рабочих поверхностей: корпус – стали 20, 45, 20Л, 25Х5М с последующей термообработкой (HRC 56...58 на цилиндрической поверхности); ролик и ось – ШХ15 с закалкой и обработкой холодом (HRC 58...64); для роликов Bosch применяет 210 Cr 46. Типичные дефекты: бочкообразность направляющей поверхности корпуса, рост зазора и ударные нагрузки; овальность отверстий под ось; износ оси (лыски по концам, ударная посадка, в средней части 0,5...0,8 мм); износ головки и резьбы регулировочного болта (углубления 0,16...0,27 мм), что вызывает запаздывание перекрытия впускного окна и опережение впрыска. Ремонт – механическая обработка и гальванопокрытия: хромирование наружных поверхностей и последующая обработка до номинала/ремонтного размера, развёртывание отверстия под увеличенную ось, восстановление резьбы под ремонтный размер и изготовление нового болта.

Кулачковый вал. Этот узел можно рассматривать как «механический программатор» ТНВД; он тщательно исследован [23, 60, 61, 125, 126, 130, 139].

Профили кулачков зависят от типа механизма (выпуклый, тангенциальный, вогнутый; для распределительных насосов – торцовые профили; для роторных – внутренней дуговой). Вал должен обладать высокой прочностью, жёсткостью и износостойкостью рабочих поверхностей. Изготовление – из стали 45 с ТВЧ-закалкой кулачков, эксцентриков и шеек до HRC 52...63. Выбраковка – при трещинах, изломах и аварийном изгибе; в остальных случаях – ремонт. Допустимый прогиб – $\leq 0,05$ мм (при превышении – правка на призмах). Восстановление шеек под подшипники/сальники – наплавка с последующим шлифованием (овальность, конусность и биение $\leq 0,02$ мм). Профиль кулачка: при износе $\leq 0,3$ мм – перешлифовка в пределах закалённого слоя; при больших износах – вибродуговая наплавка либо электроконтактное напекание самофлюсующихся порошков и шлифование. Шпоночные канавки фрезеруют под ремонтный размер с обеспечением совмещения в плоскости симметрии; смещение оси – $\leq 0,15$ мм. Резьбы восстанавливают наплавкой/протачиванием и нарезанием ремонтного или номинального размера. Шейки под внутренние кольца подшипников – электроискровой обработкой или наплавкой со шлифованием.

Подшипники. Кулачковый вал опирается на шариковые и/или роликовые подшипники качения, уплотняемые самоподжимными сальниками; осевая фиксация, как правило, не требуется. Подшипники – стандартные изделия по ГОСТ, при несоответствии – замена. Диагностика без разборки: через окно корпуса подкачки подпирают вал жёстким стержнем и оценивают люфт; заметного перемещения быть не должно. Косвенные признаки износа – запаздывание опережения впрыска, снижение мощности, дымность, неустойчивый холостой ход, дым из сапуна/сливной трубки, локальный перегрев корпуса в зонах подшипников. Поломки часто обусловлены загрязнением масла (стружка, абразив, вода).

Корпус ТНВД. Это базовая деталь, по которой разработаны КД/ТД на изготовление и ремонт [23, 61, 125, 126]. Материал – серый чугун или алюминиевый сплав; конструкция – моноблок или корпус со съёмной головкой (в головке – секции, в корпусе – кулачковый вал). Корпус воспринимает статические

и переменные нагрузки: от крепежа и стяжных элементов, давления топлива при впрыске, инерции поступательных масс, а также вибрации от двигателя и шасси. Типичные дефекты: износ направляющих отверстий под толкатели (овальность до 0,8...0,93 мм, стук/заедание, риск поломки вала/оси ролика), односторонний износ пазов под оси роликов (вогнутая/ступенчатая форма, возможное заедание и поломка), износ гнёзд под сальники и подшипники (биение вала, увеличение осевого зазора), смятие опорных площадок под втулки плунжеров, деформация направляющих частей. Дефектация проводится в соответствии с требованиями [130]. Корпус подлежит браковке при обнаружении изломов, пробоин, трещин перемычек или отколов стенок пазов. В ремонт допускаются корпуса с трещинами вне ответственных зон, с износом направляющих гнёзд, пазов, отверстий под рейку и её лыску, а также с повреждениями резьбы в местах крепления узлов и штуцеров. Восстановление: заварка трещин (чугун – биметаллические электроды или эпоксидные составы; алюминий – газовая сварка соответствующим прутком), установка заплат при изломах, контроль коробления привалочных плоскостей и герметичности швов (керосиновая проба ≥ 5 мин), шлифование при короблении $> 0,05$ мм, восстановление изношенных пазов и отверстий методом напыления (перпендикулярность плоскостей до 0,1 мм на 100 мм, конусность $\leq 0,02$ мм), восстановление резьб под увеличенный размер.

Крышки подшипников. Для алюминиевых корпусов часто применяют стальные крышки, через которые устанавливаются подшипники кулачкового вала, что повышает жёсткость узла и снижает износ посадочных поверхностей. Соединение – фланцевое. Специальных регламентов по их восстановлению в доступных источниках и материалах ГОСНИТИ не обнаружено; на практике изношенные крышки, как правило, заменяют новыми.

1.4. Ключевые узлы ТНВД двигателя и анализ их надежности

К ключевым узлам, от состояния которых напрямую зависит работа топливного насоса высокого давления, относятся подвижные сопряжения

элементов силовой цепи привода. В этом разделе внимание уделено именно этим сопряжениям и механизмам их износа.

Подвижные сопряжения в кинематической силовой цепи топливного насоса высокого давления могут быть как конструктивно предусмотрены разработчиком, так и возникать в процессе эксплуатации вследствие износа деталей. Эти пары обеспечивают передачу усилий, преобразование движения и герметичность рабочих полостей, а также во многом определяют надёжность и долговечность работы всего агрегата.

В конструкции топливного насоса высокого давления существует ряд подвижных сопряжений, формирующихся между различными элементами его кинематической цепи. Основные пары трения образуются (Рисунок 1.2):

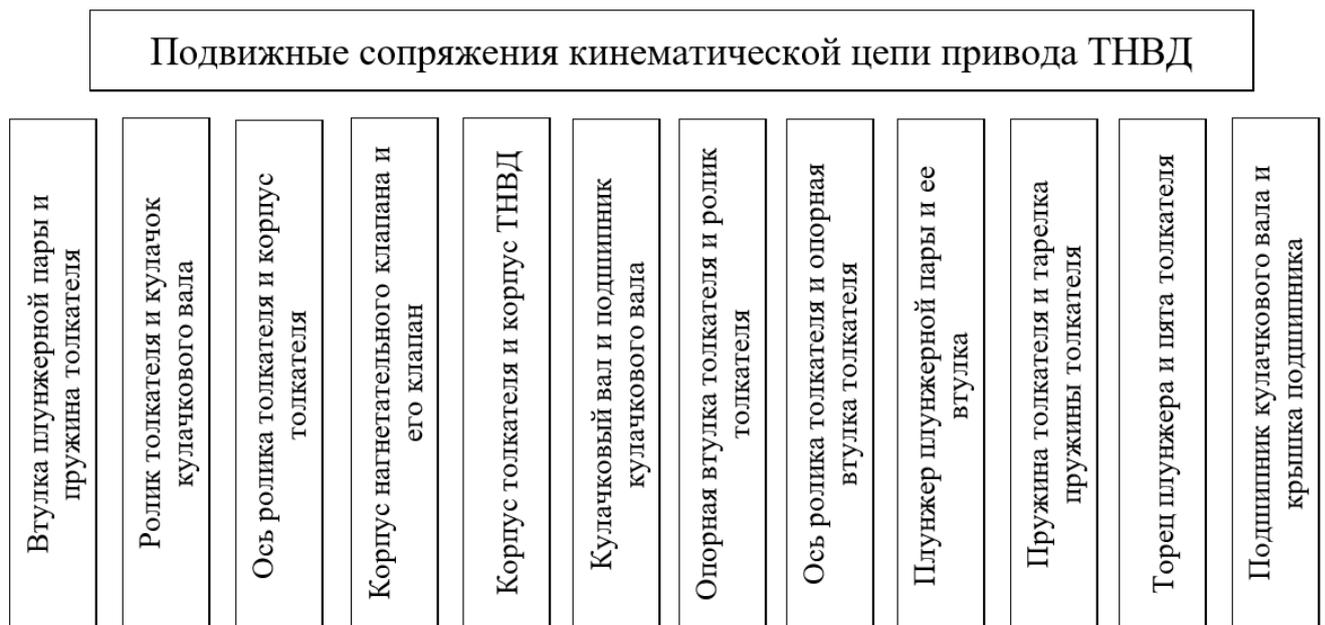


Рисунок 1.2 – Основные пары трения кинематической цепи привода ТНВД

- в зоне взаимодействия втулки плунжерной пары с пружиной толкателя, передающей возвратно-поступательные усилия;
- в контакте ролика толкателя с рабочим профилем кулачка кулачкового вала, где вращательное движение преобразуется в поступательное;
- в сопряжении оси ролика с отверстием под ось в корпусе толкателя;

- между корпусом нагнетательного клапана и его запорным элементом, регулирующим односторонний поток топлива под высоким давлением;
- между корпусом толкателя и направляющими отверстиями в корпусе насоса, обеспечивающими прямолинейное движение без перекосов;
- между кулачковым валом и его подшипниками;
- между опорной втулкой и самим роликом, обеспечивающим плавное качение;
- между осью ролика и его опорной втулкой;
- между плунжером и втулкой плунжерной пары, выполняющими основную функцию создания давления впрыска;
- между пружиной толкателя и её тарелкой, воспринимающей переменные нагрузки в процессе работы;
- на контакте торца плунжера с опорной поверхностью корпуса или пяты толкателя, через который замыкается силовая цепь нагнетания;
- а также между подшипниками и крышкой, фиксирующей вал в корпусе насоса и обеспечивающей его устойчивое вращение.

Проектирование ТНВД ведётся из предпосылки обеспечения заданного закона перемещения плунжера и требуемого контактного усилия в паре «ролик-кулачок». Для автотракторных дизелей характерен впрыск при возрастающей скорости перемещения плунжера, что предъявляет высокие требования к точности геометрии и жёсткости звеньев. Кинематический механизм обязан обеспечивать воспроизводимую цикловую подачу и стабильность параметров впрыска. Соответственно, к деталям силовой цепи предъявляются строгие требования по перпендикулярности и параллельности базовых поверхностей, соосности и посадочным размерам сопряжений с допусками в пределах нескольких микрометров [27, 32, 41, 55].

На практике уже первый отказ нарушает баланс допусков по всей цепочке элементов привода – это подтверждается эксплуатационными наблюдениями. Важно отметить, что даже при идеальной технологической дисциплине полностью обеспечить передачу усилия кулачка строго по оси плунжера

невозможно: неизбежны минимальные погрешности соосности, формирующие радиальную составляющую силы.

В доступных публикациях отсутствует развёрнутый анализ влияния этой радиальной компоненты на износ плунжерной пары. В доступных технических источниках лишь кратко указывается, что при установке плунжерной пары в корпус насоса и её последующем нагружении давлением необходимо исключить появление боковых усилий и минимизировать деформацию втулки [23]. Это требование имеет принципиальное значение, так как любое отклонение формы или перекос приводит к потере герметичности, росту утечек и ускоренному износу сопряжённых поверхностей. Для предотвращения таких эффектов при проектировании и сборке следует учитывать ряд факторов, связанных с геометрической точностью и технологией установки втулки.

1. Прежде всего, надёжность и стабильность работы плунжерной пары напрямую зависят от точности изготовления её опорных и уплотнительных поверхностей. Согласно нормативным документам [40, 43], величина непараллельности торцов втулки при диаметре до 45 мм не должна превышать 0,025 мм, а отклонение перпендикулярности опорного торца относительно направляющей – не более 0,016 мм. Биение наружной направляющей по отношению к рабочей поверхности ограничивается значением 0,02 мм, а для конструкций с поворотом плунжера допускается незначительное увеличение допуска – до 0,05 мм.

Требования к посадочным местам в корпусе не менее строгие: ось резьбы должна быть ориентирована к опорной поверхности с отклонением не более 0,03...0,1 мм.

2. Уже на стадии конструкторской проработки необходимо исключить варианты крепления, которые могут привести к деформации втулки при монтаже или затяжке крепежа. Даже микроскопические отклонения в геометрии – на уровне сотых долей миллиметра – вызывают неравномерное распределение давления и нарушение соосности, что резко снижает ресурс пары. Поэтому

обеспечение высокой точности обработки и контроля при сборке – одно из ключевых условий долговечности и стабильной работы плунжерного узла.

3. Контроль момента затяжки элементов уплотнения втулки. Герметичность стыка достигается при удельных давлениях порядка 20 000 кгс/см²; превышение или недостаток момента затяжки приводит, соответственно, к деформациям втулки либо к утечкам.

4. Конструктивные меры по снижению искривления прецизионной поверхности: рациональный профиль поперечного сечения втулки и оптимизация формы/жёсткости крепёжных элементов, снижающие изгибные напряжения при стягивании.

Сопоставительный анализ отечественных и зарубежных насосов показывает преимущество последних [45, 115]. Хотя конструктивные принципы и применяемые материалы у отечественных и зарубежных топливных насосов высокого давления во многом схожи, зарубежные образцы отличаются более компактной архитектурой и сокращённой кинематической цепью. Это приводит к необходимости поддерживать значительно более жёсткие допуски по перпендикулярности, соосности и посадочным размерам. Повышенные требования предъявляются и к прочности рабочих поверхностей – их твёрдость, как правило, выше на несколько единиц по шкале HRC, что обеспечивает лучшую износостойкость в условиях высоких нагрузок.

Особенно строгие стандарты установлены для прецизионных узлов, прежде всего плунжерных пар. В зарубежных насосах давление, создаваемое плунжером, может достигать порядка 200 МПа, в то время как для большинства отечественных моделей этот показатель не превышает 100 Мпа [54]. Такое увеличение давления требует уменьшения рабочих зазоров, а значит – применения более эффективных систем фильтрации топлива, способных удалять мельчайшие абразивные частицы, которые могут вызвать ускоренный износ.

Названные конструктивно-технологические отличия обеспечивают зарубежным насосам ресурс свыше 10...12 тыс. моточасов. В то же время многие отечественные насосы не достигают даже паспортной наработки в 5000 моточасов

[71], что указывает на необходимость пересмотра требований к геометрии опорных поверхностей, технологии сборки и качеству фильтрации, а также на целесообразность учёта радиальных составляющих сил в расчётах и диагностике состояния плунжерных пар.

1.5. Технологии увеличения межремонтного ресурса

Согласно государственным стандартам и технической документации, разработанной Центральным научно-исследовательским и конструкторским институтом топливной аппаратуры (ЦНИТА), топливные насосы и их прецизионные пары должны иметь ресурс не менее 5000 часов [12, 139]. Но в эксплуатации этот ресурс не достигается [61]. Новые плунжерные пары работают в среднем 700...3000 часов – зависит от конструкции, качества обработки и условий. Нагнетательные клапаны – примерно 1200...2000 часов. Распылители форсунок – около 800...1600 часов при норме ~3000. При этом обслуживание, регулировка и ремонт элементов топливной системы занимают значительную часть эксплуатационных расходов. По оценкам, до 30 % совокупных затрат на техническое содержание и восстановление тракторной техники приходится именно на топливную аппаратуру.

Современные исследования показывают, что неисправность топливной аппаратуры составляет от 20 до 50 % всех отказов дизельных двигателей [117].

Федеральная система технологий и машин, разработанная специалистами Российской академии наук, Минсельхоза РФ и другими профильных организаций, нацелена на увеличение ресурса основных узлов и агрегатов машинно-тракторного парка до 10...15 тыс. моточасов и отказ от капитального ремонта тракторов [146]. Это касается и топливной аппаратуры дизельных двигателей. Среди приоритетных мер – снижение трудоёмкости обслуживания за счёт увеличения межрегулируемых интервалов: для насосов – до 3000 моточасов, для форсунок – до 2000 моточасов [61].

На фоне указанных целей фиксируется устойчивая тенденция к закупке зарубежной техники, которая демонстрирует более высокие показатели ресурса и надёжности. В то же время в ближайшей перспективе основной объём сельскохозяйственных работ будет выполняться существующим парком отечественных машин. Следовательно, приоритетной задачей становится обеспечение эффективной и долговечной работы уже эксплуатируемой техники за счёт совершенствования технологий восстановления и упрочнения высокоточных узлов топливной аппаратуры.

Сравнение нормативных требований с эксплуатационными показателями показывает, что традиционные технологии изготовления и ремонта узлов топливной аппаратуры, сформированные за время развития дизельного машиностроения, во многом исчерпали свой потенциал. Они уже не обеспечивают даже тот уровень надёжности, который заложен в нормативной документации. При этом на практике требуется, чтобы ресурс ТНВД составлял не менее 10 000 моточасов.

Решение этой проблемы заключается в применении высокоэффективных технологий обработки и восстановления деталей, которые обеспечивают достижение заданной геометрии и точности сопряжений и одновременно формируют на рабочих поверхностях новые механические и эксплуатационные свойства – повышенную твёрдость, износостойкость и коррозионную стойкость. К таким подходам относятся современные методы финишной обработки, поверхностного упрочнения и нанесения покрытий. Их комплексное внедрение позволяет существенно продлить ресурс топливной аппаратуры, уменьшить долю затрат на ремонт и увеличить межремонтные интервалы.

Таким образом, необходимость исследований высокоэффективных технологий восстановления и упрочнения высокоточных подвижных соединений продиктована разрывом между нормативными требованиями и фактическими показателями надёжности, а также стратегической задачей повышения ресурса машинно-тракторного парка. Комплексная реализация данных технологий обеспечивает экономический эффект за счёт снижения затрат на обслуживание,

роста коэффициента технического использования и оптимизации жизненного цикла техники.

1.6. Теоретические основы и современные методы оценки надежности

В инженерной и эксплуатационной практике термин «надежность» имеет строгое определение, закреплённое в государственных стандартах. Под надёжностью понимается способность изделия сохранять в течение заданного срока свои функциональные свойства и параметры, необходимые для выполнения предусмотренных функций, при соблюдении установленных условий эксплуатации, технического обслуживания, хранения и транспортирования.

Надёжность – это качество изделия, зависящее от его эксплуатационных свойств и условий работы. В разных режимах и при различных назначениях машины её надёжность проявляется через такие характеристики, как способность функционировать без отказов, сохранять работоспособность в течение длительного времени, поддаваться техническому обслуживанию и ремонту, а также удерживать требуемые параметры в процессе хранения и транспортировки [52]. Таким образом, надёжность представляет собой не отдельный показатель, а комплекс взаимосвязанных свойств, отражающих стабильность и устойчивость работы изделия на всём протяжении его жизненного цикла.

Теория надёжности технических изделий изучает закономерности возникновения и развития отказов, опираясь на методы теории вероятностей и математической статистики [16, 52]. Важно понимать, что теория надёжности – не раздел вероятностной теории, а прикладная дисциплина, связывающая статистические модели с физическими механизмами деградации материалов и узлов. Круг решаемых ею задач существенно шире собственно вероятностных оценок и включает вопросы проектирования, производства и эксплуатации.

Теория надёжности представляет собой обширную научно-техническую дисциплину, охватывающую все этапы жизненного цикла изделия – от проектирования до утилизации. В её рамках рассматриваются как физические

процессы, определяющие деградацию материалов и узлов, так и методы анализа, прогнозирования и обеспечения надёжности в эксплуатации. Ключевые направления современной теории надёжности охватывают широкий спектр вопросов, связанных с жизненным циклом изделия – от стадии проектирования до эксплуатации и утилизации.

Основное внимание уделяется нескольким взаимосвязанным аспектам:

- изучение процессов старения и деградации материалов, происходящих под действием физических, химических и механических факторов, что позволяет оценивать изменение свойств элементов конструкции с течением времени;
- разработка статистических моделей надёжности, основанных на сборе, обработке и анализе данных об отказах для расчёта и прогнозирования вероятности безотказной работы изделий;
- создание методов проектирования и расчёта надёжных конструкций, включающих анализ влияния внешней среды, условий эксплуатации, человеческого фактора и экономических ограничений;
- обеспечение производственной надёжности, связанное с контролем качества изготовления, соблюдением технологических допусков и повышением культуры производства;
- организация технической эксплуатации, предусматривающая регулярную диагностику, мониторинг состояния узлов и профилактические меры по предупреждению отказов;
- экономическая оценка надёжности, направленная на установление оптимального баланса между затратами на поддержание работоспособности и экономическим эффектом от повышения ресурса оборудования.

ТНВД является основным элементом топливной аппаратуры и представляет собой сложную систему. Его задача – подавать в цилиндры дизеля точно дозированные небольшие порции топлива (около $10...300 \text{ мм}^3$) в соответствии с порядком работы цилиндров и за очень короткое время – $0,001...0,01 \text{ с}$, под высоким давлением ($200...600 \text{ кгс/см}^2$ и выше) [139, 146]. По сути, именно ТНВД

реализует этот процесс, и поэтому надёжность топливной аппаратуры в целом в значительной мере определяется надёжностью насоса.

В настоящее время отсутствует единая общая теоретическая методика, позволяющая полноценно оценивать надёжность ТНВД. Причина заключается в сложности и нестационарности процессов в питающем и нагнетательном трактах системы, существенно зависящих от гидравлических характеристик отдельных элементов и физико-химических свойств топлива [139]. Из-за недостатка универсальных расчётных методов при конструировании широко применяются расчётно-экспериментальные подходы: предварительная оценка параметров дополняется стендовыми и эксплуатационными исследованиями для уточнения отдельных величин. Наиболее достоверные сведения о надёжности топливной аппаратуры (и прежде всего ТНВД) получают путём статистической обработки эксплуатационных данных [139, 146].

Ключевым условием корректной статистической оценки является грамотная организация сбора и учёта сведений. Необходимо обеспечить полноту информации (фиксацию всех данных, требуемых для анализа надёжности), её достоверность (точность сообщаемых сведений), своевременность (оперативность выявления причин отказов и принятия корректирующих мер) и непрерывность (сопоставимость результатов, полученных на разных этапах эксплуатации) для безошибочного планирования дальнейших мероприятий. Собираемые данные должны включать характер проявления каждого отказа, его причину, а также сведения об эффективности принятых мер по устранению [30, 139].

Изготовленные топливные насосы и их прецизионные пары должны соответствовать требованиям государственных стандартов, задающих основные параметры и размеры, а также технические условия изготовления [37, 41, 59]. По данным ЦНИТА, для серийных изделий установлен показатель по ресурсу в 5000 часов [139] при гарантированной вероятности безотказной работы порядка 85 % на указанном интервале. При этом важно понимать, что речь не идёт о безусловной сохранности всех эксплуатационно-технических характеристик на протяжении всего ресурса: под ресурсом понимают суммарную наработку до

достижения предельного состояния (списания) с учётом перерывов на техническое обслуживание и ремонт.

Как уже упоминалось ранее, для топливных насосов высокого давления различают три основных типа надёжности: конструктивную, производственную и эксплуатационную. Первая формируется на стадии проектирования и доводки опытных образцов, вторая – определяется качеством изготовления, сборки и заводских испытаний, а третья проявляется в процессе работы машины и зависящая от правильной эксплуатации и своевременного технического обслуживания.

Поскольку надёжность является комплексным показателем, она не может быть выражена одним параметром. Её сущность определяется совокупностью факторов, отражающих способность изделия работать без отказов, сохранять работоспособность в течение всего срока службы, поддаваться техническому обслуживанию и ремонту, а также удерживать необходимые эксплуатационные характеристики в процессе хранения и последующего использования. Все эти аспекты взаимосвязаны и в совокупности формируют представление о степени надёжности машины или агрегата как единой системы.

Единой завершённой теории надёжности для ТНВД, как подчёркивалось, пока нет, поэтому на практике применяют систему показателей надёжности с их количественной оценкой [3569, 82, 136]. Для количественной оценки безотказности работы топливных насосов высокого давления применяют ряд показателей, характеризующих частоту и вероятность возникновения отказов в процессе эксплуатации. Основные показатели можно выделить следующие: вероятность безотказной работы, наработка до отказа, интенсивность отказов, а также параметры потока отказов и восстановления и коэффициент (процент) отказов [146].

Вероятность безотказной работы отражает вероятность того, что изделие сохранит работоспособность и не выйдет из строя на протяжении заданного временного интервала. Этот показатель позволяет судить о стабильности функционирования агрегата в условиях технической эксплуатации.

Интенсивность отказов характеризует частоту возникновения отказов во времени и определяется как вероятность появления отказа в единицу времени при условии, что изделие остаётся работоспособным.

Под наработкой понимают суммарное время функционирования изделия с начала его эксплуатации.

Наработка до отказа – время от начала работы изделия до первого отказа.

Наработка между отказами показывает длительность работы агрегата в промежутке между восстановлением после предыдущего отказа и появлением следующего. Параметры потока отказов и восстановления задают среднее число событий (отказов/восстановлений) в единицу времени. Коэффициент (процент) отказов показывает долю отказов конкретного элемента в общем числе отказов изделия за период наблюдения [146].

Ресурс – это общее число моточасов или циклов работы с начала эксплуатации (или после капремонта) до момента, когда дальнейшее использование невозможно или экономически нецелесообразно.

Срок службы отражает календарную продолжительность функционирования изделия – от ввода в эксплуатацию (или после восстановления) до достижения предельного состояния, определяемого по установленным техническим и эксплуатационным признакам.

Обе характеристики тесно связаны между собой: ресурс выражает фактическую наработку, а срок службы – временной интервал, в течение которого изделие сохраняет требуемые эксплуатационные свойства.

Ремонтопригодность характеризуют вероятностью восстановления изделия за заданное время и среднее время восстановления – то есть среднюю продолжительность процедуры возврата изделия в рабочее состояние. Сохраняемость оценивают по сроку сохраняемости – времени хранения при заданных условиях, в течение которого показатели безотказности не ухудшаются по сравнению с изделиями, не находившимися на хранении.

Кроме отдельных показателей применяются и комплексные характеристики, объединяющие несколько свойств одновременно. К ним относятся:

- коэффициент технического использования – отношение суммарного времени работы изделия к сумме этого времени и простоев на обслуживание и ремонт;
- коэффициент готовности – отношение времени работоспособности к общей продолжительности эксплуатации без учёта простоев;
- удельная трудоёмкость (или стоимость) обслуживания и ремонта – отношение общей трудоёмкости (или стоимости) к суммарной наработке за тот же период.

Проблематика надёжности машин, их износа, восстановления и продления ресурса занимает значительное место в отечественной инженерной науке. Существенный вклад в формирование теоретических и практических основ этой области внесли многие исследователи – среди них В. Н. Бугаев, Ф. Х. Бурумкулов, Е. Л. Воловик, И. И. Габитов, И. Г. Голубев, В. А. Евграфов, С. П. Казанцев, В. В. Курчаткин, В. П. Лялякин, В. М. Михлин, Е. А. Пучин, А. Э. Северный, Н. Ф. Тельнов, М. А. Халфин, В. И. Черноиванов, В. М. Юдин и другие [17, 20, 26, 64, 129, 144]. Их труды заложили основы современной теории надёжности, технического обслуживания и восстановления машин.

Отдельное направление в этой научной школе составляют исследования, посвящённые вопросам старения материалов, износа деталей и повышению надёжности топливной аппаратуры дизельных двигателей. Существенные результаты в этой области получены В. В. Антиповым, К. А. Ачкасовым, Н. И. Бахтиаровым, Р. М. Башировым, М. М. Вихертом, Д. Ф. Гуревичем, Н. С. Ждановским, Б. П. Загородских, В. Г. Кисловым, В. И. Крутовым, М. В. Мазингом, А. В. Неговорой, В. А. Трикозюком, Б. Н. Файнлейбом, С. Н. Шарифуллиным и др. [7, 12, 23, 47, 59, 61, 70, 77, 89, 91, 136, 139, 142]. Их работы заложили основу для формирования современных подходов к диагностике, прогнозированию ресурса и повышению эксплуатационной надёжности систем впрыска топлива.

Результаты исследований легли в основу нормативно-технической документации ЦНИТА и ГОСНИТИ по проектированию и производству

топливной аппаратуры. Анализ показывает, что основной упор сделан на обеспечение и повышение эксплуатационной надёжности топливной аппаратуры дизельных двигателей [146]. В то же время по вопросам конструктивной и производственной надёжности целенаправленные исследования ограничены; имеющиеся предложения носят в основном рекомендательный характер, что объяснимо: такие работы требуют разработки и отработки новых конструктивных решений узлов и наличия экспериментальных участков для изготовления опытных образцов.

Определить «общую надёжность» топливной аппаратуры как одно число невозможно. Во-первых, надёжность – это свойство, а не единый показатель. Во-вторых, сама аппаратура представляет собой сложную систему. Поэтому оценку строят по принципу «снизу вверх»: анализируют надёжность отдельных подсистем и элементов и только затем сопоставляют результаты для общей оценки. Для получения данных используют статистическую обработку эксплуатационных наблюдений [89]. Практически применяют четыре базовых подхода: длительные эксплуатационные испытания (до нескольких лет), кратковременные эксплуатационные проверки, стендовые испытания и ускоренные лабораторные тесты.

Основные характеристики надёжности (безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость) – количественно оцениваются через систему показателей, описанных ранее. В применении к топливной аппаратуре дизельных двигателей их целесообразно определять по изменению параметров топливоподачи или по производным коэффициентам, характеризующим стабильность этих параметров во времени [89].

Такой методический подход основан на том, что процесс износа деталей неизбежно сопровождается смещением технологических характеристик. По мере наработки двигателя происходят постепенные изменения в величине цикловой подачи, угле начала впрыска и характеристиках регулятора, что служит надёжным индикатором состояния топливной системы.

Зная скорость изменения параметра и допустимые пределы его отклонений, можно рассчитать долговечность как отдельных элементов, так и всей системы топливоподачи в целом. Границы допустимых значений выбирают с учётом их влияния на экономичность и энергетическую эффективность работы дизеля. Анализ тенденций изменения параметров позволяет не только оценить текущий уровень надёжности, но и прогнозировать ресурс агрегата, а также оптимизировать регламенты технического обслуживания и внедрять мероприятия, направленные на повышение стабильности, например, улучшенную фильтрацию топлива или повышение качества смазки прецизионных пар.

При анализе надёжности топливных насосов высокого давления дизельных двигателей в качестве объективных и измеряемых критериев оценки безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости применяются эксплуатационные параметры, отражающие стабильность и точность их работы. К числу таких параметров относят:

- суммарную цикловую подачу топлива при частоте вращения, соответствующей началу действия регулятора, а также на режиме пуска;
- коэффициент неравномерности подачи топлива при функционировании насоса на номинальном и холостом режимах;
- опережение впрыска топлива, определяющее момент начала нагнетания топлива в цилиндры [146].

Эти характеристики комплексно отражают техническое состояние узлов топливного насоса и позволяют оценить его работоспособность в различных режимах эксплуатации.

1.7. Оценка технического состояния ДВС в процессе эксплуатации

Нарушение нормальной работы топливной системы дизельного двигателя сказывается в первую очередь на работе двигателя, а точнее на изменении его показателей. Поэтому диагностирование нарушения рабочего состояния

топливной аппаратуры целесообразнее выявлять по изменению показателей двигателя в процессе его работы.

Один из стандартных методов диагностики двигателя основывается на анализе его динамических характеристик. Этот подход включает два основных вида: проверку при условно постоянной скорости вращения вала и оценку в переходных режимах [143].

В первом случае рассматриваются отклонения в частоте вращения коленчатого вала, что также исследуется в работах [73, 96]. Диагностика в переходных режимах осуществляется при свободном разгоне и свободном выбеге двигателя, который был разработан и рекомендован к использованию в полевых условиях ГОСНИТИ в прошлом веке.

Динамические методы диагностики подходят и для мощных тихоходных судовых дизелей. В работе [80] авторы демонстрируют комплексный подход к диагностике судовых дизелей, анализируя ускорение свободного разгона, расход воздуха и параметры крутильных колебаний.

Одной из последних разработок устройств для использования данного метода диагностики неисправностей ДВС, в частности топливной аппаратуры является метод диагностики ДВС по ускорению свободного разгона. В основе работы комплекса лежит измерение промежутков времени между соседними метками диска, установленного на шкиве коленчатого вала. В качестве меток и чувствительного элемента могут быть применены физические зубцы и пара светодиод-фоторезистор, магниты и датчик Холла, а также любой другой способ фиксации прохождения метки возле датчика [57].

Аппаратно-программный комплекс ИМДЦ-2 предназначен для определения динамических показателей двигателя на переходных режимах. Принцип работы комплекса основан на измерении частоты вращения коленчатого вала и определении показателей её динамики.

Одним из недостатков использования прибора ИМДЦ-2 является то, что в качестве нагрузки используется инерционная масса подвижных деталей ДВС, что не позволяет диагностировать все двигатели без исключений. Современные

высокофорсированные дизельные двигатели способны набирать частоту вращения от минимальных оборотов холостого хода до номинальных за доли секунды и оценка мощности по времени разгона уже приводит к большим погрешностям. Кроме того, у некоторых двигателей с электронным управлением стоит защита по максимальному ускорению коленчатого вала, которая ограничивает подачу топлива в процессе разгона для ограничения углового ускорения коленчатого вала при разгоне.

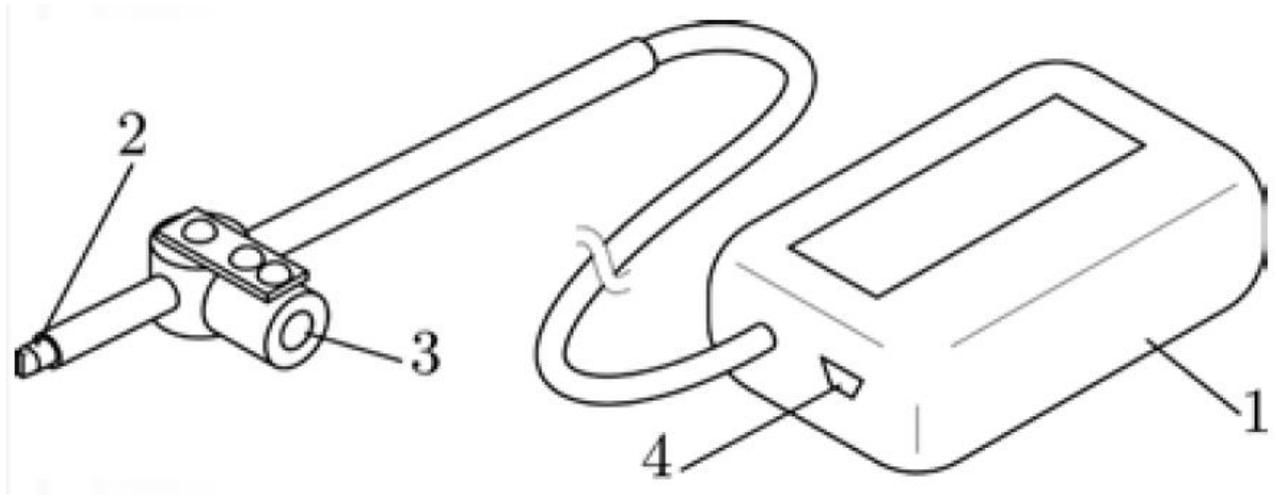


Рисунок 1.3 – Прибор ИМДЦ-2:

1 – Компьютер АЦП; 2 – Датчик определения частоты вращения вала двигателя и его углового ускорения; 3 – крепления датчика [57]

К другому недостатку можно отнести необходимость монтажа специальных датчиков устройства на двигатель, что приводит к дополнительным трудозатратам и затратам времени при выполнении диагностических операций двигателя. Кроме того, устройство пока не предусматривает проведение диагностирования двигателя в процессе эксплуатации и не имеет совместимость с OBD2 через диагностический разъем.

Использование данных о работе двигателя через диагностический разъем позволяет оценивать частоту вращения коленчатого вала с частотой опроса до 50 Гц и более. При частоте вращения вала двигателя 2500 мин^{-1} интервалом опроса приходится на каждый оборот вала. Использование такого подхода не потребует монтажа дополнительных датчиков и специального устройства для

контроля динамики разгона вала. Для увеличения инерционной нагрузки двигателя при разгоне можно использовать массу всей машины, т.е. оценивать разгон двигателя вместе с трактором на включенной передаче, что позволит увеличить время разгона двигателя от минимальных оборотов холостого хода до номинальных и регистрировать параметры разгона через диагностический разъем.

Измерение и анализ эффективности работы ДВС в режиме реального времени путём сопоставления с данными об отказах и неисправностях топливной аппаратуры по методике ускорения свободного разгона, служит основой для статистически обоснованной оценки надёжности и разработки мер по её повышению.

Выводы по первой главе

Проведённый в первой главе анализ состояния проблемы, факторов надёжности и существующих технологий оценки работоспособности дизельных двигателей и их топливной аппаратуры позволяет сформулировать следующие обобщённые выводы:

1. Основная доля отказов мобильных машин сельскохозяйственного производства приходится на долю их двигателей, среди отказов которого наиболее весомыми являются неисправности прецизионных элементов топливной аппаратуры, оказывающие первостепенное влияние на мощностные, экономические и экологические показатели двигателя.

2. В качестве основных критериев оценки надёжности и долговечности топливного насоса высокого давления принято использовать ряд эксплуатационных параметров, отражающих стабильность процесса топливоподачи. К таким параметрам относятся:

- суммарная цикловая подача топлива при частоте вращения начала срабатывания регулятора, а также на пусковом режиме;
- коэффициент неравномерности подачи топлива на номинальном и холостом ходах, характеризующий равномерность работы секций насоса;

· угол опережения впрыска (момент начала нагнетания), определяющий фазу начала подачи топлива в цилиндры.

Изменение этих величин оказывает существенное влияние на характеристики двигателя и их изменение во времени наиболее наглядно отражает деградационные процессы в прецизионных парах насоса и позволяет судить о его фактическом техническом состоянии.

3 Нарушение нормальной работы топливной системы дизельного двигателя сказывается в первую очередь на работе двигателя, а точнее на изменении его показателей. Поэтому диагностирование нарушения рабочего состояния топливной аппаратуры целесообразнее выявлять по изменению показателей двигателя в процессе его работы.

4 Наиболее предпочтительным методом оценки мощностных показателей дизельного двигателя в полевых условиях является метод динамического нагружения двигателя при его разгоне, который может быть выполнен с минимальными трудозатратами.

5 Современные высокофорсированные дизельные двигатели способны набирать частоту вращения от минимальных оборотов холостого хода до номинальных за доли секунды и оценка мощности по времени разгона уже приводит к большим погрешностям. Кроме того, у некоторых двигателей с электронным управлением стоит защита по максимальному ускорению коленчатого вала, которая ограничивает подачу топлива в процессе разгона для ограничения углового ускорения коленчатого вала при разгоне.

6 Современные тракторы оснащены двигателями с электронным управлением, в работе которых предусмотрен диагностический разъем, что не потребует монтажа дополнительных датчиков и специального устройства для контроля динамики разгона вала. Для увеличения инерционной нагрузки двигателя при разгоне можно использовать массу всей машины, т.е. оценивать разгон двигателя вместе с трактором на включенной передаче. Это позволит увеличить время разгона двигателя от минимальных оборотов холостого хода до

номинальных и регистрировать параметры разгона через диагностический разъем без сложного монтажа дополнительного оборудования.

На основании проведенного анализа и сформулированных выводов определены **основные задачи** дальнейших исследований:

1. Определить степень влияния состояния топливной аппаратуры на мощностные, экономические и экологические показатели дизельного двигателя;
2. Теоретически оценить возможность определения мощностных показателей двигателя при его динамическом нагружении в процессе разгона трактора;
3. Разработать методику оценки мощностных показателей двигателя динамическим методом при разгоне трактора.
4. Провести расчетный анализ влияния мощностных показателей двигателя на динамику разгона коленчатого вала двигателя при движении трактора.
5. Провести динамические испытания на тракторе для оценки достоверности определения изменения мощностных показателей дизельного двигателя по данным, полученным через диагностический разъем.

2. Анализ возможности динамического нагружения двигателя трактора

2.1. Динамическое нагружение двигателя при разгоне трактора

Динамическое нагружение двигателя при разгоне – это сложный процесс, при котором на его детали действуют резко возрастающие и переменные во времени нагрузки, значительно превышающие стационарные режимы.

Яркий пример исследуется в научных статьях [24, 97, 99]. В них анализируется, как ускорение автомобиля влияет на главный элемент двигателя – коленчатый вал. Основные виды нагрузок приводятся в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Основные причины и виды нагрузок при разгоне

Вид нагрузки	Причина возникновения	Влияние на двигатель
Инерционные нагрузки	Резкое увеличение частоты вращения (оборотов) приводит к росту сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс (поршни, шатуны).	Максимальная нагрузка на шатунные шейки, вкладыши подшипников, увеличивается риск их износа или задиров.
Газовые силы	Электронный блок управления (ЭБУ) подает больше топлива для увеличения мощности, что ведет к резкому росту давления в цилиндрах.	Основная нагрузка на поршни, кольца, стенки цилиндров, головку блока. Повышается тепловая напряженность.
Крутильные колебания	Резкие изменения крутящего момента создают нерегулярное вращение валов, вызывая их закручивание и раскручивание.	Значительная нагрузка на коленчатый вал, шкивы, маховик, трансмиссию. Может приводить к усталостным разрушениям.
Циклическая усталость	Комбинация всех вышеперечисленных быстро меняющихся сил создает переменные напряжения в металле.	Основная причина усталостных трещин и поломок деталей (например, коленвала) после многих циклов разгона.

Факторы, влияющие на динамическое нагружение [114]:

1. Момент инерции системы. Чем больше момент инерции (например, из-за тяжелого маховика, крупных шестерён или колёс), тем больше динамический момент и нагрузка на двигатель при разгоне.
2. Угловое ускорение. Чем быстрее требуется разогнать машину (то есть чем больше угловое ускорение), тем выше динамический момент.

3. Коэффициент учёта вращающихся масс. В расчётах часто используют коэффициент α , который учитывает влияние вращающихся масс на динамику разгона.

4. Передаточное число трансмиссии. При использовании редуктора момент инерции нагрузки уменьшается в квадратической зависимости от передаточного числа.

Динамическое нагружение двигателя при разгоне машины связано с необходимостью преодоления не только статических сопротивлений (сопротивление воздуха, трение, уклон дороги), но и с затратой энергии на ускорение вращающихся и поступательно движущихся масс системы. Это создаёт дополнительную нагрузку на двигатель, которая зависит от момента инерции системы и углового ускорения.

При разгоне машины на нее действуют следующие силы (Рисунок 2.1):

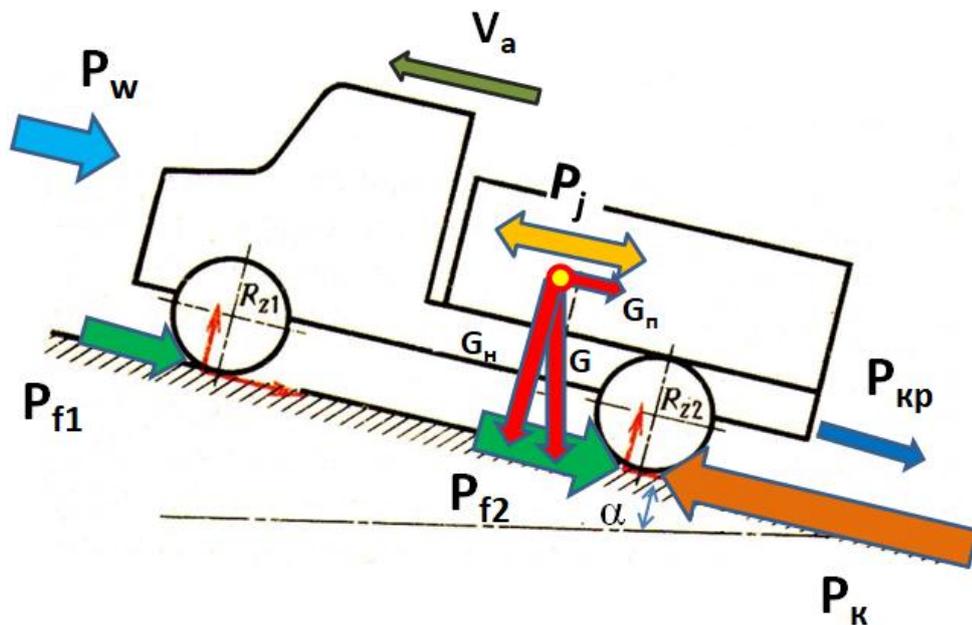


Рисунок 2.1 – Силы, действующие на машину при разгоне:

P_k – касательная сила тяги; P_f – сила сопротивления качению $P_f = P_{f1} + P_{f2}$;
 P_w – сила аэродинамического сопротивления воздуха; $P_{кр}$ – сила на крюке;
 P_j – сила инерции; G – сила тяжести машины и ее составляющие (трактор TERRION ATM 4200: передний мост – 3400 кг, задний мост – 5554 кг);
 $G_n = G \cdot \cos \alpha$ – нормальная; $P_i = G_n = G \cdot \sin \alpha$ – продольная (сила преодоления уклона дороги)

Касательная сила тяги (P_k) – это сила, приложенная в зоне контакта движителей трактора с почвой, которая непосредственно обеспечивает его поступательное движение по опорной поверхности (почве, грунту).

Сила сопротивления качению (P_f) – это сила, препятствующая движению колеса по опорной поверхности. Она направлена противоположно скорости движения и возникает из-за потерь энергии на внутреннее трение в материале шины (гистерезис), поверхностное трение шины о дорогу; образование колеи на деформируемых покрытиях [141]. Сила сопротивления качению определяется как сумма факторов, таких как тип и состояние дорожного покрытия, скорость движения, давление воздуха в шинах, нагрузка на колесо, тип колеса/шины, температура шины и имеет вид: $P_f = P_{f1} + P_{f2}$, т.е. на каждую ось.

Сила аэродинамического сопротивления (P_w) – это сила, с которой воздух действует на движущееся в нём тело, направленная противоположно вектору скорости. Она возникает из-за необратимого перехода части кинетической энергии тела в теплоту (через вихреобразование, ударные волны, аэродинамический нагрев) [121]. Сила аэродинамического сопротивления складывается из двух типов сил: касательного (тангенциального) трения, которое действует вдоль поверхности тела (обусловлено вязкостью воздуха) и давления, которое действует по нормали к поверхности (из-за разности давлений перед и за телом).

Сила на крюке ($P_{кр}$) – это реальная тяговая сила, которую транспортное средство (трактор, тягач, автомобиль-буксировщик) может передать через сцепное устройство (крюк, фаркоп, прицепное звено) для перемещения прицепа, навесного оборудования или буксируемого объекта.

Сила инерции (P_j) – векторная физическая величина, используемая в механике для описания движения тел в неинерциальных системах отсчёта (НСО) либо в рамках принципа Д’Аламбера. Это фиктивная (не имеющая источника в виде взаимодействия тел) сила, вводимая формально для того, чтобы уравнения динамики по форме совпадали с уравнениями статики или второго закона Ньютона.

В динамике тягово-транспортных средств различают нормальные и продольные силы, действующие в зоне контакта колеса с опорной поверхностью [75]. Они играют ключевую роль в реализации тягового усилия и устойчивости движения.

Нормальная сила (G_n) – это вертикальная составляющая реакции опорной поверхности на колесо. Она направлена перпендикулярно плоскости дороги и уравнивает часть веса транспортного средства, приходящуюся на данное колесо.

Продольная сила тяги (P_i или G_n) – это горизонтальная составляющая реакции дороги, приложенная в зоне контакта движителей трактора с почвой. Она направлена вдоль оси движения и обеспечивает поступательное перемещение транспортного средства.

Фундаментальное соотношение в теории движения тягово-транспортных средств, выражающее равенство между силой тяги на ведущих колёсах и суммой всех сил сопротивления движению приводится в виде уравнения тягового баланса, которое имеет вид:

$$P_k = P_{кр} + P_f \pm P_i + P_w \pm P_j \quad (2.1)$$

Данное уравнение позволяет анализировать, как распределяется тяговое усилие при разных режимах движения (разгон, подъём, движение по ровной дороге и др.).

Как уже упоминалось ранее, сила сопротивления качению складывается из сил сопротивления качению на каждую ось:

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} \quad (2.2)$$

Принимая независимость коэффициента сопротивления качению f от нагрузки на колесо G_n , можем записать:

$$P_f = f G_n \quad (2.3)$$

где: G_n – нормальная сила, Н.

Сила сопротивления воздуха P_w складывается из силы давления встречного потока воздуха, силы, создаваемой разряжением за машины, и силы трения воздуха о площадь фронтальной проекции машины [119]. Сила

аэродинамического сопротивления воздуха может быть определена по зависимости:

$$P_w = c_x \cdot S \cdot v^2 \cdot \rho / 2 \quad (2.4)$$

где: c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления;

S – площадь фронтальной проекции машины;

v – скорость движения машины;

ρ – плотность воздуха.

Сила сопротивления разгону (сила инерции) P_j возникает при ускоренном движении и зависит от массы автомобиля, его ускорения j и коэффициента $\delta_{вр}$, который учитывает влияние инерции вращающихся масс машины. Сила инерции для расчета разгона тягово-транспортного средства обычно используется в виде:

$$P_j = \pm \frac{G}{g} \cdot j \cdot \delta_{вр}, \quad (2.5)$$

где: j – ускорение при разгоне машины;

$\delta_{вр}$ – коэффициент учета инерции вращающихся масс.

Коэффициент $\delta_{вр}$ вычисляется по формуле:

$$\delta_{вр} = 1,04 + 0,05 \cdot i_{кпп}^2, \quad (2.6)$$

где: $i_{кпп}$ – передаточное отношение КПП.

Касательная сила тяги определяется моментом двигателя, передаточным числом, радиусом колеса и ограничена сцеплением с дорогой [145]. Её расчёт позволяет прогнозировать поведение машины при трогании, разгоне и движении на подъёмах, а также оптимизировать режим работы при конструктивной разработке трансмиссии:

$$P_k = \frac{M_k i_{тр} \eta_{тр}}{r_k}, \quad (2.7)$$

где: M_k – крутящий момент двигателя;

$i_{тр}$ – передаточное отношение трансмиссии;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

r_k – динамический радиус колеса.

Максимальное значение касательной силы при коэффициенте сцепления $\varphi_{\text{кmax}}$

$$P_{\text{кmax}} = \varphi_{\text{кmax}} \cdot G_{\text{н}} \quad (2.8)$$

Максимальный момент торможения двигателя при разгоне:

$$M_{\text{кmax}} = \frac{P_{\text{кmax}} \cdot r_{\text{к}}}{i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}} = \frac{\varphi_{\text{кmax}} \cdot G \cdot \cos \alpha \cdot r_{\text{к}}}{i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}} \quad (2.9)$$

Как следует из представленного выражения для момента, максимальное его значение получается при наибольшем значении $\varphi_{\text{кmax}}$, которое достигается на сухом асфальтобетонном покрытии $\varphi_{\text{кmax}} = 0,7 \dots 0,8$.

Ускорение при разгоне машины массой $m = G/g$:

$$j = \frac{P_j}{m \cdot \delta_{\text{вр}}} \quad (2.10)$$

Значение силы инерции из тягового баланса при разгоне:

$$P_j = P_{\text{к}} - P_{\text{кр}} - P_{\text{f}} \pm P_{\text{i}} - P_{\text{w}} \quad (2.11)$$

При движении на горизонтальной поверхности ($\alpha = 0$) и без прицепного и навесного орудий значения сил продольной составляющей P_{i} и крюковой $P_{\text{кр}}$ равны нулю:

$$P_{\text{i}} = 0 \text{ и } P_{\text{кр}} = 0. \quad (2.12)$$

При скорости движения до 20 км/ч силой аэродинамического сопротивления можно пренебречь $P_{\text{w}} \approx 0$, т.к. ее значение обычно не превышает 1 % от касательной силы тяги $P_{\text{к}}$.

В результате сила инерции будет определяться по уравнению:

$$P_j = P_{\text{к}} - P_{\text{f}} \quad (2.13)$$

Таким образом, ускорение машины будет создаваться избыточной силой тяги, то есть разницей между касательной силой тяги, создаваемой всеми ведущими колесами за вычетом силы сопротивления качению машины.

Ускорение при разгоне будет иметь вид:

$$j = \frac{P_j}{m \cdot \delta_{\text{вр}}} = \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{f}}}{G \cdot \delta_{\text{вр}}} \cdot g = \frac{M_{\text{к}} \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} - P_{\text{f}} \cdot r_{\text{к}}}{G \cdot \delta_{\text{вр}} \cdot r_{\text{к}}} \cdot g \quad (2.14)$$

где: G – сила тяжести машины;

$M_{\text{к}}$ – крутящий момент двигателя;

$i_{\text{тр}}$ – передаточное отношение трансмиссии;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии;

$\delta_{\text{вр}}$ – коэффициент учета инерции вращающихся масс;

$r_{\text{к}}$ – динамический радиус колеса;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Преобразуя полученное уравнение, получим выражение для крутящего момента двигателя при имеющемся ускорении машины:

$$M_{\text{к}} = \frac{G \cdot \delta_{\text{вр}} \cdot \frac{j + P_f}{g}}{i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}} \cdot r_{\text{к}} = G \cdot r_{\text{к}} \cdot \frac{\delta_{\text{вр}} \cdot j + f \cdot g}{i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot g} \quad (2.15)$$

При движении машины по асфальтобетонному покрытию динамический и кинематический радиусы радиус колес можно приравнять и буксованием ведущих колес пренебречь. В этом случае угловое ускорение коленчатого вала двигателя ε будет связано с ускорением машины выражением:

$$\varepsilon = \frac{i_{\text{тр}} \cdot j}{r_{\text{к}}} \quad \text{или} \quad j = \frac{r_{\text{к}} \cdot \varepsilon}{i_{\text{тр}}} \quad (2.16)$$

Подставляем значение ускорения в выражение момента и после преобразования, получим выражение:

$$M_{\text{к}} = G \cdot r_{\text{к}} \cdot \frac{\delta_{\text{вр}} \cdot \frac{r_{\text{к}} \cdot \varepsilon}{i_{\text{тр}}} + f \cdot g}{i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot g} \quad (2.17)$$

Значение коэффициента сопротивления качению колеса по сухому асфальтобетонному покрытию составляет $f = 0,01 \dots 0,02$.

Механический КПД трансмиссии трактора $\eta_{\text{тр}}$ в теории тракторов и автомобилей принято рассчитывать по зависимости [141, 114, 75, 119, 121, 145]:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{ц}}^m \cdot \eta_{\text{к}}^n \cdot \eta_{\text{п}}^p \cdot (1 - \zeta), \quad (2.18)$$

где: ζ – коэффициент, учитывающий потери энергии в трансмиссии на перемешивание масла, трение в подшипниках и прочее, и его величина находится в диапазоне $\zeta = 0,03 \dots 0,05$;

$\eta_{\text{ц}}$, $\eta_{\text{к}}$, $\eta_{\text{п}}$ – КПД цилиндрической, конической пары шестерен и планетарного ряда, соответственно. Значение КПД пары шестерен принимают $\eta_{\text{ц}} = 0,985 \dots 0,990$; $\eta_{\text{к}} = 0,975 \dots 0,980$; $\eta_{\text{п}} = 0,95 \dots 0,99$;

m , n , p – количество цилиндрических и конических пар шестерен и планетарных рядов, находящихся в зацеплении одновременно, соответственно.

Таким образом, зная кинематическую схему трансмиссии машины можно рассчитать КПД трансмиссии. Полученное значение КПД в дальнейшем можно использовать в динамическом расчете.

2.2. Влияние состояния топливной аппаратуры на мощностные, экономические и экологические показатели дизельного двигателя

В современных условиях, когда вопросы охраны окружающей среды приобретают первостепенное значение, во всех промышленно развитых странах мира действуют экологические нормативы, ограничивающие уровень токсичных выбросов от двигателей внутреннего сгорания транспортных средств [6, 19, 103].

Эти нормативные документы устанавливают предельно допустимые концентрации вредных веществ, методы и условия проведения испытаний двигателей и транспортных установок, а также требования к точности и классу используемой измерительной аппаратуры [51].

Для дизельных двигателей автомобилей и тракторов, предназначенных для внутреннего рынка стран Европейского Союза и Российской Федерации, требования к составу и количеству выбросов регламентируются Правилами № 49 Европейской экономической комиссии Организации Объединённых Наций (ЕЭК ООН) [102]. Данный документ определяет не только предельные значения по выбросам оксидов азота (NO_x), угарного газа (СО), углеводородов (СН) и твёрдых частиц (РМ), но и описывает стандартизированные процедуры испытаний, включающие режимные циклы работы двигателя, тип измерительных устройств и порядок обработки данных.

В Таблице 2.2 приведены основные положения стандартных испытаний дизельных двигателей в соответствии с требованиями Правил № 49, а в Таблице 2.3 – перечень газоаналитического и измерительного оборудования, использованного в ЦНИТА при проведении экспериментов по определению

токсичности дизельного двигателя Д-240. Полученные результаты легли в основу приведённых ниже характеристик.

Таблица 2.2 – Испытания по 13-режимному нагрузочному циклу

Номер режима	Частота вращения коленчатого вала	Процент нагрузки от полной	Коэффициент массы (Правила № 49 ЕЭК ООН)
1	$n_{\text{мин.х.х}}$	0	0,25/3
2	$n_{\text{Ммакс}}$	2	0,08
3	$n_{\text{Ммакс}}$	25	0,08
4	$n_{\text{Ммакс}}$	50	0,08
5	$n_{\text{Ммакс}}$	75	0,08
6	$n_{\text{Ммакс}}$	100	0,25
7	$n_{\text{мин.х.х}}$	0	0,25/3
8	$n_{\text{НОМ}}$	100	0,1
9	$n_{\text{НОМ}}$	75	0,02
10	$n_{\text{НОМ}}$	50	0,02
11	$n_{\text{НОМ}}$	25	0,02
12	$n_{\text{НОМ}}$	2	0,02
13	$n_{\text{мин.х.х}}$	0	0,25/3

Таблица 2.3 – Применяемая аппаратура и погрешность измерения показателей токсичности и дымности ОГ

№ п/п	Измеряемый компонент	Марка прибора	Метод измерения	Диапазон измерений	Погрешность измерений
1	Оксид углерода CO	ГС АСГА-Т	Оптико-акустический	0...1 об. %	5 %
2	Сумма углеводородов СН	ГС АСГА-Т	Плазменно-ионизационный	0...2 об. %	5 %
3	Диоксид углерода CO ₂	ГС АСГА-Т	Оптико-акустический	0...15 об. %	5 %
4	Окислы азота NO _x	ГС АСГА-Т	Хемилюминесцентный	0...0,5 об. % 0...0,1 об. %	15 % 15 %
5	Дымность ОГ	МК-3 Hartridge	Абсорбционный	0...100 %	2,5

В последние годы в отечественной и зарубежной научной литературе [34] всё большее внимание уделяется поиску количественных взаимосвязей между процессом топливоподачи, дымностью, составом отработавших газов и топливно-экономическими показателями дизелей. В ряде работ предпринимаются попытки

теоретического, экспериментального и статистического обоснования таких зависимостей, прежде всего между дымностью и удельными цикловыми [23, 53] и удельными эффективными топливными параметрами [70, 136]. Например, на Рисунке 2.2 приведены изменения выбросов с ОГ по 13-ти ступенчатому циклу испытаний, которые показывают влияние условий работы двигателя на выбросы вредных веществ с ОГ.

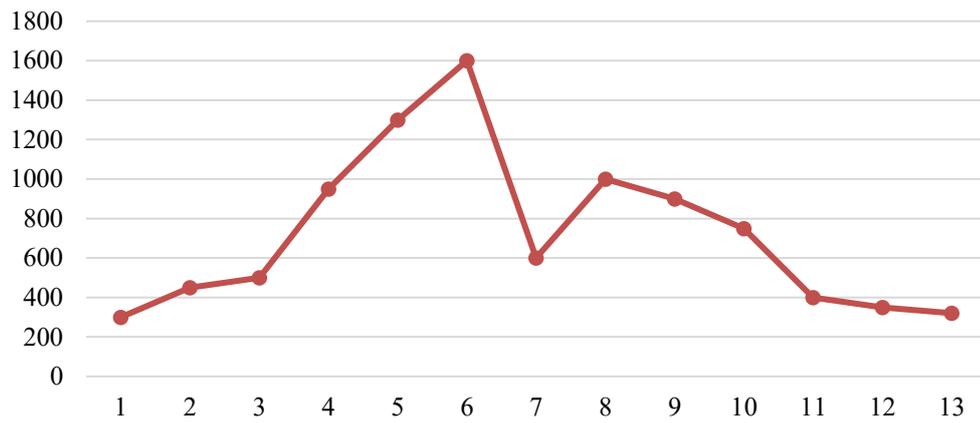
Так отказ одного цилиндра в двигателе вследствие возникновения неисправностей форсунки существенно ухудшает его мощностные, экономические и экологические показатели, приводя к росту всех основных вредных выбросов. В Таблице 2.4 приведены ключевые изменения в составе отработавших газов (ОГ) из-за неработающего цилиндра.

Неработающий цилиндр приводит к неполному сгоранию топлива в оставшихся цилиндрах. Это происходит из-за нарушения равномерности распределения топливно-воздушной смеси по цилиндрам и изменения нагрузки на двигатель. Несгоревшие углеводороды попадают в выхлопные газы, ухудшая их состав.

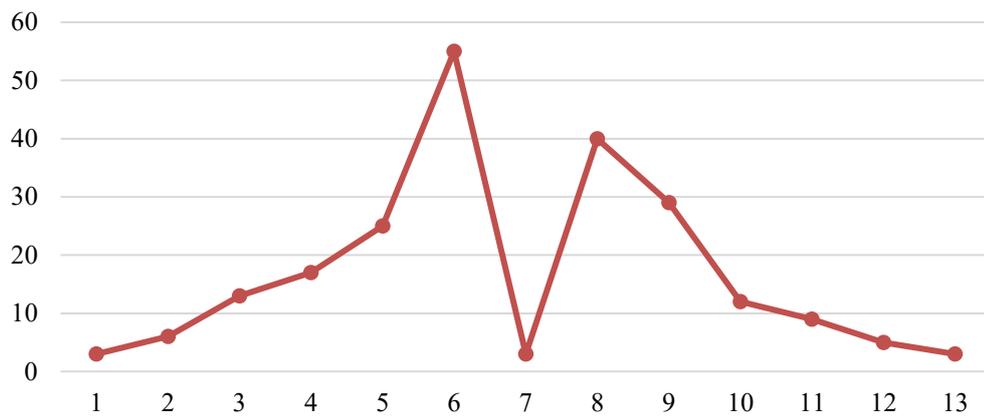
При неполном сгорании топлива из-за недостатка кислорода в цилиндре увеличивается образование угарного газа. СО опасен для здоровья человека, так как снижает способность крови переносить кислород.

Неработающий цилиндр может привести к обогащению топливной смеси в других цилиндрах. Это вызывает неполное сгорание топлива и масла, что увеличивает количество сажи и других твёрдых частиц в выхлопных газах.

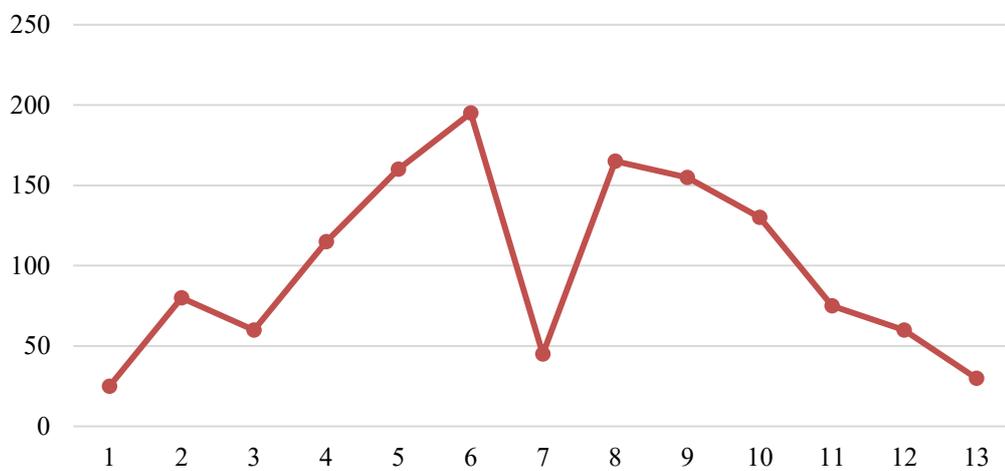
Концентрация NO_x зависит от температуры сгорания в цилиндре. Неравномерная нагрузка на цилиндры может привести к локальному перегреву в работающих цилиндрах, что увеличит образование оксидов азота. Однако в некоторых случаях (например, при общем снижении нагрузки из-за неработающего цилиндра) температура сгорания может снизиться, что уменьшит выбросы NO_x .



а



б



в

Рисунок 2.2 – Изменение концентрации NO_x (а), дымности ОГ (K) (б) и выброса NO_x (в) по 13-режимному циклу при работе дизеля Д-243

Неравномерная работа цилиндров приводит к снижению эффективности двигателя, что вынуждает его работать с большей нагрузкой для поддержания нужной мощности. Это повышает общий расход топлива и, соответственно, объем выбросов.

Таблица 2.4 – Изменения в составе ОГ из-за неработающего цилиндра двигателя трактора

Выхлоп и его компоненты	Что происходит и почему	Последствия для экологии
Чёрный дым (Сажа)	В остальные цилиндры подаётся больше топлива для компенсации потери мощности, но кислорода для полного сгорания не хватает.	Резкий рост выбросов твёрдых частиц (PM). Двигатель работает на переобогащённой смеси.
Оксиды азота (NOx)	Для поддержания мощности остальные цилиндры работают под повышенной нагрузкой, температура в камере сгорания растёт.	Увеличение выбросов NOx, особенно при нагрузке.
Углеводороды (HC)	Топливо, впрыснутое в неработающий цилиндр, не сгорает и выбрасывается в выхлопную систему в сыром виде.	Рост выбросов несгоревших углеводородов.
Оксид углерода (CO)	Нарушается общий баланс воздуха и топлива в двигателе, что приводит к неполному сгоранию.	Увеличение выбросов CO.

Помимо этого, работа двигателя с неисправным цилиндром с большой вероятностью нарушит работу систем последующей очистки выхлопных газов (например, сажевого фильтра), что усугубит ситуацию.

При оценке топливных характеристик дизельных двигателей на основе анализа состава отработавших газов высокую точность расчётов обеспечивают эмпирические зависимости, учитывающие концентрацию наиболее показательных компонентов выхлопа [93]. Наибольшее диагностическое значение имеют те составляющие, содержание которых существенно варьируется при изменении нагрузки и частоты вращения двигателя.

Показатель дымности, характеризующий оптическую непрозрачность потока отработавших газов, отражает долю продуктов неполного окисления углеводородного топлива. Поэтому он широко используется как интегральный индикатор качества рабочего процесса дизеля – степени полноты сгорания и эффективности смесеобразования, что обеспечивает логическое объяснение взаимосвязи дымности ОГ двигателя и его экономичности, как показано на Рисунке 2.3 [104].

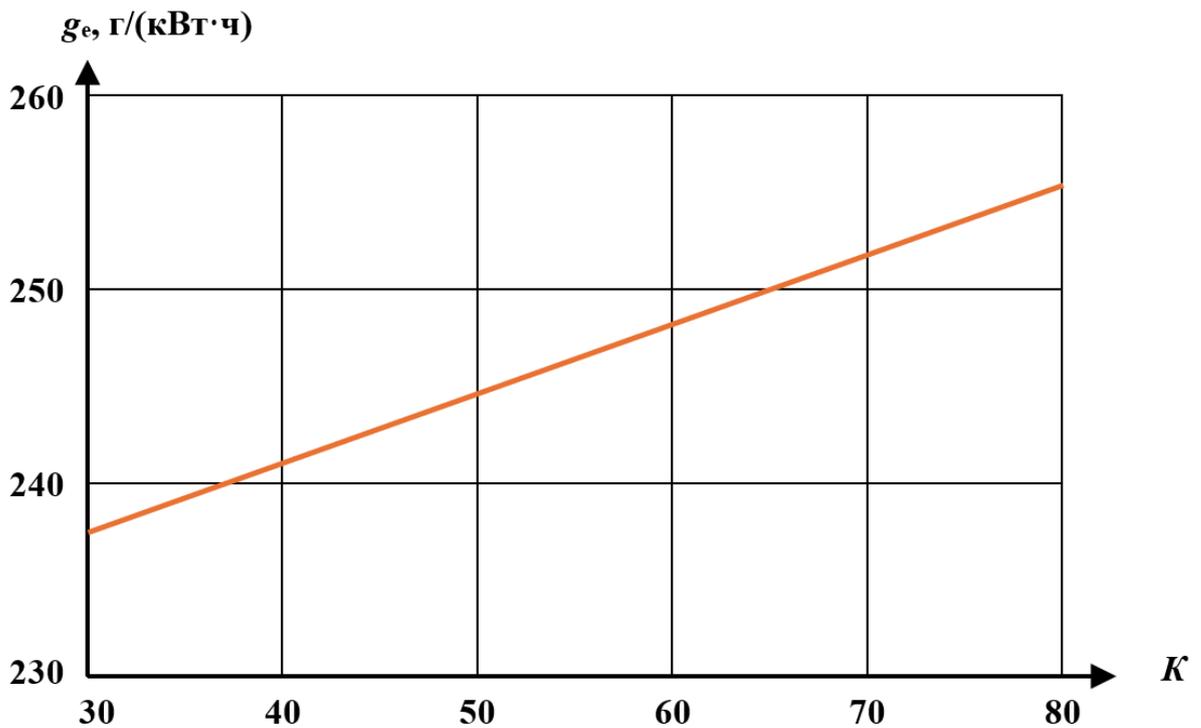


Рисунок 2.3 – Связь дымности ОГ (K) с удельным расходом топлива (g_e) на режиме номинальной мощности для двигателей Д-243

Выводы по второй главе

Проведенный теоретический анализ возможности динамического нагружения двигателя трактора показал:

1. Кинематическая связь вала двигателя с движителем позволяет использовать массу машины в процессе ее разгона как инерционную составляющую для нагрузки двигателя.

2. Максимальная нагрузка двигателя при разгоне трактора ограничивается сцепными качествами движителя с опорной поверхностью, поэтому динамические исследования лучше проводить на дорожном покрытии с максимальным коэффициентом сцепления, например, на сухом асфальтобетонном дорожном полотне.

3. Получена аналитическая связь крутящего момента двигателя с ускорением машины при ее разгоне.

4. Для определения крутящего момента двигателя по ускорению машины необходимо знать вес машины, радиус ведущих колес, передаточное отношение и КПД трансмиссии, коэффициент сопротивления качению.

5. Процесс топливоподачи оказывает существенное влияние на мощностные, экономические и экологические характеристики двигателя. Неисправность топливной системы двигателя приводит к его неравномерной работе на неоптимальных режимах, что снижает эффективность двигателя, заставляя его работать с повышенной нагрузкой для поддержания требуемой мощности. В результате увеличивается общий расход топлива и объем вредных выбросов, снижается ресурс и надежность работы двигателя.

3. Расчетные исследования разгона трактора

3.1. Определение эксплуатационной мощности двигателя

В технической документации на дизельные двигатели указывается номинальная мощность двигателя. ГОСТ Р 52517-2005 (ИСО 3046-1:2002) [44] определяет номинальную мощность как мощность, которую указывает изготовитель для заданных частоте вращения (номинальной) и окружающих условиях эксплуатации. Номинальная мощность определяется при стендовых испытаниях двигателя, когда на нем установлены только обслуживающие его агрегаты и системы. При установке двигателя на машину (трактор) на него устанавливаются еще дополнительные агрегаты, которые необходимы для работы машины (трактора). На привод этих агрегатов расходуется часть вырабатываемой двигателем мощности, что приводит к снижению мощности отдаваемой в трансмиссию машины, величину которой принято называть эксплуатационной мощностью.

В отличие от номинальной мощности, величина которой указывается в паспорте двигателя, значение эксплуатационной мощности производитель двигателей может не указывать. В этом случае возникает проблема определения ее величины для проведения расчётных исследований энергетических характеристик машины. Например, для трактора TERRION ATM 4200 с двигателем Deutz BF 6M 2012 данные по эксплуатационной мощности отсутствуют как в технической документации на трактор, так и в документации на двигатель, а приведена только номинальная мощность [108].

Для оценки взаимосвязи эксплуатационной мощности с номинальной были использованы Руководства по тракторам производства МТЗ [109, 110, 111, 112, 113], в которых приводятся необходимые технические данные. Результаты по номинальной и эксплуатационной мощностям для дизельных двигателей в диапазоне номинальных мощностей от 42 до 263 кВт сведены в Таблицу 3.1.

Приведенные данные показывают, что разница между значениями номинальной и эксплуатационной мощностями увеличивается по мере роста мощности.

Таблица 3.1 – Мощность двигателей тракторов МТЗ

Модель двигателя	Мощность, кВт		
	Номинальная	Эксплуатационная	Разница
Д-241	52,9	50,5	2,4
Д-242	45,6	44,1	1,5
Д-242С	47,5	46	1,5
Д-243	59,6	57,4	2,2
Д-243.1	61	58,1	2,9
Д-243С	60	57,8	2,2
Д-244	41,9	40,4	1,5
Д-244С	43,5	42,2	1,3
Д-260.1	114	109	5
Д-260.2	95,6	90,4	5,2
Д-260.4	154,4	141	13,4
Д-260.7	184	168	16
Д-260.9	132	119	13
Д-245S3A	81	77	4
Д-245.2S3A	90	86	4
Д-245.5S3A	70	66,7	3,3
Д-245.43 S3A	62	58,7	3,3
WP10HG360E302	263	235	28
TCD2013 L064V C3UT238	238	218	20
TCD2013 L064V C3UT261	261	235	26

Значения эксплуатационной мощности $N_э$ от значения номинальной мощности $N_н$ для представленных в Таблице 3.1 двигателей приведены на Рисунке 3.1 в виде маркеров для каждого двигателя. Зависимость эксплуатационной мощности $N_э$ от значения номинальной мощности $N_н$ хорошо аппроксимируется линейной зависимостью с коэффициентом детерминации $R^2 \approx 1$. Уравнение их взаимосвязи имеет вид:

$$N_э = 4,4 + 0,887 \cdot N_н, \text{ кВт} \quad (3.1)$$

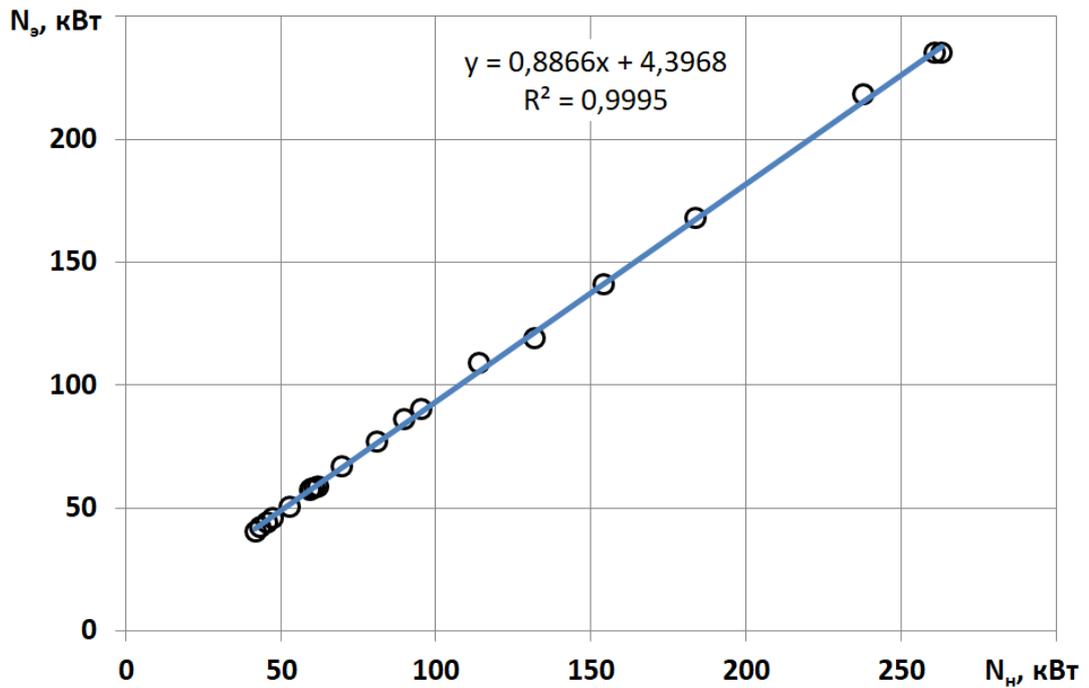


Рисунок 3.1 – Зависимость эксплуатационной мощности $N_э$ от значения номинальной мощности N_n для двигателей тракторов МТЗ

Полученная зависимость (3.1) позволяет с хорошей достоверностью рассчитать значение эксплуатационной мощности $N_э$ от значения номинальной мощности N_n , приведенной в паспорте на двигатель.

Принимая аналогичную взаимосвязь мощностей (3.1) для двигателя Deutz BF 6M 2012 C трактора TERRION ATM 4200, имеющего номинальную мощность 155 кВт, получим значение для эксплуатационной мощности $N_э = 142$ кВт.

3.2. Оценка избыточной силы тяги по тяговому расчету

Расчеты выполнялись в среде Excel по программе, написанной в соответствии с методикой, изложенной в работе [50]. Исходные данные для трактора задавались в соответствии с характеристиками трактора, приведенными в Таблице 3.2 по данным [101, 133]. Расчет тяговых характеристик трактора позволяет определить значение избыточной силы тяги для обеспечения ускорения трактора.

Таблица 3.2 – Базовая комплектация трактора TERRION ATM 4200 [101]

Наименование	Характеристика
Тяговый класс, т	4
Колесная формула	4К4а
Двигатель	Deutz BF 6M 2012 C (Германия) с водяным охлаждением, турбонаддув и интеркулер. Объем – 6,05 л, 6 цилиндров. Максимальная мощность – 200 л.с. Фильтр-сепаратор. Топливный бак – 400 л.
Нормы для отработанных газов	COM 2 (опция COM 3A)
Трансмиссия	ZF T7232 (Германия). Максимальная скорость движения – 40 км/ч Понижающая передача. Общее количество скоростей вперед/назад – 40/40. 4 скорости в каждом диапазоне, переключаемые под нагрузкой.
Передний мост	CARRARO (Италия). 100 % блокировка дифференциала. Автоматическое подключение при торможении.
Гидросистема	Гидросистема навесного оборудования – BOSCH (Германия). 4 пары гидровыходов (из них 2 пары – с регулировкой расхода). Производительность аксиально-поршневого гидронасоса – 110 л/мин. Раздельные гидросистемы трансмиссии и орудия. Количество отбираемого масла – 40 л.
Тягово-цепные устройства	Трехточечное навесное устройство категории 3 с крюковыми захватами, механическими стабилизаторами раскосов Walterscheid и комплектами шаров категории 3 и 3/2. Маятниковое сцепное устройство. Сцепное устройство регулируемое по высоте. Силовое и позиционное регулирование навесного устройства.
Грузоподъемность заднего навесного устройства, кг	9200
Грузоподъемность переднего навесного устройства, кг	3600
Пневмосистема	Двухпроводная
Балластные грузы	Интегрированный передний кронштейн для балластных грузов массой 231 кг. Передний промежуточный балластный груз 200 кг. Балластные грузы на переднем кронштейне – 540 кг. Балластные грузы на задних колесах 2 x 227 кг (454 кг)
Колеса и шины	Передние колеса – 420/85 R34; Задние колеса – 520/85 R42
Вал отбора мощности	Частота вращения ВОМ – 540/ 540E/ 1000/ 1000E об/мин. Базовый хвостовик – Ø35 – 6 шлицов. Легкосменные хвостовики ВОМ (опция)
Масса эксплуатационная в базовой комплектации, кг	8200
Максимально допустимая (полная) масса, кг	12000

В расчет закладывались эксплуатационные мощностные показатели двигателя. Внешняя скоростная характеристика двигателя DeutzBF 6М 2012 С показана на Рисунке 3.2.

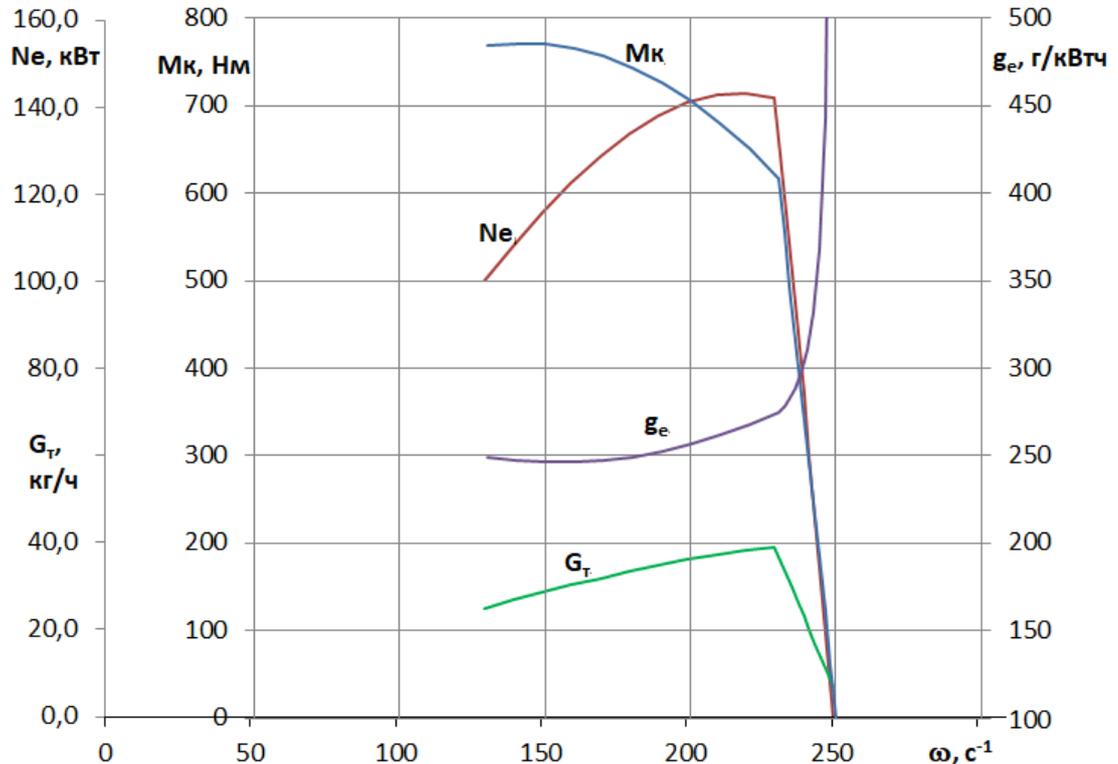


Рисунок 3.2 – Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6М 2012 С мощностью 142 кВт используемая в тяговом расчете

По традиционной методике расчета тяговой характеристики трактора по оси абсцисс откладывается крюковая сила (как избыточная сила тяги), а по оси ординат откладываются значения показателей, которые обеспечивает трактор для данной избыточной силы. Если в традиционном тяговом расчете в качестве избыточной силы выступает сила на крюке, то в случае разгона трактора такой силой является сила ускорения трактора.

Тяговые характеристики были получены для движения трактора по асфальтобетонному покрытию. Основные условия расчета тяговой характеристики трактора приведены в Таблице 3.3. Полученная тяговая характеристика трактора приведена на Рисунке 3.3 при эксплуатационной мощности двигателя 142 кВт.

Таблица 3.3 – Исходные данные для расчета тяговой характеристики

$P_{кр.н}$	- номинальное тяговое усилие, кН	40
K_M	- коэффициент приспособляемости по моменту;	1,25
K_ω	- коэффициент приспособляемости по частоте вращения;	0,62
ω_d	- номинальная частота вращения вала двигателя, с ⁻¹ ;	230,3
$\lambda_{кз}$	- коэффициент нагрузки ведущих колес трактора заднего моста;	0,62
$\lambda_{кп}$	- коэффициент нагрузки колес трактора переднего моста;	0,38
j	- количество ведущих мостов;	2
φ_k	- коэффициент сцепления движителей с почвой;	0,7
$\varphi_{кр.н}$	- коэффициент использования веса трактора при номинальном тяговом усилии и работе на стерне;	0,488
f_k	- коэффициент сопротивления качению;	0,015
δ_n	- допустимое буксование движителей на заданном почвенном фоне;	0,14
$v_{тр}$	- действительная скорость трактора при номинальном тяговом усилии $P_{кр.н}$, м/с	3
$v_{Тmin}$	- минимальная теоретическая скорость движения трактора на 1 передаче рабочего диапазона, м/с;	2,47
$v_{Тmax}$	- максимальная теоретическая скорость движения трактора на высшей передаче рабочего диапазона, м/с;	7,8
z	- число основных передач	4
G_m	- вес трактора без балласта, кН	80,0
$G_{бз}$	- балласт на задний мост, кН	3,5
$G_{бп}$	- балласт на передний мост, кН	6

На тяговой характеристике трактора (Рисунок 3.3) представлено изменение показателей движения трактора на четырех передачах рабочего диапазона в зависимости от избыточной силы, которая используется для разгона трактора.

На первой передаче может быть получено максимальное значение избыточной силы 55 кН, при котором теряются сцепные свойства ведущих колес трактора и определение действительной скорости трактора достаточно сложно в связи с неопределенностью условий.

При номинальном тяговом усилии 40 кН на первой передаче рабочего диапазона величина буксования находится на уровне 5 %, что будет вносить дополнительную погрешность в результаты регистрации параметров разгона трактора.

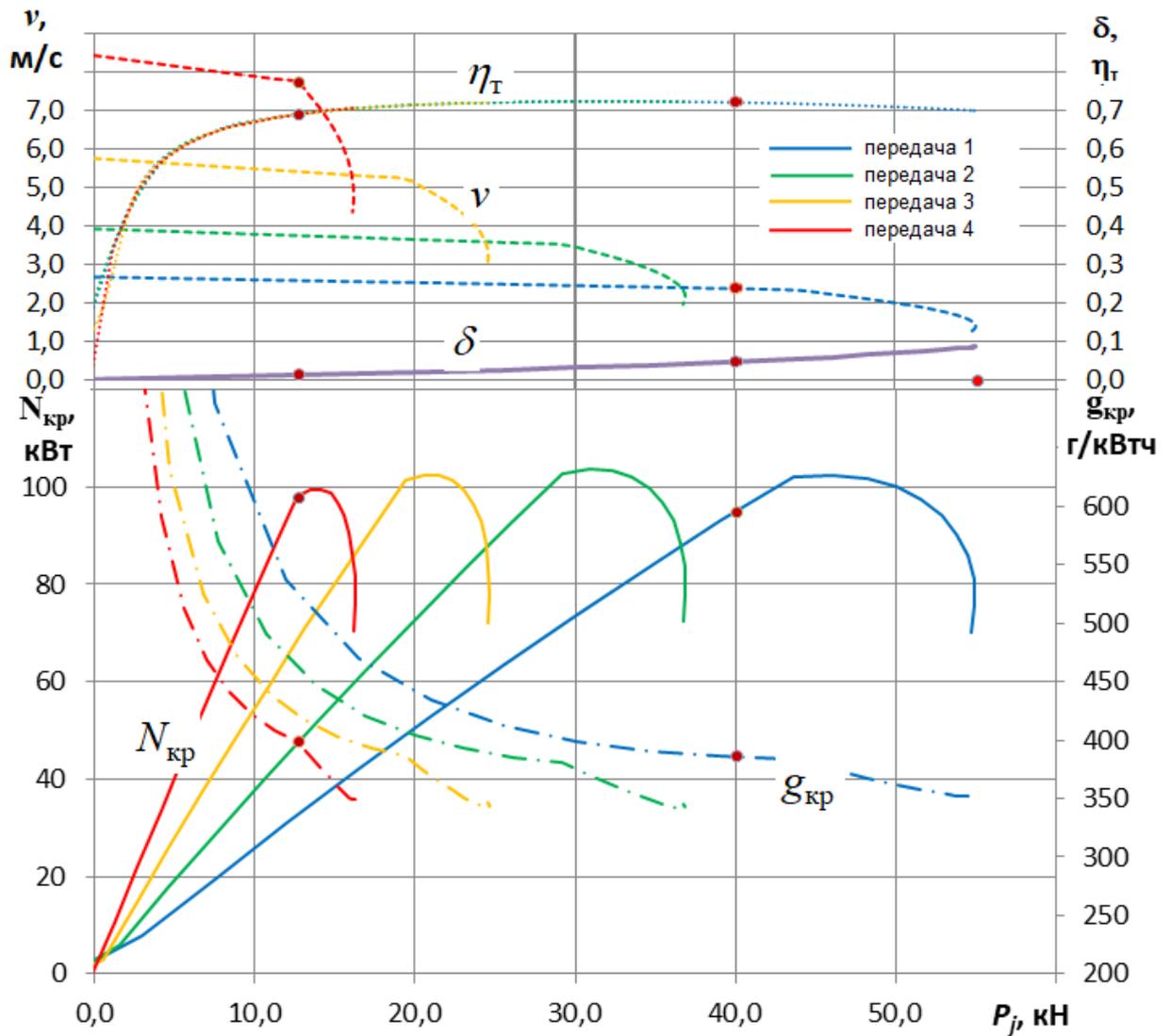


Рисунок 3.3 – Тяговая характеристика трактора TERRION ATM 4200 при движении на асфальтобетонном покрытии

Наименьшие значения буксования получаются при движении на высшей (четвертой) передаче, которые не превышают 2 %, что в 4 раза меньше, чем при максимальном тяговом усилии.

При испытании на четвертой передаче скорость движения трактора при номинальной частоте вращения вала двигателя составляет 7,75 м/с, что позволяет иметь достаточную безопасность движения и проведения испытаний.

Максимальная избыточная сила, которая будет затрачиваться на разгон трактора составляет 12,7 кН, что может привести к приемлемому для движения ускорению трактора массой 9000 кг около $1,4 \text{ м/с}^2$.

Таблица 3.4 – Результаты анализа исследований тяговых качеств трактора
TERRION ATM 4200

Тяговые качества трактора	Значение	Размерность
Максимальное тяговое усилие на крюке	55	кН
передача, на которой это достигается	1	
значение коэффициента буксования	~ 0,08	
Режим работы при номинальном значении крюковой силы $P_{кр}$	40	кН
значение максимальной крюковой мощности	95	кВт
передача, на которой она получена	1	
значение удельного крюкового расхода топлива	387	г/кВтч
значение скорости движения	2,4	м/с
значение коэффициента буксования	0,05	
значение тягового КПД	0,725	
Условие испытаний		
Режим работы при крюковой мощности $N_{крmax}$	98	кВт
передача, на которой она получена	4	
значение крюковой силы	12,7	кН
значение удельного крюкового расхода топлива	400	г/кВтч
значение скорости движения	7,75	м/с
значение коэффициента буксования	0,015	
значение тягового КПД	0,69	

Таким образом, динамические испытания трактора на асфальтобетонном покрытии лучше проводить на высшей передаче рабочего диапазона. Эти условия позволяют:

- проводить испытания при избыточной силе тяги в три раза меньшей, чем при низшей передаче (первой);
- иметь значения коэффициента буксования не более 2 %, что в 4 раза меньше, чем при максимальном тяговом усилии;
- иметь допустимую для испытаний скорость движения трактора при номинальной частоте вращения 7,75 м/с.

3.3. Тягово-динамический расчет трактора

Тягово-динамический расчет трактора TERRION ATM 4200 проведен по классической методике тягово-динамического расчета автомобиля, широко используемой в теории автомобиля для оценки его динамических характеристик [74, 121, 15, 137]. Тягово-динамический расчет выполнялся по программе, написанной в среде Excel и используемой на кафедре тракторов и автомобилей РГАУ – МСХА имени К. А. Тимирязева при выполнении курсового проектирования. Исходные данные для выполнения тягово-динамического расчета трактора TERRION ATM 4200 приведены в Таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Исходные данные тягово-динамического расчета

M	- полная масса машины, кг	9120
G_T	- полный вес машины, кН	89,5
r_k	- статический радиус колеса, м	0,875
$\eta_{ц}$	- КПД цилиндрической пары шестерен	0,985
η_k	- КПД конической пары шестерен	0,975
$\eta_{п}$	- КПД планетарного ряда	0,96
n	- количество цилиндрических пар шестерен, находящихся в зацеплении	3
m	- количество конических пар шестерен, находящихся в зацеплении	2
p	- количество планетарных рядов, находящихся в зацеплении	4
ξ	- коэффициент потерь энергии в трансмиссии	0,04
$\eta_{тр}$	- КПД трансмиссии	0,71
N_M	- максимальная мощность двигателя при номинальной частоте вращения, кВт	142
n_H	- номинальная частота вращения, об/мин	2200
i_0	- передаточное число главной передачи	25,73
i_1	- передаточное число 1-й передачи КПП	4,95
i_2	- передаточное число 2-й передачи КПП	2,91
i_3	- передаточное число 3-й передачи КПП	1,7
i_4	- передаточное число 4-й передачи КПП	1,0
ψ	- коэффициент дорожного сопротивления	0,015
κ_w	- коэффициент сопротивления воздуха, Нс ² /м ⁴	0,438

Внешняя скоростная характеристика двигателя, используемого в тягово-динамическом расчете приведена на Рисунке 3.4.

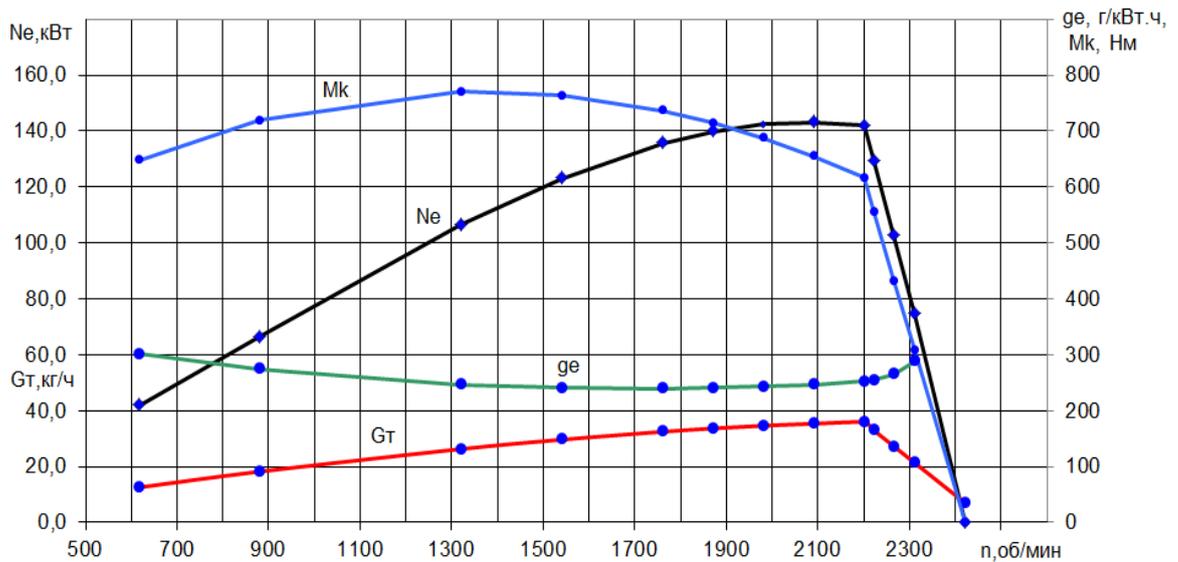


Рисунок 3.4 – Внешняя скоростная характеристика двигателя, используемая в тягово-динамическом расчете

Разгон машины на каждой передаче определяется динамическим фактором, который рассчитывается как избыточная сила тяги, отнесенная к весу машины:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_n} \quad (3.2)$$

Изменение динамического фактора трактора на разных передачах показано на Рисунке 3.5.

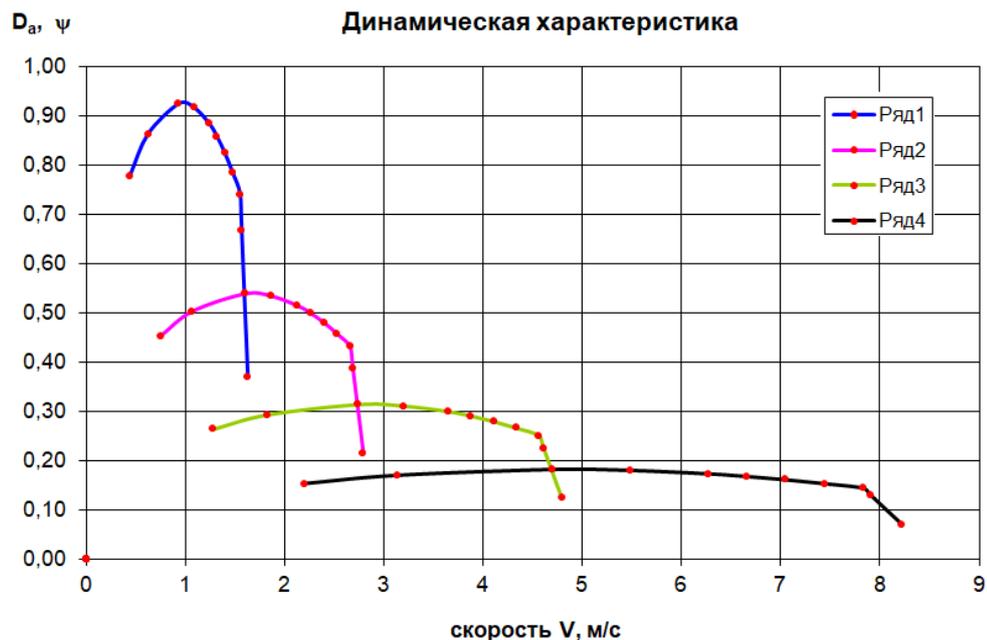


Рисунок 3.5 – Динамическая характеристика трактора TERRION ATM 4200

Ускорение машины при разгоне определяют с использованием динамической характеристики по формуле:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta_{вр}} \quad (3.3)$$

Время разгона зависит от характера ускорения трактора и определяется по формуле:

$$t = \int_{V_0}^V \frac{dV}{j}. \quad (3.4)$$

Изменение времени разгона трактора TERRION ATM 4200 на разных передачах показано на рисунке 3.6.

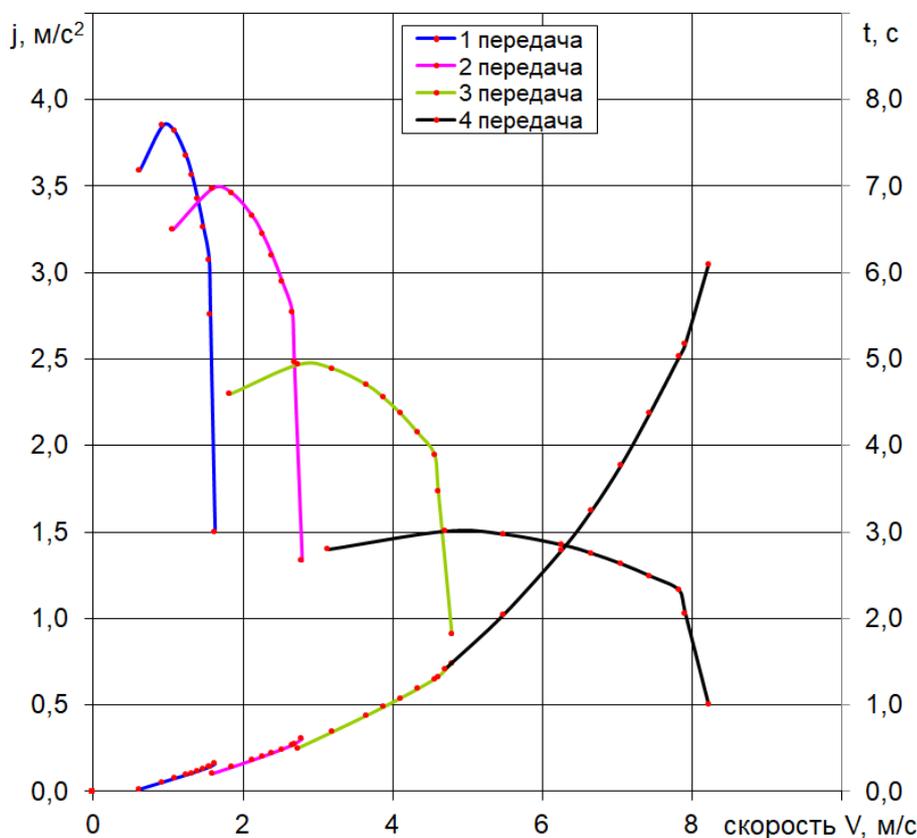


Рисунок 3.6 – Изменение ускорения и времени разгона на разных передачах

Путь разгона S – это путь, который проходит машина при изменении скорости от начальной V_0 до заданной скорости V . Для построения графика пути разгона используют зависимость времени разгона от скорости движения (Рисунок 3.6). Путь, пройденный машиной в процессе разгона от t_0 до t , ищется по зависимости:

$$S = \int_{V_0}^V V \cdot dt \quad (3.5)$$

Изменение пройденного пути при разгоне трактора TERRION ATM 4200 на разных передачах показано на Рисунке 3.7.

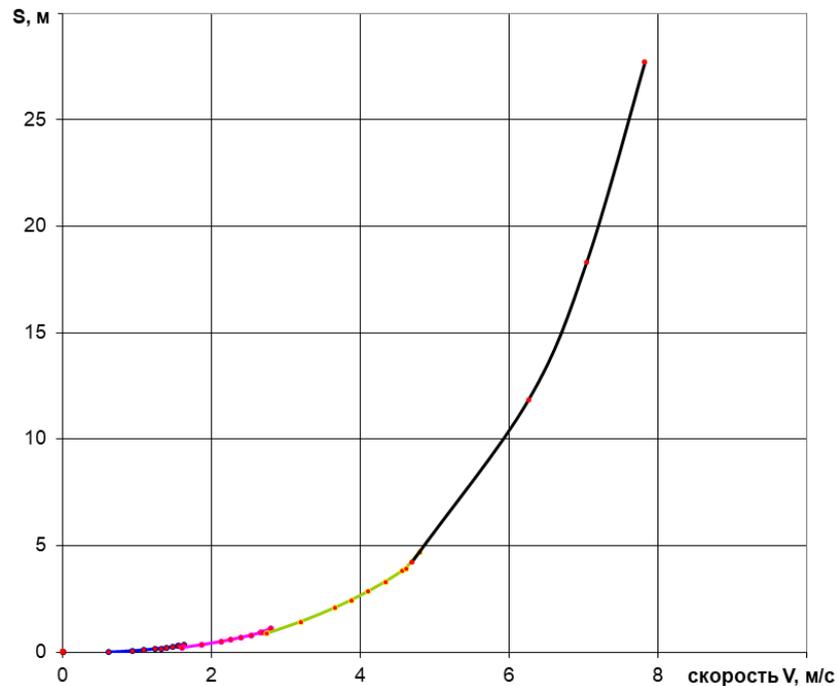


Рисунок 3.7 – Изменение пути при разгоне трактора TERRION ATM 4200

Оценка полученных результатов расчета тягово-динамических характеристик трактора TERRION ATM 4200 с двигателем мощностью 142 кВт показали:

- характер изменения ускорения трактора в процессе разгона на четвертой (высшей) передаче в процессе разгона аналогичен изменению крутящего момента двигателя;
- при номинальной частоте вращения величина ускорения трактора составила 1,16 м/с²;
- время разгона трактора на четвертой передаче составило около 5,5 с;
- путь разгона трактора на четвертой передаче составил около 25 м.

При уменьшении мощности двигателя из-за изменения его технического состояния в процессе эксплуатации динамические качества трактора также

изменяться. Для оценки такого изменения были проведены расчетные исследования тягово-динамических характеристик трактора TERRION ATM 4200 при максимальной мощности двигателя 95 кВт. Остальные исходные данные были сохранены и имели значения, представленные в Таблице 3.5.

Внешняя скоростная характеристика этого двигателя, используемого в тягово-динамическом расчете приведена на Рисунке 3.8.

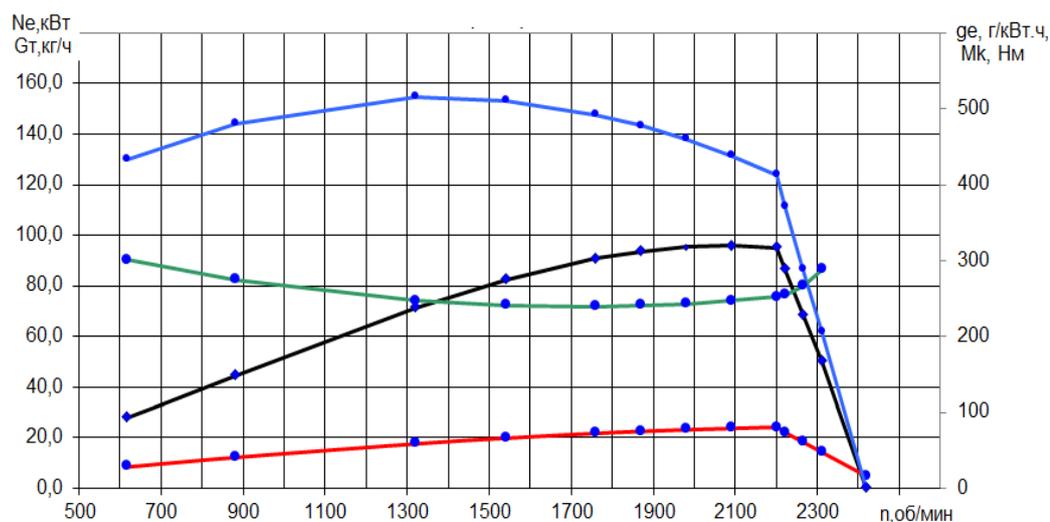


Рисунок 3.8 – Внешняя скоростная характеристика двигателя с уменьшенной мощностью, используемая в тягово-динамическом расчете

Изменение динамического фактора трактора показано на Рисунке 3.9.

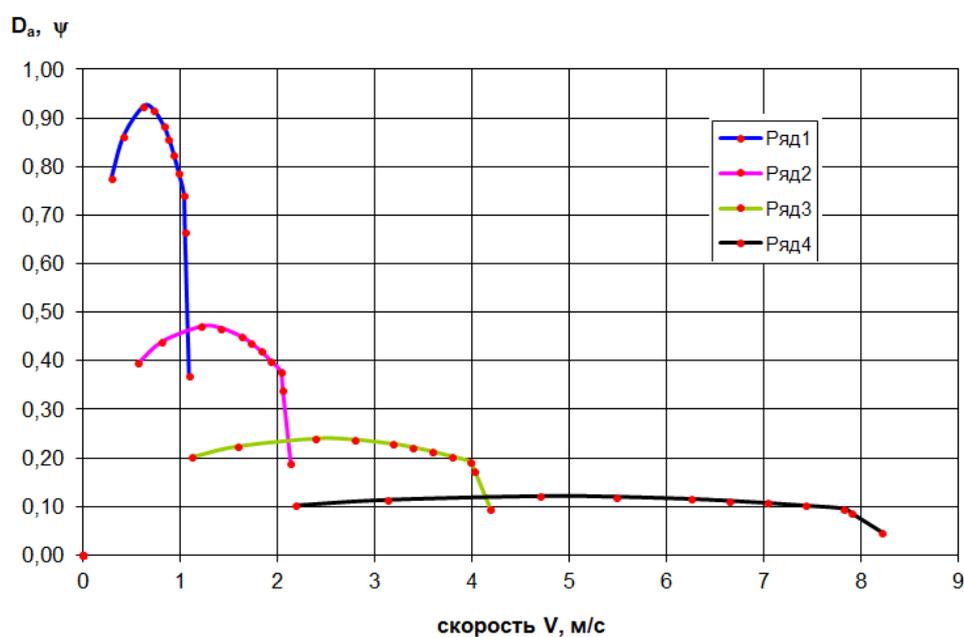


Рисунок 3.9 – Динамическая характеристика трактора с уменьшенной мощностью

Изменение ускорения и времени разгона трактора TERRION ATM 4200 с уменьшенной мощностью до 95 кВт показано на Рисунке 3.10.

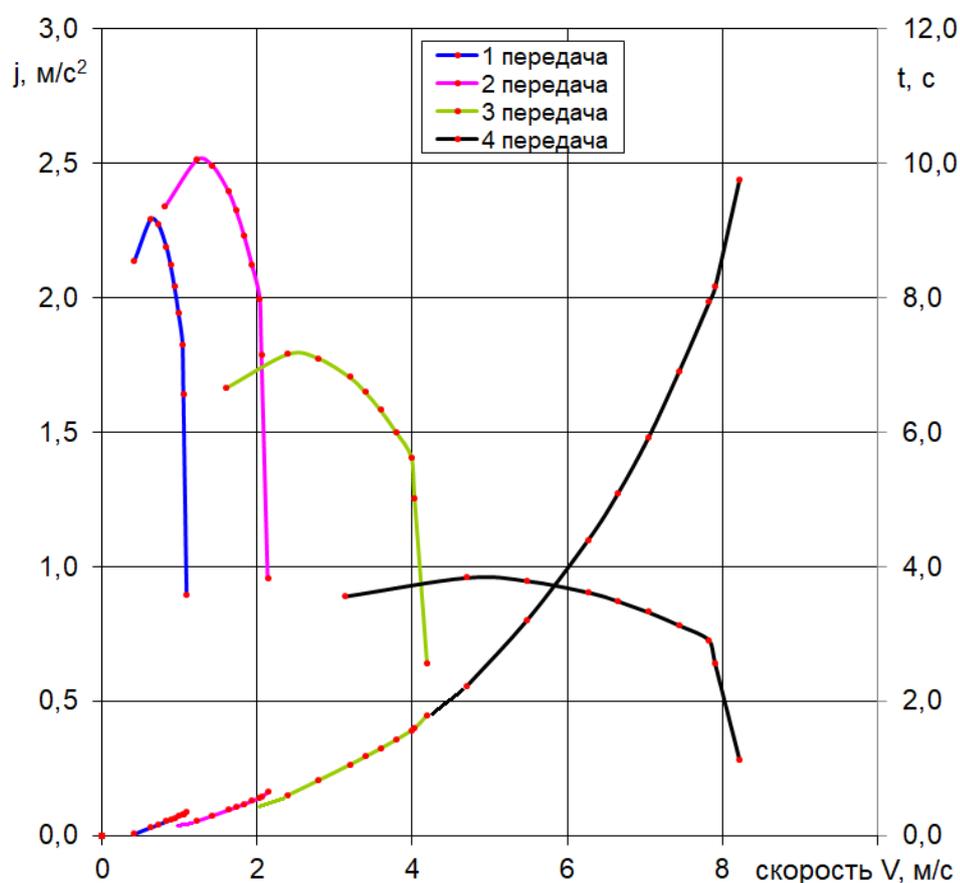


Рисунок 3.10 – Изменение ускорения и времени разгона трактора TERRION ATM 4200 с уменьшенной мощностью

Оценка полученных результатов тягово-динамического расчета трактора TERRION ATM 4200 с двигателем мощностью 95 кВт показывает меньшие значения ускорения, чем с двигателем мощностью 142 кВт. Так при номинальной частоте вращения величина ускорения трактора уменьшились с 1,16 до 0,727 м/с² или на 37 %. Время разгона трактора на четвертой передаче увеличилось с 5,5 до 8,5 с или на 55 %.

Изменение пройденного пути при разгоне трактора TERRION ATM 4200 с уменьшенной мощностью двигателя показано на Рисунке 3.11.

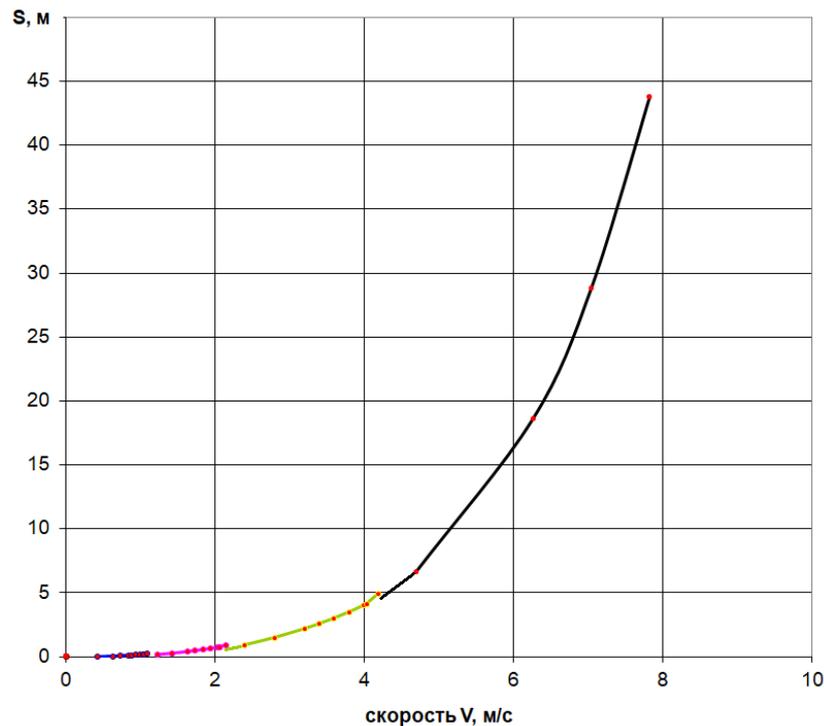


Рисунок 3.11 – Изменение пути при разгоне трактора TERRION ATM 4200 с уменьшенной мощностью

Для трактора с меньшей мощностью путь разгона на четвертой передаче увеличился с 25 до 40 м или на 60 %.

Следовательно, для экспериментальных исследований динамических качеств трактора TERRION ATM 4200 необходим горизонтальный участок с асфальтобетонным покрытием длиной не менее 50 м.

Выводы по третьей главе

Проведенные расчетные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Получена аналитическая зависимость с коэффициентом детерминации $R^2 \approx 1$, позволяющая рассчитать эксплуатационную мощность двигателя для тракторов семейства МТЗ по известной номинальной мощности в диапазоне ее изменения от 42 до 263 кВт.

2. Оценка избыточной силы тяги по тяговому расчету трактора TERRION ATM 4200 показала, что динамические испытания трактора на асфальтобетонном

покрытии лучше проводить на высшей передаче рабочего диапазона. Эти условия позволяют:

- проводить испытания при избыточной силе тяги в три раза меньшей, чем при низшей передаче (первой);
- иметь значения коэффициента буксования не более 2 %, что в 4 раза меньше, чем при максимальном тяговом усилии;
- иметь допустимую для испытаний скорость движения трактора при номинальной частоте вращения 7,75 м/с.

3. Результаты тягово-динамического расчета трактора TERRION ATM 4200 с двигателем мощностью 142 кВт показали:

- характер изменения ускорения трактора в процессе разгона на четвертой (высшей) передаче в процессе разгона аналогичен изменению крутящего момента двигателя;
- при номинальной частоте вращения величина ускорения трактора составила 1,16 м/с²;
- время разгона трактора на четвертой передаче составило около 5,5 с;
- путь разгона трактора на четвертой передаче составил около 25 м.

4. Результаты тягово-динамического расчета трактора TERRION ATM 4200 с двигателем мощностью 95 кВт показали:

- при номинальной частоте вращения величина ускорения трактора уменьшилась с 1,16 до 0,727 м/с² или на 37 %;
- время разгона трактора на четвертой передаче увеличилось с 5,5 до 8,5 с или на 55 %;
- путь разгона трактора на четвертой передаче увеличился с 25 до 40 м или на 60 %.

5. Расчетные исследования показали, что для экспериментальных исследований динамических качеств трактора TERRION ATM 4200 необходим горизонтальный участок с асфальтобетонным покрытием длиной не менее 50 м.

4. Экспериментальные исследования динамических характеристик

Целью экспериментальных исследований является проведение динамических испытаний двигателя при разгоне трактора TERRION ATM 4200 на четвертой передаче рабочего диапазона.

4.1. Программа и методика экспериментальных исследований

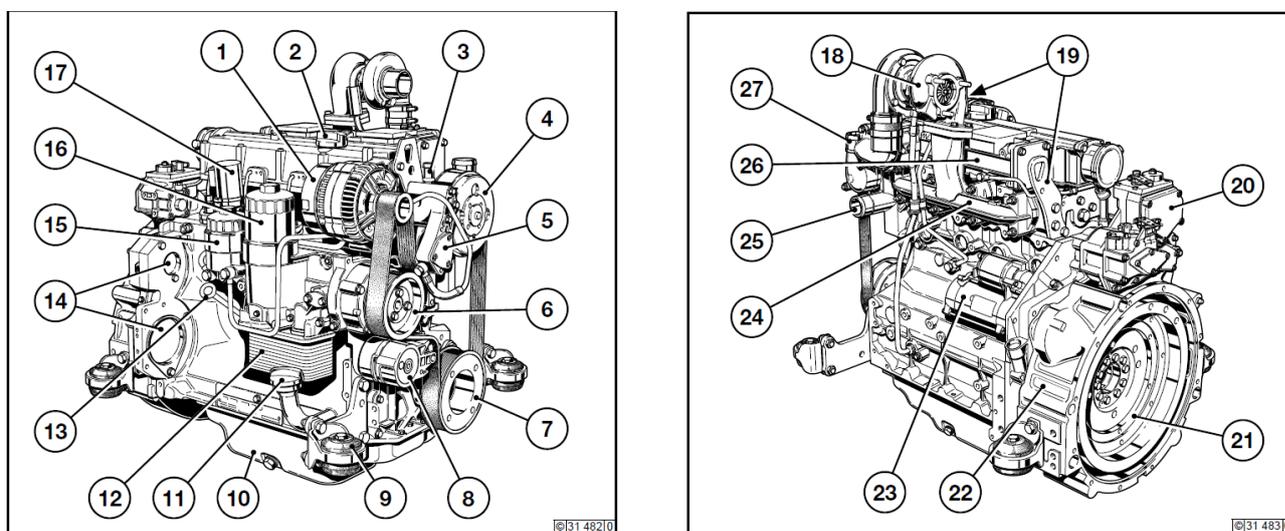
Трактор TERRION ATM 4200 с двигателем Deutz BF 6M 2012 C – универсальная машина, предназначенная для выполнения энергоёмких работ в сельском хозяйстве, включая основную и предпосевную обработку почвы, посев и уборочные работы. Эффективен при возделывании культур сплошного высева и пропашных культур в составе высокопроизводительных агрегатов. Техническая характеристика трактора представлена в Таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Техническая характеристика трактора TERRION ATM 4200 с двигателем Deutz BF 6M 2012 C

Система / Компонент	Характеристика	Примечания
Двигатель	Deutz BF 6M 2012 C (Германия). <ul style="list-style-type: none"> • Мощность: 200 л.с. (147 кВт); • Объем: 6.05 л, 6 цилиндров; • Особенности: турбонаддув с интеркулером, водяное охлаждение. 	Номинальная мощность указывается при 2300 об/мин.
Трансмиссия	ZF T7232 (Германия). <ul style="list-style-type: none"> • Скорости: 40 передач вперед / 40 назад; • Макс. скорость: 40 км/ч (есть опция 50 км/ч); • Тип: коробка передач переключается под нагрузкой. 	Позволяет точно подобрать режим работы.
Ходовая часть	<ul style="list-style-type: none"> • Передний мост: Сагаго с 100% блокировкой дифференциала; • Колёса (база): Передние 420/85 R34, задние 520/85 R42; • Дорожный просвет: 600 мм. 	Доступны различные опции (лесные, для пропашных культур).
Гидравлика и навеска	<ul style="list-style-type: none"> • Гидросистема: Bosch, 4 пары выходов; • Производительность насоса: 110 л/мин (база, есть опция 150 л/мин); • Грузоподъёмность задней навески: 9200 кг (категория 3). 	Раздельные системы для трансмиссии и орудий.

Вал отбора мощности (ВОМ)	<ul style="list-style-type: none"> • Скорости: 540 / 540E / 1000 / 1000E об/мин; • Хвостовик: базовый Ø35-6 шлицов. 	Легкосменные хвостовики и передний ВОМ – опции.
Кабина и комфорт	<ul style="list-style-type: none"> • Сиденье: на пневмоподвеске, есть пассажирское; • Кондиционер и магнитола; • Рулевая колонка: регулируемая. 	Пневмоподвеска кабины доступна как опция.
Прочие параметры	<ul style="list-style-type: none"> • Топливный бак: 375 л; • Эксплуатационная масса: ~6300...8200 кг; • Гарантия: 2 года без ограничения моточасов. 	Масса зависит от комплектации.

Общий вид двигателя Deutz BF 6M 2012 C представлен на Рисунке 4.1 [150].



1 – Генератор; 2 – Заправка масла; 3 – Штуцер для антифриза – расширительный патрубок; 4 – Шкив для ремня вентилятора; 5 – Топливный насос; 6 – Насос охлаждающей жидкости; 7 – Зубчатый шкив на коленчатом валу; 8 – Натяжной ролик; 9 – Опоры; 10 – Масляный поддон; 11 – Маслозаправочная горловина; 12 – Корпус масляного фильтра с маслорадиатором; 13 – Масломер; 14 – Установочное место для: компрессора или гидравлического насоса; 15 – Вкладыш топливного фильтра; 16 – Вкладыш масляного фильтра; 17 – Подъемный электромагнит; 18 – Турбонагнетатель; 19 – Подвеска двигателя; 20 – Регулятор оборотов; 21 – Маховик; 22 – Корпус SAE; 23 – Стартер; 24 – Выхлопной коллектор; 25 – Впускной патрубок охлаждающей жидкости; 26 – Фланец для подогрева (не показан); 27 – Корпус термостата – Выпускной патрубок охлаждающей жидкости

Рисунок 4.1 – Общий вид двигателя Deutz BF 6M 2012 C

В качестве места для испытаний послужил сухой ровный горизонтальный участок с асфальтобетонным покрытием, находящийся на территории ФГБОУ ВО РГАУ – МСХА имени К. А. Тимирязева, на котором проводились измерения (Рисунок 4.2).

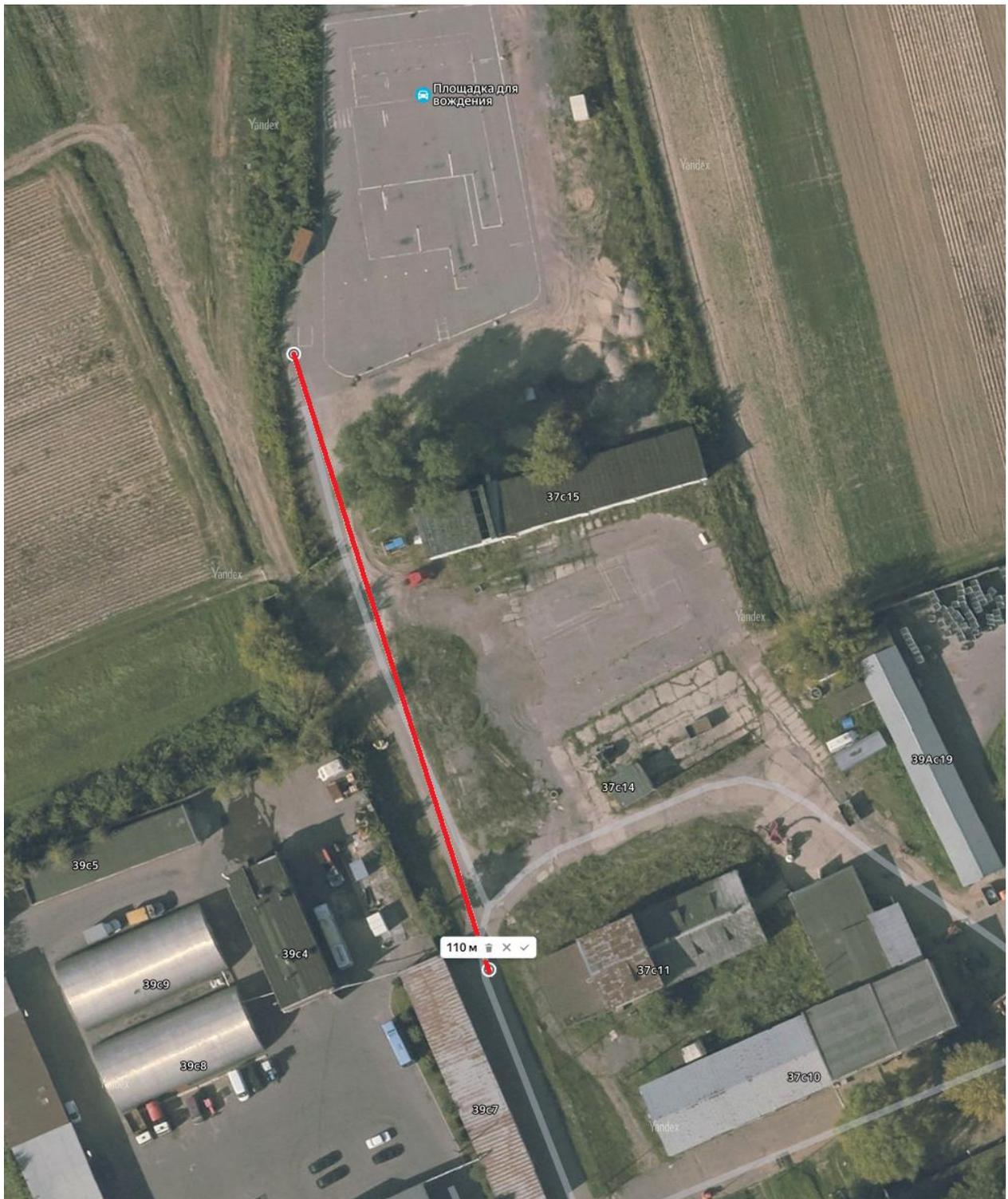


Рисунок 4.2 – Участок с асфальтобетонным покрытием длиной 110 м

Процесс измерения выполнялся следующим образом:

1 этап – настройка измерительного оборудования, измерение радиуса качения колес, подключение диагностического оборудования (Таблица 4.2, Рисунок 4.3) через разъём OBDII.

2 этап – регистрация изменения частоты вращения двигателя в процессе разгона трактора по асфальтированной на выбранном участке (Рисунок 4.2) дороге на 4-й передаче с двигателем исправного технического состояния.

3 этап – регистрация изменения частоты вращения двигателя в процессе разгона трактора по асфальтированной на выбранном участке (Рисунок 4.2) дороге на 4-й передаче с двигателем, у которого не работал один цилиндр.

Таблица 4.2 – Ключевые параметры диагностического оборудования

Категория	Характеристика	Примечание
Аппаратная часть (Планшет)	ОС: Android 4.0; Процессор: 4-ядерный, 2.0 ГГц; Память (RAM/ROM): 4 ГБ / 64 ГБ; Экран: 8 дюймов, 1280x800; Аккумулятор: 6300 мАч; Интерфейсы: Wi-Fi, Bluetooth, USB Type-C, USB Type-A; Камера: 8 Мп (тыльная); Защита: прорезиненный влагозащитный корпус	Оборудование современное, достаточно мощное для работы диагностических программ и многозадачности.
Диагностический модуль	Модель: DBScar VII; Связь с планшетом: Bluetooth или USB; Протоколы: OBDII/EOBD, CAN, CAN FD, DoIP	Поддержка современных протоколов CAN FD и DoIP (Diagnostics over Internet Protocol) критически важна для диагностики машин примерно с 2020 года выпуска и новее.
Функции	Чтение/стирание ошибок (DTC), просмотр данных в реальном времени (Live Data), активация компонентов (Active Test), кодирование, адаптация. Спецфункции: >30 (сброс сервисных интервалов, регенерация DPF, прописка форсунок, адаптация дроссельной заслонки, работа с иммобилайзером и пр.).	Глубина диагностики на уровне дилерского оборудования для большинства европейских, азиатских и американских марок.
Подписка и обновления	Срок бесплатных обновлений: 3 года. После окончания подписки сканер не блокируется, можно продолжать работу с имеющимися данными.	Длительный срок обновлений позволяет поддерживать актуальность ПО для новых моделей.
Гарантия	Срок: 2 года (от производителя).	–
Комплектация	Планшет, диагностический модуль DBScar VII, кабели питания (от сети и прикуривателя). Комплект адаптеров OBD-I для старых автомобилей (до ~2000 г.в.).	–



Рисунок 4.3 – LAUNCH X431 V Pro [153]

Измерение радиуса качения колеса определялось методом пробега за оборот, основанный на измерении фактического пути, проходимого колесом за один полный оборот [42].

Измерение диаметра шины колеса $D_{ш}$ производится на ровном участке асфальта с измеренным давлением в шинах следующим образом:

1. На борту шины заднего колеса трактора и асфальте мелом ставится засечка, так что бы эти линии были напротив друг друга.

2. Трактор прокатывают на расстояние равное одному обороту колеса, фиксация оборота колеса производится визуально по белой метке на борту шины, нарисованной мелом.

3. После сделанного оборота на асфальте ставится вторая метка напротив метки на шине.

4. Измерительным устройством производится измерение расстояние от первой метки на асфальте до второй.

5. Определяется радиус качения ведущего колеса по зависимости:

$$r_k = \frac{L_{окр.к}}{2 \cdot \pi}, \quad (4.1)$$

Исходные данные (Таблица 4.1)

- Передние колёса: 420/85 R34;

- Задние колёса: 520/85 R42;
- Нагрузка на ось: номинальная (паспортная);
- Поверхность: твёрдый ровный асфальт (для чистоты эксперимента).

Шаг 1. Подготовка к измерению

Номинальное давление в шинах: согласно руководству $\sim 2,2$ бар (среднее значение для полевых работ).

Наносим чёткую метку на боковину каждого колеса (переднего и заднего).

Выбираем ровный участок асфальта длиной ≥ 3 м.

Обеспечиваем равномерное качение без пробуксовки (тяговое усилие близко к нулю).

Для переднего колеса (420/85 R34): прокатываем колесо ровно на 1 оборот (метка возвращается в нижнюю точку), затем измеряем пройденное расстояние $S_{\text{пер}}$ рулеткой и повторяем 5 раз, после усредняем результат.

Результаты измерений (в метрах):

$$S_1 = 4,51 \text{ м};$$

$$S_2 = 4,54 \text{ м};$$

$$S_3 = 4,52 \text{ м};$$

$$S_4 = 4,525 \text{ м};$$

$$S_5 = 4,52 \text{ м}.$$

Среднее значение:

$$S_{\text{пер.ср}} = \frac{4,51 + 4,54 + 4,52 + 4,525 + 4,52}{5} = 4,523 \text{ м}.$$

Радиус качения переднего колеса:

$$r_{\text{к,пер}} = \frac{S_{\text{пер.ср}}}{2\pi} = \frac{4,523}{2 \cdot 3,14} = 0,7202 \approx 0,72 \text{ м}.$$

Для заднего колеса (520/85 R42) аналогично прокатываем на 1 оборот и измеряем $S_{\text{зад}}$. Результаты измерений (в метрах):

$$S_1 = 5,49 \text{ м};$$

$$S_2 = 5,505 \text{ м};$$

$$S_3 = 5,48 \text{ м};$$

$$S_4 = 5,51 \text{ м};$$

$$S_5 = 5,5 \text{ м}.$$

Среднее значение:

$$S_{\text{зад.ср}} = \frac{5,49 + 5,505 + 5,48 + 5,51 + 5,5}{5} = 5,497 \text{ м}.$$

Радиус качения заднего колеса:

$$r_{\text{к.зад}} = \frac{S_{\text{зад.ср}}}{2\pi} = \frac{5,497}{2 \cdot 3,14} = 0,8753 \approx 0,875 \text{ м}.$$

Разница между передними и задними колёсами определяется соотношением

$$\frac{r_{\text{к.зад}}}{r_{\text{к.пер}}} \approx 1,22 \text{ (задние колёса катятся на 22 \% дальше за оборот)}.$$

Стандартное отклонение для передних колёс:

$$\sigma_{\text{пер}} = \sqrt{\frac{\sum (S_i - S_{\text{ср}})^2}{n-1}} \approx 0,0015 \text{ м (1,5 мм)}.$$

Относительная погрешность для передних колёс:

$$\delta_{\text{пер}} = \frac{\sigma_{\text{пер}}}{S_{\text{ср.пер}}} \cdot 100\% \approx 0,064\%.$$

Аналогично для задних колёс:

$$\sigma_{\text{зад}} = \sqrt{\frac{\sum (S_i - S_{\text{ср}})^2}{n-1}} \approx 0,0018 \text{ м (1,8 мм)}.$$

и

$$\delta_{\text{зад}} = \frac{\sigma_{\text{зад}}}{S_{\text{ср.зад}}} \cdot 100\% \approx 0,053\%.$$

Итоговая точность: $\sim \pm 0,1 \%$.

Проведение второго и третьего этапов эксперимента заключалось в следующей последовательности (Рисунок 4.4):

- проводился прогрев двигателя до рабочей температуры охлаждающей жидкости на холостых оборотах;
- подключался диагностический сканер к ЭБУ двигателя;
- выставлялась 4 передача;

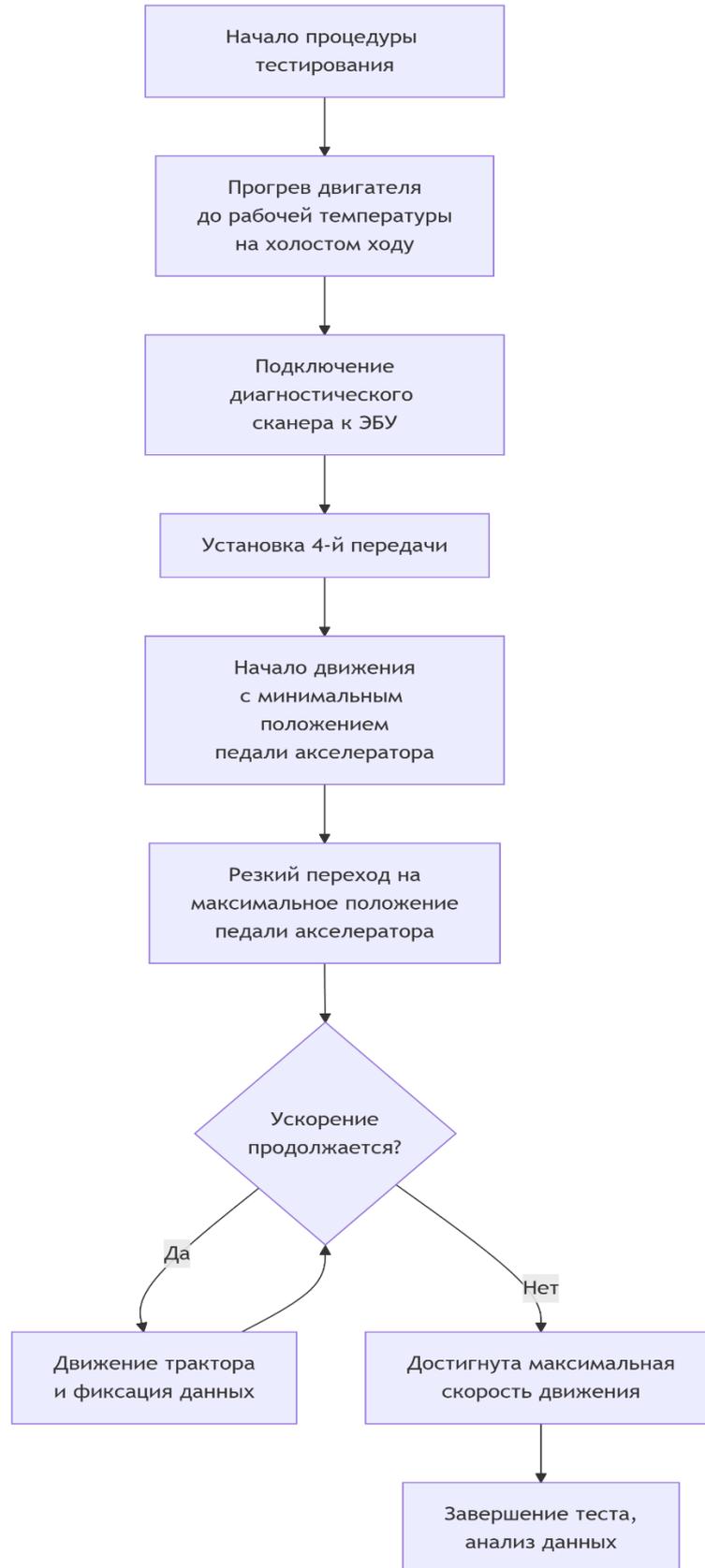


Рисунок 4.4 – Блок схема проведения второго и третьего этапов эксперимента

- начиналось движение трактора с минимального положения педали акселератора;
- выставлялось максимальное положение педали акселератора (имитация нагрузки двигателя и получение данных по ускорению);
- движение трактора продолжалось до выхода на максимальную скорость движения, когда ускорение трактора прекращалось;

Эксперимент с исправным и неисправным двигателем повторялся на каждом этапе по три повторных измерения для минимизации погрешности измерений. В результате испытания включали шесть разгонов, из которых три первых (1, 2 и 3-ий) были с исправным двигателем и три следующих (4, 5 и 6-ой) были с неисправным двигателем.

4.2. Методика обработки экспериментальных данных

Массив экспериментальных данных имеет формат, который может быть преобразован в массив данных Excel для дальнейшей его обработки. Пример получаемого фрагмента массива зарегистрированных данных в Excel показан в Таблице 4.3.

Представленные данные имеют следующие значения:

- в первом столбце (Time) отображается время (с) с начала регистрации данных;
- второй столбец (Packet) отображает порядковый номер пакета передаваемых данных с начала их регистрации;
- третий столбец (Type) отображает тип передаваемых данных;
- четвертый столбец (Identifier) отображает идентификатор передаваемой переменной;
- пятый столбец (Control) отображает размер поля, занимаемого передаваемыми данными в пакете;
- столбцы с 6-го по 13-й (Data0, Data1, ... Data7) отображает значения передаваемых данных в определенном коде;

- четырнадцатый столбец (CRC) отображает контрольную сумму для определения достоверности принятых данных;
- пятнадцатый столбец (ACK) передает информацию о конце передачи пакета данных.

Таблица 4.3 – Фрагмент массива зарегистрированных данных

Time	Packet	Type	Identifier	Control	Data0	Data1	Data2	Data3	Data4	Data5	Data6	Data7	CRC	ACK
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,000534	0	DATA	217056256	8	3	225	154	102	24	255	255	255	11290	ACK
0,018492	1	DATA	418119424	8	1	24	25	202	48	72	209	208	21868	ACK
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,025314	3	DATA	419361024	8	255	223	0	255	255	255	255	255	31008	ACK
0,025914	4	DATA	419365888	8	0	128	24	52	2	112	75	0	15312	ACK
0,026502	5	DATA	419369472	8	6	218	26	1	128	24	255	255	21217	ACK
0,028647	6	DATA	419369728	8	100	97	48	72	255	255	255	255	25862	ACK
0,029251	7	DATA	419369984	8	135	1	255	255	254	2	255	2	17492	ACK
0,029835	8	DATA	218043648	8	0	2	81	64	5	128	0	63	32143	ACK
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,041169	10	DATA	217056000	8	255	2	39	255	255	255	255	255	11537	ACK
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,070489	12	DATA	418119424	8	18	42	225	128	37	223	64	56	4691	ACK
0,080746	13	DATA	217056256	8	3	225	156	122	24	255	255	255	1804	ACK
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,120543	16	DATA	217056256	8	3	225	158	82	24	255	255	255	29561	ACK
0,122508	17	DATA	418119424	8	3	220	96	76	6	0	231	2	15171	ACK
0,124648	18	DATA	419361280	8	119	0	89	0	255	255	255	255	31732	ACK
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,126045	20	DATA	419369472	8	6	218	26	1	82	24	255	255	8621	ACK
0,128646	21	DATA	419369728	8	100	97	48	72	255	255	255	255	25862	ACK
0,129262	22	DATA	419369984	8	173	1	255	255	18	3	20	3	16304	ACK
0,129842	23	DATA	218043648	8	0	0	1	0	6	0	0	255	30268	ACK
0,14056	24	DATA	217056256	8	3	225	159	70	24	255	255	255	11151	ACK
0,14456	25	DATA	217056000	8	255	2	44	255	255	255	255	255	15260	ACK
0,160754	26	DATA	217056256	8	3	225	160	54	56	255	255	255	3831	ACK
...

Раскодирование полученных данных в значение определенного параметра осуществляется в соответствии с Протоколом SAEJ1939, используемого на грузовых автомобилях, сельскохозяйственной и строительной технике. Например, для определения значения частоты вращения коленчатого вала в данный момент времени (значение первого столбца, с) используется пакет данных с

идентификатором «217056256». Величина частоты вращения определяется по выражению:

$$n = (\text{Data4} \cdot 256 + \text{Data3}) \cdot \Delta n, \quad (4.2)$$

где 256 – количество ступеней дискретизации значения частоты вращения;

$\Delta n = 0,125$ об/мин – шаг дискретизации значения частоты вращения.

После декодирования зарегистрированных данных получаем массив данных в привычной десятичной системе исчисления. Пример фрагмента такого массива с показан в Таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Фрагмент массива обработанных данных

t, с	n, мин ⁻¹	Положение педали, %	V _T , м/с	ε, 1/с ²	J, м/с ²	M _K , Н·м	N _e , кВт
...
10,61	896	3,19	0	15,96	0,543	318,4	29,9
10,72	914	3,25	8,8	16,35	0,556	324,7	31,1
10,84	930	3,31	82,4	14,75	0,502	299,2	29,1
10,96	956	3,40	92	23,12	0,786	432,9	43,3
11,07	988	3,52	96,8	28,65	0,974	521,2	53,9
11,19	1015	3,61	98,8	24,85	0,845	460,5	49,0
11,31	1049	3,73	99,6	30,16	1,026	545,3	59,9
11,42	1083	3,85	99,6	30,19	1,027	545,9	61,9
11,54	1127	4,01	100	36,27	1,233	643,0	75,9
11,65	1172	4,17	100	36,44	1,239	645,7	79,2
11,77	1207	4,29	100	31,10	1,057	560,3	70,8
11,89	1257	4,47	100	38,39	1,306	677,0	89,1
12,00	1317	4,69	100	41,83	1,423	731,9	100,9
12,12	1371	4,88	100	39,78	1,353	699,1	100,4
12,24	1424	5,07	100	39,45	1,342	693,9	103,5
12,35	1483	5,28	100	41,35	1,406	724,2	112,5
12,47	1542	5,49	100	41,62	1,415	728,6	117,7
12,59	1583	5,63	100	34,85	1,185	620,4	102,8
12,70	1646	5,86	100	43,17	1,468	753,3	129,9
12,82	1717	6,11	100	45,78	1,557	795,0	143,0
12,94	1764	6,28	100	36,90	1,255	653,1	120,6
13,05	1803	6,42	100	34,53	1,174	615,3	116,2
13,17	1850	6,59	100	37,19	1,265	657,7	127,4
13,29	1890	6,73	100	34,48	1,173	614,4	121,6
13,40	1935	6,89	100	36,47	1,240	646,3	130,9
13,52	1987	7,07	100	39,17	1,332	689,4	143,5
13,63	2038	7,25	100	38,46	1,308	678,0	144,7
13,75	2083	7,41	100	36,63	1,246	648,8	141,5
13,87	2127	7,57	100	36,05	1,226	639,6	142,4
13,98	2165	7,71	100	34,03	1,157	607,3	137,7

14,10	2204	7,85	100	34,28	1,166	611,3	141,1
14,22	2241	7,98	100	32,70	1,112	586,0	137,5
14,33	2270	8,08	100	26,88	0,914	492,9	117,2
14,45	2293	8,16	100	20,30	0,690	387,9	93,1
14,57	2313	8,23	100	17,64	0,600	345,3	83,6
14,68	2328	8,29	100	13,46	0,458	278,6	67,9
14,80	2344	8,34	100	14,51	0,494	295,3	72,5
14,92	2358	8,39	100	12,65	0,430	265,6	65,6
15,03	2371	8,44	100	12,17	0,414	257,9	64,0
15,15	2384	8,49	100	11,36	0,386	245,0	61,2
15,27	2395	8,52	100	9,55	0,325	216,0	54,2
15,38	2399	8,54	100	3,81	0,130	124,3	31,2
15,50	2402	8,55	100	3,07	0,104	112,5	28,3
15,61	2406	8,56	100	2,85	0,097	109,0	27,5
15,73	2407	8,57	100	1,51	0,051	87,6	22,1
15,85	2407	8,57	100	-0,26	-0,009	59,3	14,9
15,96	2406	8,56	100	-1,23	-0,042	43,8	11,0
16,08	2403	8,55	100	-2,59	-0,088	22,1	5,6
...

По данным времени и частоты вращения определялось среднее значение углового ускорения ε коленчатого вала по формуле:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn}{dt} \cong \frac{\pi}{30} \cdot \frac{(n_{i+1} - n_i)}{(t_{i+1} - t_i)}, \quad (4.3)$$

где n_{i+1} и n_i – значения частот вращения для моментов времени t_{i+1} и t_i , соответственно.

Ускорение трактора J в процессе разгона определялось по формуле:

$$j = \frac{r_k \cdot \varepsilon}{i_{тр}} \quad (4.4)$$

Теоретическая скорость движения V_T определяется частотой вращения n , передаточным отношением трансмиссии $i_{тр}$ и радиусом колеса r_k :

$$V_T = \frac{\pi \cdot n \cdot r_k}{30 \cdot i_{тр}} \quad (4.5)$$

Крутящий момент двигателя в процессе разгона трактора определялся по формуле (2.17), полученной во второй главе диссертации:

$$M_k = G \cdot r_k \cdot \frac{\delta_{вр} \cdot \frac{r_k \cdot \varepsilon}{i_{тр}} + f \cdot g}{i_{тр} \cdot \eta_{тр} \cdot g},$$

где: $G = 89550$ Н – сила тяжести машины;

$i_{тр} = 25,73$ – передаточное отношение трансмиссии;

$\eta_{тр} = 0,72$ – КПД трансмиссии;

$\delta_{вр} = 1,09$ – коэффициент учета инерции вращающихся масс;

$r_k = 0,875$ м – динамический радиус колеса;

$f = 0,015$ – коэффициента сопротивления качению;

$g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Мощность двигателя N_e (кВт) в процессе разгона трактора определялась по известной зависимости через крутящий момент M_k (Н·м) и частоту вращения коленчатого вала n (мин⁻¹):

$$N_e = \frac{M_k \cdot n}{9550} \quad (4.6)$$

После обработки массива исходных данных и получения массива обработанных данных строились графики изменения регистрируемых параметров по времени. Для анализа полученных результатов выделялся участок движения трактора с началом при положении педали 100 %, что соответствовало команде на управление двигателем при максимальном крутящем моменте. На приведенном примере в Таблице 4.4 это соответствует моменту времени 11,54 с. Окончание рассматриваемого участка выбиралось по условию отрицательного углового ускорения $\varepsilon < 0$. На приведенном примере в Таблице 4.4 это соответствует моменту времени 15,85 с.

4.3. Результаты экспериментальных исследований и их анализ

Результаты обработанных данных по разгону трактора на одном из испытаний представлены на Рисунке 4.5.

На Рисунке 4.5 в начале процесса регистрации данных происходит трогание трактора на четвертой передаче при постепенном включении сцепления и малом (около 3 %) положении педали акселератора, в результате чего частота вращения вала двигателя снижается с 800 мин⁻¹ до 680 мин⁻¹. На 3-ей секунде трактор при нулевом положении педали акселератора движется с включенным сцеплением, а система управления двигателем старается поддержать частоту вращения вала двигателя около 800 мин⁻¹. На 11-ой секунде (10,61 с) происходит резкое нажатие на педаль, в результате чего к моменту времени 11,54 с она достигает положения

100 %. С этого момента можно считать движение трактора с полной нагрузкой двигателя.

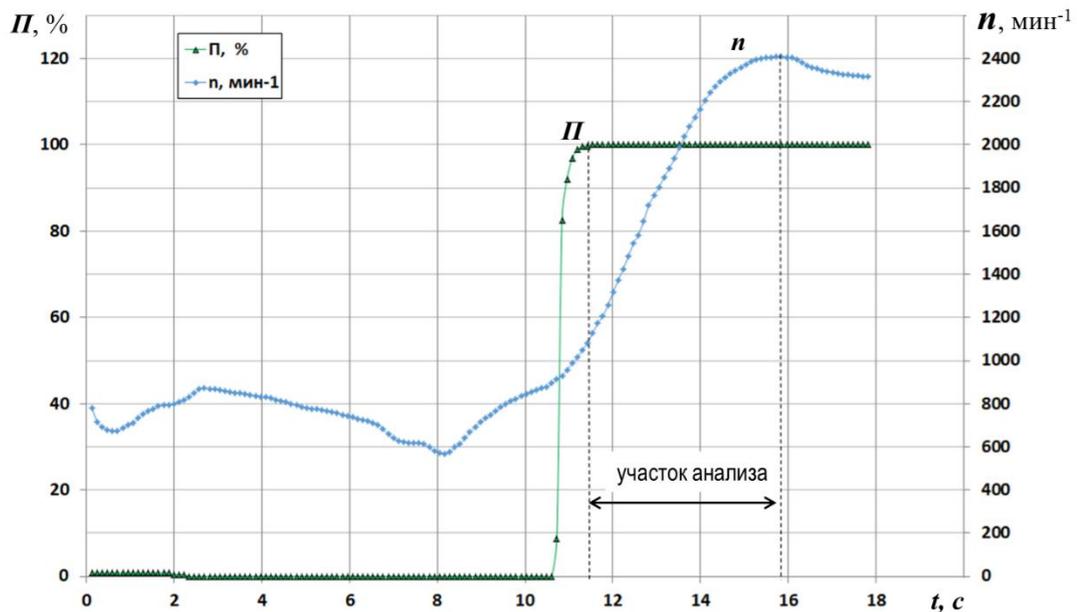


Рисунок 4.5 – Изменение частоты вращения двигателя n , положения педали акселератора P при разгоне трактора TERRION ATM 4200.

При достижении номинальной частоты вращения система управления частотой вращения переводит двигатель на работу по регуляторной ветви скоростной характеристики (начинает уменьшать подачу для снижения мощности двигателя). Мощность двигателя снижается, частота вращения достигает своего максимального значения (2407 мин^{-1}) и начинает снижаться до тех пор, пока мощность двигателя не станет равной потерям мощности для движения со скоростью баланса мощностей.

Для анализа процесса изменения параметров двигателя при разгоне трактора представляет интерес, когда педаль находится в максимальном положении (100 %) и не зависит от управления водителем, до момента, когда закончится разгон трактора, т.е. частота вращения коленчатого вала достигнет максимального значения. Этот участок разгона трактора показан на Рисунке 4.1.

Результаты анализа регистрации трех разгонов трактора TERRION ATM 4200 с исправным двигателем показаны на рисунках 4.6-4.8 ниже.

На рисунке 4.2 приведены результаты первого разгона трактора в виде изменения углового ускорения вала от частоты вращения (а) и изменение ускорения трактора от скорости его движения (б). Результаты анализа данных первого разгона показывают, что в процессе разгона трактора угловое ускорение вала вначале разгона быстро увеличивается, достигая 35...40 рад/с² до частоты вращения вала 1400 мин⁻¹, затем увеличение углового ускорения замедляется, достигая максимальных значений 40...45 рад/с² при частоте вращения 1600...1800 мин⁻¹. Далее угловое ускорение постепенно снижается, достигая около 35 рад/с² при частоте вращения 2200 мин⁻¹. При росте частоты вращения более 2200 мин⁻¹ угловое ускорение вала резко снижается до нуля к частоте вращения 2400 мин⁻¹.

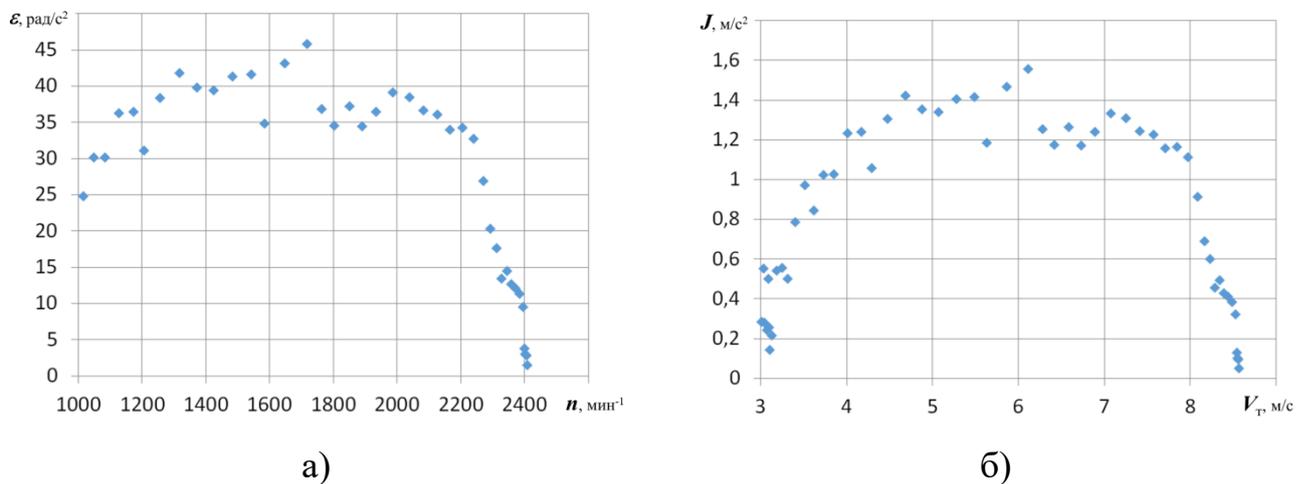


Рисунок 4.6 – Изменение ускорения вала и трактора в процессе разгона 1:
а – от частоты вращения n ; б – от скорости движения трактора V_T

Аналогично изменению углового ускорения меняется и ускорение трактора (рис. 4.6, б) со скорости 3 м/с резко увеличиваясь до примерно 1,2 м/с² до скорости движения трактора 4 м/с. Затем увеличение ускорения трактора замедляется, достигая максимальных значений 1,4...1,6 м/с² при скорости движения около 6 м/с. Далее ускорение трактора постепенно снижается достигая около 1,2 м/с² при скорости движения около 8 м/с. При дальнейшем разгоне трактора более скорости 8 м/с его ускорение резко снижается до нуля к скорости движения 8,6 м/с.

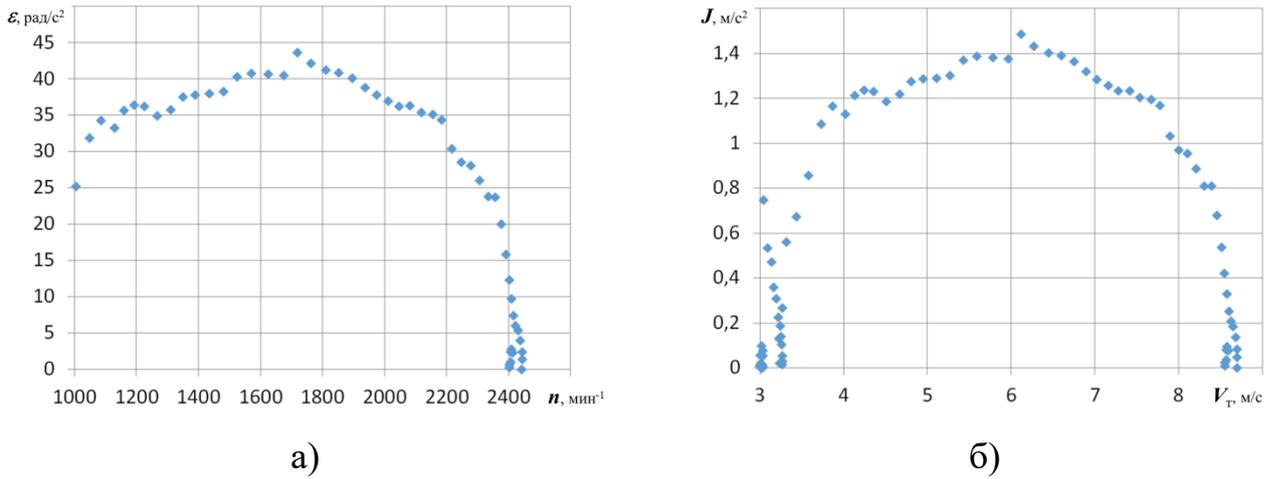
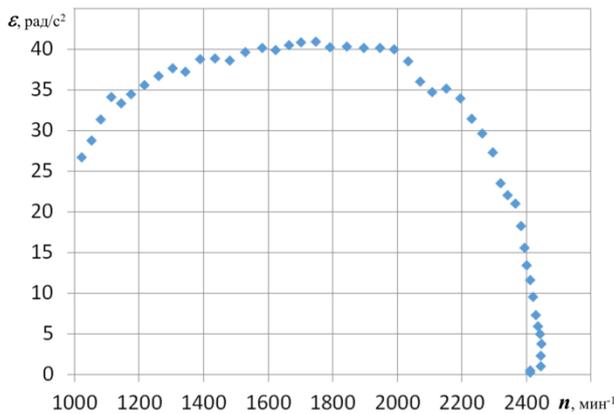


Рисунок 4.7 – Изменение ускорения вала и трактора в процессе разгона 2:
а – от частоты вращения n ; б – от скорости движения трактора V_T .

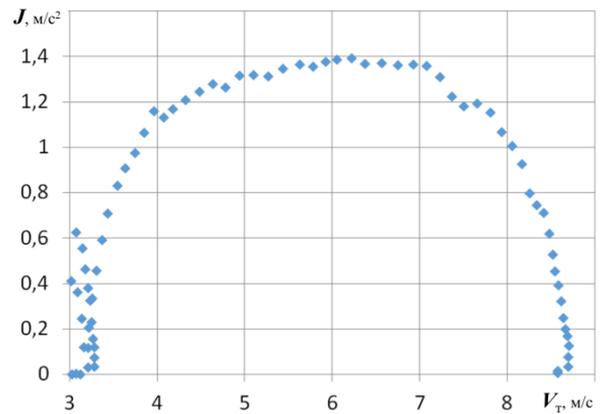
На Рисунке 4.7 приведены результаты 2-ого разгона трактора в виде изменения углового ускорения вала от частоты вращения (а) и изменение ускорения трактора от скорости его движения (б). Результаты анализа данных 2-ого разгона показывают, что в процессе разгона трактора угловое ускорение вала вначале разгона быстро увеличивается, достигая около 35 рад/с² до частоты вращения вала 1200 мин⁻¹, затем увеличение углового ускорения замедляется, достигая максимальных значений 40...45 рад/с² при частоте вращения 1600...1800 мин⁻¹. Далее угловое ускорение постепенно снижается достигая около 35 рад/с² при частоте вращения 2200 мин⁻¹. При росте частоты вращения более 2200 мин⁻¹ угловое ускорение вала резко снижается до нуля к частоте вращения 2450 мин⁻¹.

Аналогично изменению углового ускорения меняется и ускорение трактора (Рисунок 4.7, б) резко увеличиваясь примерно до 1,2 м/с² до скорости движения трактора 4 м/с. Затем увеличение ускорения трактора замедляется, достигая максимальных значений около 1,4 м/с² при скорости движения около 6 м/с. Далее ускорение трактора постепенно снижается достигая 1,2 м/с² при скорости движения около 7,8 м/с. При дальнейшем разгоне трактора более скорости 8 м/с его ускорение резко снижается до нуля к скорости движения 8,7 м/с.

На Рисунке 4.8 приведены результаты 3-его разгона трактора также в виде изменения углового ускорения вала от частоты вращения (а) и изменение ускорения трактора от скорости его движения (б). Результаты анализа данных 3-его разгона показывают, что в процессе разгона трактора угловое ускорение вала вначале разгона быстро увеличивается, достигая около 35 рад/с^2 до частоты вращения вала 1200 мин^{-1} , затем увеличение углового ускорения замедляется, достигая максимальных значений около 40 рад/с^2 при частоте вращения $1600...1800 \text{ мин}^{-1}$. Далее угловое ускорение постепенно снижается, достигая около 35 рад/с^2 при частоте вращения 2200 мин^{-1} . При росте частоты вращения более 2200 мин^{-1} угловое ускорение вала резко снижается до нуля к частоте вращения 2450 мин^{-1} .



а)



б)

Рисунок 4.8 – Изменение ускорения вала и трактора в процессе разгона 3:
а – от частоты вращения n ; б – от скорости движения трактора V_T .

Ускорение трактора в начале разгона (Рисунок 4.8, б) также резко увеличивается до примерно $1,2 \text{ м/с}^2$ до скорости движения трактора 4 м/с . Затем увеличение ускорения трактора замедляется, достигая максимальных значений $1,3...1,4 \text{ м/с}^2$ при скорости движения около 6 м/с . Далее ускорение трактора постепенно снижается достигая около $1,2 \text{ м/с}^2$ при скорости движения около $7,7 \text{ м/с}$. При дальнейшем разгоне трактора более скорости $7,8 \text{ м/с}$ его ускорение резко снижается до нуля к скорости движения $8,7 \text{ м/с}$.

Результаты испытаний трех разгонов (4, 5 и 6) трактора TERRION ATM 4200 с неисправным двигателем показаны на Рисунках 4.9-4.11.

На Рисунке 4.9 приведены результаты 4-ого разгона трактора в виде изменения углового ускорения вала от частоты вращения (а) и изменение ускорения трактора от скорости его движения (б). Результаты анализа данных 4-ого разгона показывают, что в процессе разгона трактора угловое ускорение вала вначале разгона быстро увеличивается, достигая около 30 рад/с^2 до частоты вращения вала 1300 мин^{-1} , затем увеличение углового ускорения незначительное, находясь на уровне значений $30...33 \text{ рад/с}^2$ до частоты вращения $\approx 2000 \text{ мин}^{-1}$. Далее угловое ускорение снижается достигая около 22 рад/с^2 при частоте вращения 2200 мин^{-1} . При росте частоты вращения более 2200 мин^{-1} угловое ускорение вала резко снижается до нуля к частоте вращения 2400 мин^{-1} .

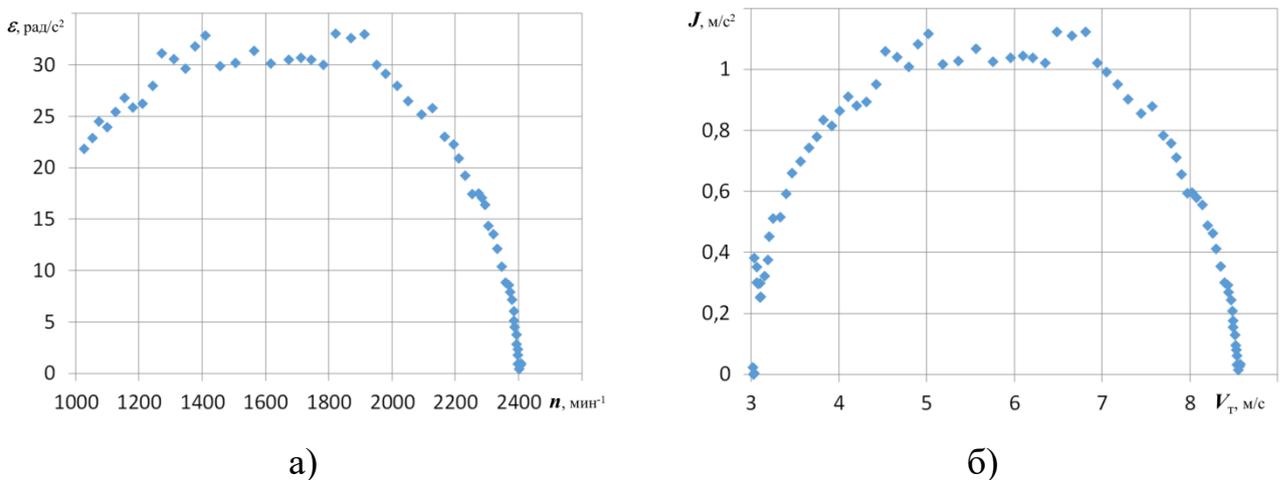


Рисунок 4.9 – Изменение ускорения вала и трактора в процессе разгона 4:
а – от частоты вращения n ; б – от скорости движения трактора V_T .

Ускорение трактора (Рисунок 4.9, б) в начале разгона также резко увеличивается примерно до 1 м/с^2 до скорости движения трактора $4,5 \text{ м/с}$. Затем ускорение трактора находится на уровне значений $1,0...1,1 \text{ м/с}^2$ при скорости движения от $4,5$ до 7 м/с . Далее ускорение трактора снижается, достигая $0,8...0,9 \text{ м/с}^2$ при скорости движения около $7,6 \text{ м/с}$. При дальнейшем разгоне трактора его ускорение резко снижается до нуля к скорости движения $8,5 \text{ м/с}$.

На Рисунке 4.10 приведены результаты 5-ого разгона трактора с неисправностью в виде изменения углового ускорения вала от частоты вращения (а) и изменение ускорения трактора от скорости его движения (б). Результаты анализа данных 5-ого разгона показывают, что в процессе разгона трактора угловое ускорение вала вначале разгона быстро увеличивается, достигая около 25 рад/с^2 до частоты вращения вала 1100 мин^{-1} , затем увеличение углового ускорения замедляется, достигая максимальных значений $30...35 \text{ рад/с}^2$ при частоте вращения $1600...1800 \text{ мин}^{-1}$. Далее угловое ускорение постепенно снижается, достигая около 22 рад/с^2 при частоте вращения 2200 мин^{-1} . При росте частоты вращения более 2200 мин^{-1} угловое ускорение вала резко снижается до нуля к частоте вращения 2400 мин^{-1} .

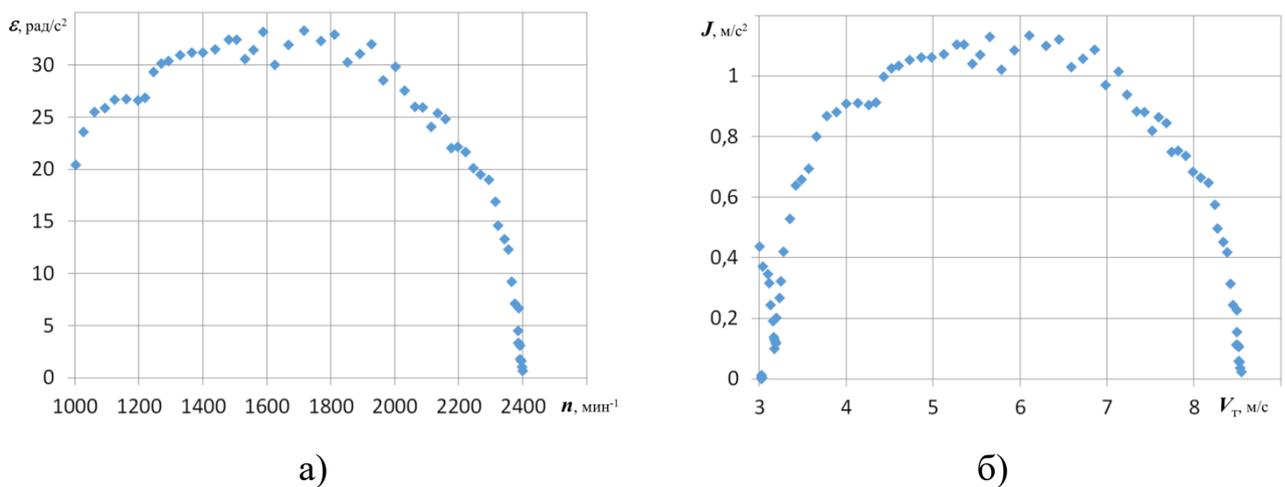


Рисунок 4.10 – Изменение ускорения вала и трактора в процессе разгона 5:
а – от частоты вращения n ; б – от скорости движения трактора V_T .

Ускорение трактора (Рисунок 4.10, б) в начале разгона также резко увеличивается до примерно $0,9 \text{ м/с}^2$ к скорости движения трактора 4 м/с . Затем увеличение ускорения трактора замедляется, достигая максимальных значений около $1,1 \text{ м/с}^2$ при скорости движения около 6 м/с . Далее ускорение трактора снижается достигая около $0,75 \text{ м/с}^2$ при скорости движения около $7,8 \text{ м/с}$. При дальнейшем разгоне трактора более скорости 8 м/с его ускорение резко снижается до нуля к скорости движения $8,5 \text{ м/с}$.

На Рисунке 4.11 приведены результаты 6-ого разгона трактора с неисправностью в виде изменения углового ускорения вала от частоты вращения (а) и изменение ускорения трактора от скорости его движения (б). Результаты анализа данных 6-ого разгона показывают, что в процессе разгона трактора угловое ускорение вала вначале разгона быстро увеличивается, достигая около 30 рад/с^2 до частоты вращения вала 1100 мин^{-1} .

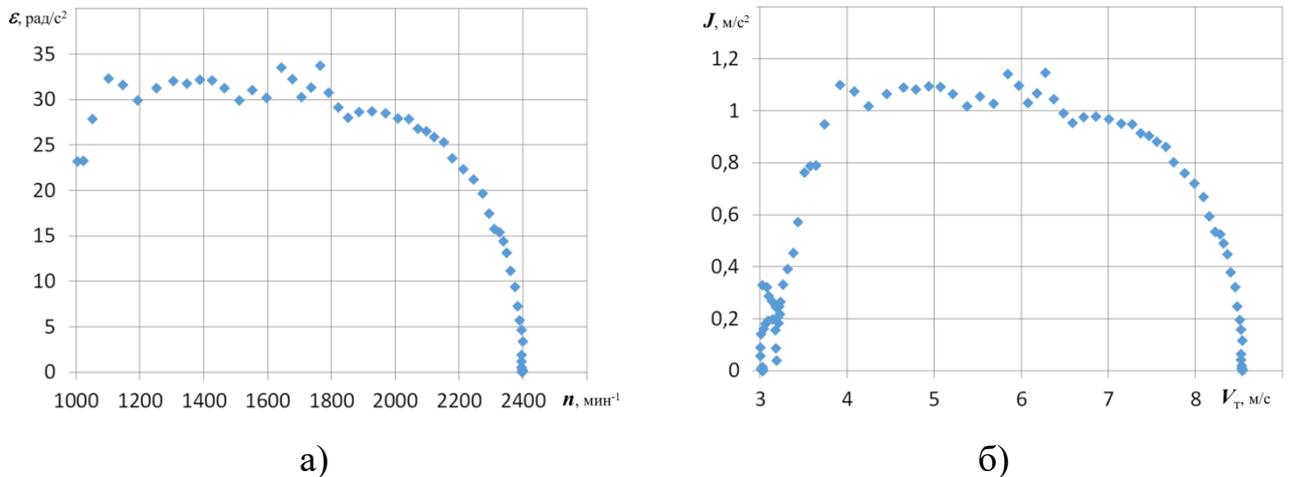


Рисунок 4.11 – Изменение ускорения вала и трактора в процессе разгона б:
а – от частоты вращения n ; б – от скорости движения трактора V_T .

Затем угловое ускорение находится примерно на постоянном уровне максимальных значений $30...33 \text{ рад/с}^2$ до частоты вращения 1800 мин^{-1} . Далее угловое ускорение постепенно снижается, достигая около 23 рад/с^2 при частоте вращения 2200 мин^{-1} . При росте частоты вращения более 2200 мин^{-1} угловое ускорение вала резко снижается до нуля к частоте вращения 2400 мин^{-1} .

Ускорение трактора (Рисунок 4.11, б) в начале разгона также резко увеличивается до примерно $1,1 \text{ м/с}^2$ к скорости движения трактора 4 м/с . Затем ускорение трактора находится примерно на постоянном уровне максимальных значений $1,0...1,1 \text{ м/с}^2$ при скорости движения до $6,5 \text{ м/с}$. Далее ускорение трактора снижается достигая около $0,75 \text{ м/с}^2$ при скорости движения около $7,8 \text{ м/с}$. При дальнейшем разгоне трактора более скорости 8 м/с его ускорение резко снижается до нуля к скорости движения $8,5 \text{ м/с}$.

Анализ изменения ускорений вала двигателя и трактора TERRION ATM 4200 при разгоне на горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием на четвертой передаче рабочего диапазона показал следующее:

- 1) ускорение в начале разгона имеет резкое увеличение до частоты вращения вала $1100...1200 \text{ мин}^{-1}$ или скорости движения $4...4,5 \text{ м/с}$;
- 2) в диапазоне частот вращения вала $1300...2200 \text{ мин}^{-1}$ (скорости движения от $4,5$ до $7,8 \text{ м/с}$) ускорения могут увеличиваться, достигая максимального значения или находиться на примерно постоянном наибольшем уровне;
- 3) после частоты вращения более 2200 мин^{-1} или скорости движения более $7,8 \text{ м/с}$ ускорения резко снижаются до нуля при частоте вращения $2400...2450 \text{ мин}^{-1}$ или скорости движения $8,5...8,7 \text{ м/с}$;
- 4) наиболее стабильные значения ускорений наблюдаются на участке близком к номинальной частоте вращения;
- 5) для исправного двигателя величина углового ускорения при номинальной частоте вращения 2200 мин^{-1} составляет около 35 рад/с^2 , а ускорение трактора составляет $1,1...1,2 \text{ м/с}^2$.
- 6) для неисправного двигателя величина углового ускорения при номинальной частоте вращения 2200 мин^{-1} составляет $22...23 \text{ рад/с}^2$, а ускорение трактора составляет $0,75...0,85 \text{ м/с}^2$.

Дальнейший анализ данных проводился по изменению мощностных показателей двигателя, полученных в результате обработки экспериментальных данных разгона.

На Рисунках 4.12...4.14 приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k исправного двигателя, полученных в результате обработки данных по изложенной ранее методике.

На Рисунке 4.12 приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k на 1-ом разгоне трактора.

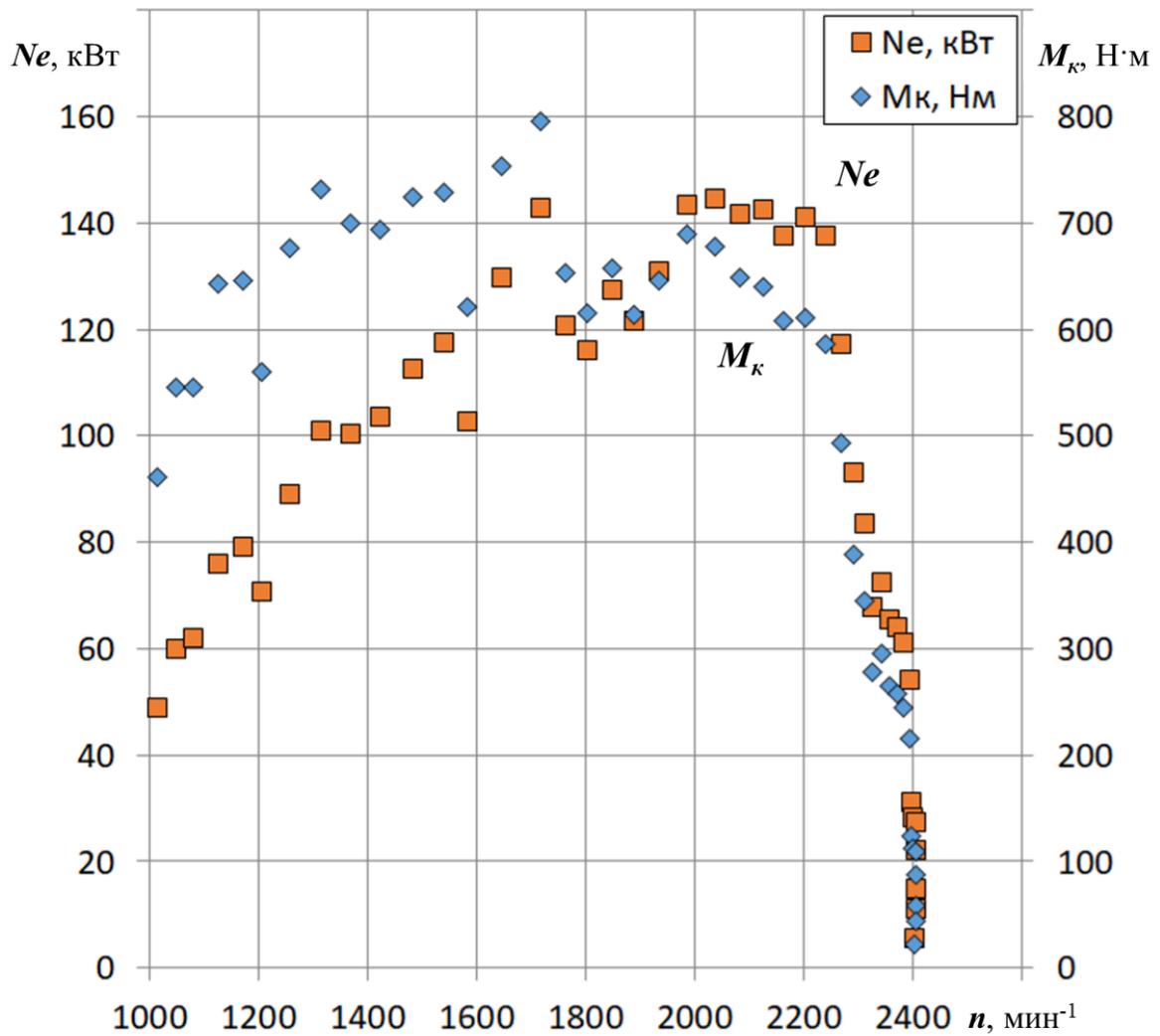


Рисунок 4.12 – Изменение мощности и крутящего момента в процессе разгона 1

Значения крутящего момента в диапазоне изменения частот вращения 1200...2000 мин⁻¹ имеют достаточно большой разброс, составляющий до 200 Н·м. В зоне номинальной частоты вращения и на участке регуляторной ветви разброс значений снижается и просматривается линия изменения момента. В области номинальной частоты вращения 2200 мин⁻¹ величина крутящего момента составляет около 600 Н·м.

Мощность двигателя с ростом частоты вращения увеличивается, достигая около 140 кВт при номинальной частоте вращения 2200 мин⁻¹. Дальнейшее увеличение частоты вращения приводит к снижению мощности и момента до нуля при частоте вращения 2450 мин⁻¹.

На Рисунке 4.13 приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k на 2-ом разгоне трактора. Значения крутящего момента в диапазоне изменения частот вращения 1200...2000 мин⁻¹ имеют гораздо меньший разброс и можно отметить в зоне частот вращения 1600...1800 мин⁻¹ уровень максимального значения около 750 Н·м.

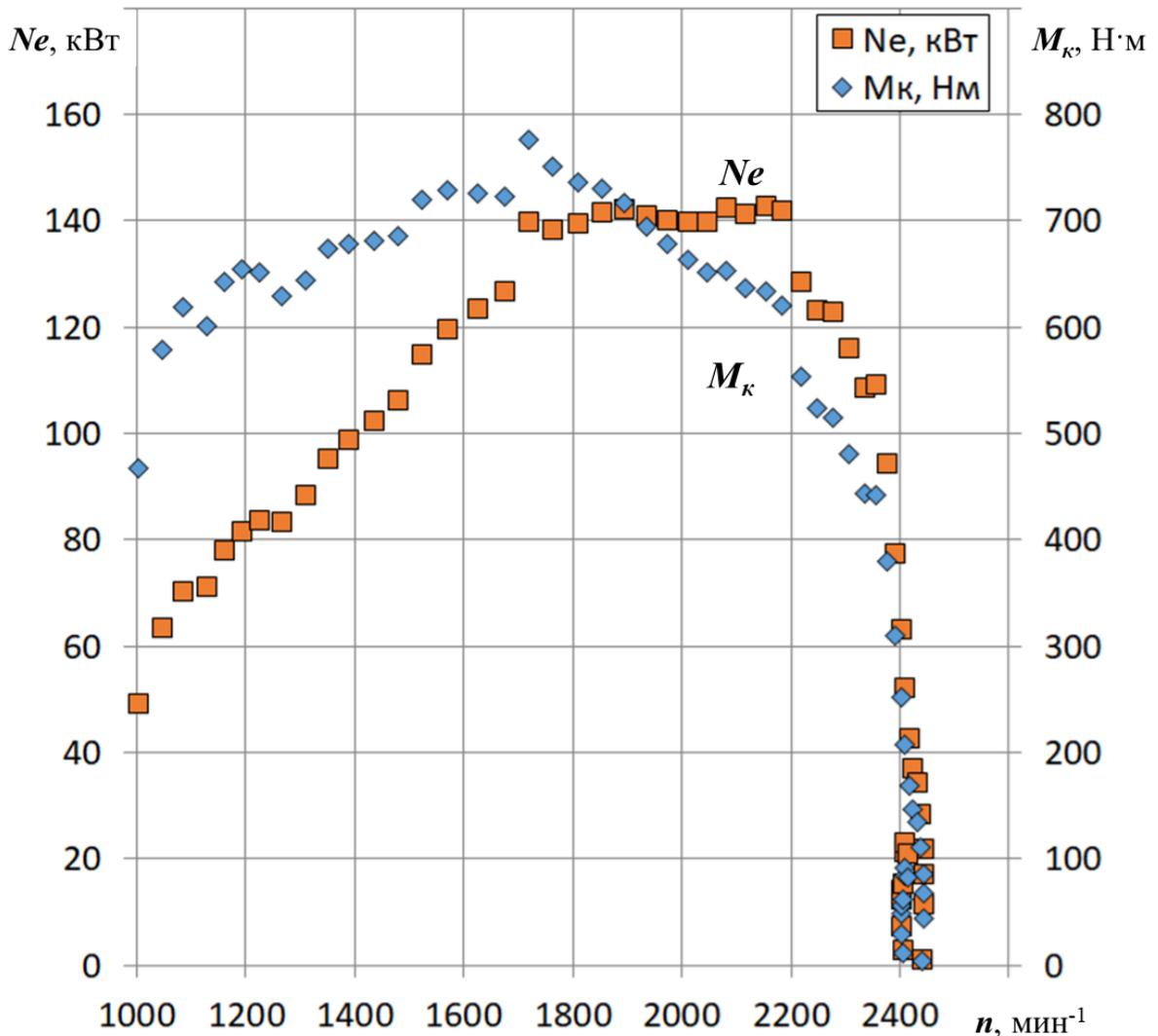


Рисунок 4.13 – Изменение мощности и крутящего момента в процессе разгона 2

При снижении до номинальной частоты вращения крутящий момент монотонно снижается и в области номинальной частоты вращения 2200 мин⁻¹ величина крутящего момента составляет около 620 Н·м.

Мощность двигателя с ростом частоты вращения увеличивается, достигая около 142 кВт при номинальной частоте вращения 2200 мин⁻¹. Дальнейшее

увеличение частоты вращения приводит к снижению мощности и момента до нуля при частоте вращения 2450 мин^{-1} .

На Рисунке 4.14 приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k на 3-ом разгоне исправного трактора. Значения крутящего момента в диапазоне изменения частот вращения $1200 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$ также имеют гораздо меньший разброс и можно отметить в зоне частот вращения $1600 \dots 1800 \text{ мин}^{-1}$ уровень максимального значения около $720 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

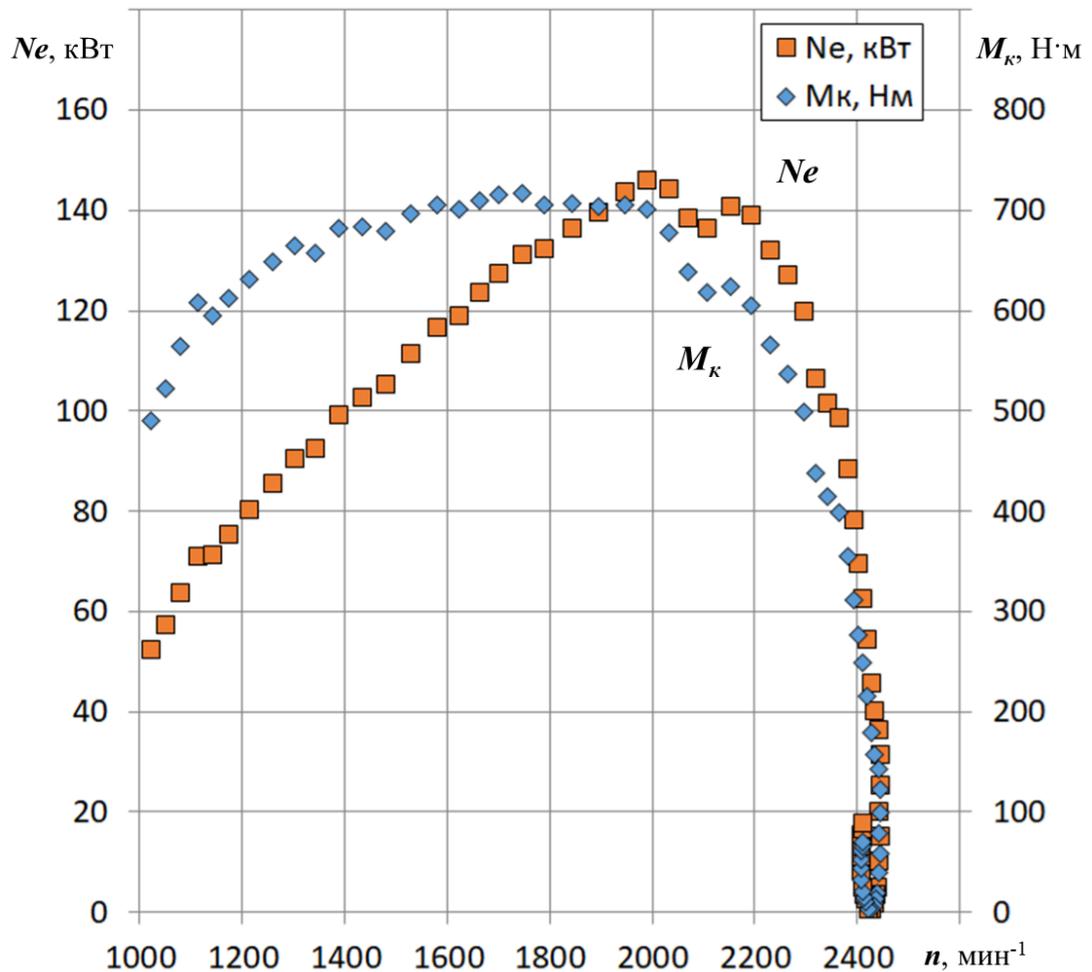


Рисунок 4.14 – Изменение мощности и крутящего момента в процессе разгона 3

При снижении до номинальной частоты вращения крутящий момент монотонно снижается и в области номинальной частоты вращения 2200 мин^{-1} величина крутящего момента составляет около $620 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Мощность двигателя с ростом частоты вращения увеличивается, достигая около 142 кВт при номинальной частоте вращения 2200 мин^{-1} . Дальнейшее увеличение частоты вращения приводит к снижению мощности и момента до нуля при частоте вращения 2450 мин^{-1} .

На Рисунках 4.15...4.17 приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k неисправного двигателя, полученных в результате обработки данных по изложенной ранее методике.

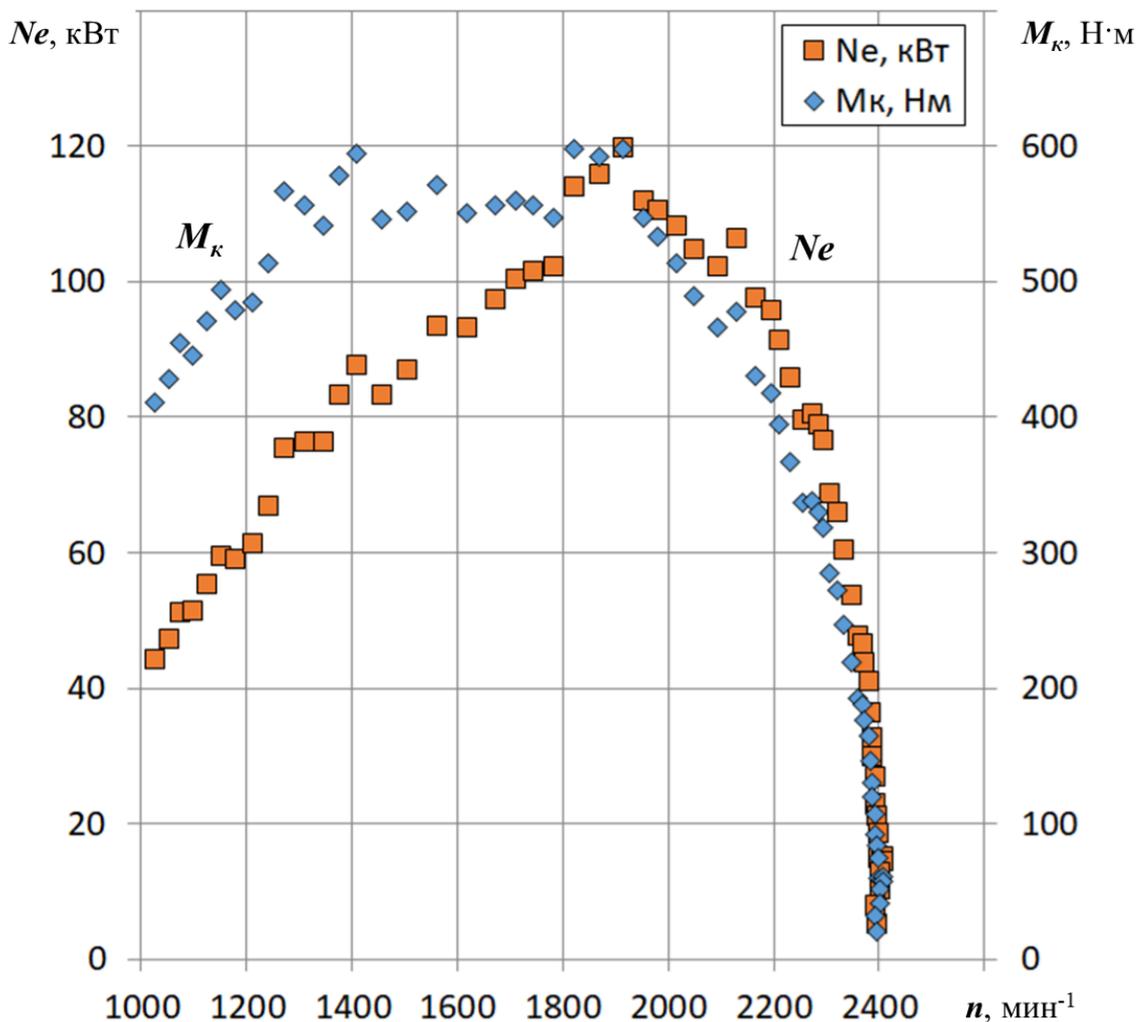


Рисунок 4.15 – Изменение мощности и крутящего момента в процессе разгона 4

На Рисунке 4.15 приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k на 4-ом разгоне неисправного трактора. Значения крутящего момента в диапазоне изменения частот вращения

1200...2000 мин⁻¹ вначале растут, а затем снижаются, имея разброс около 50 Н·м. Максимальное значение в зоне частот вращения 1600...1800 мин⁻¹ имеет уровень около 570 Н·м.

При снижении до номинальной частоты вращения крутящий момент монотонно снижается и в области номинальной частоты вращения 2200 мин⁻¹ величина крутящего момента составляет около 420 Н·м.

Мощность двигателя с ростом частоты вращения увеличивается, достигая 95 кВт при номинальной частоте вращения 2200 мин⁻¹. Дальнейшее увеличение частоты вращения приводит к снижению мощности и момента до нуля при частоте вращения 2400 мин⁻¹.

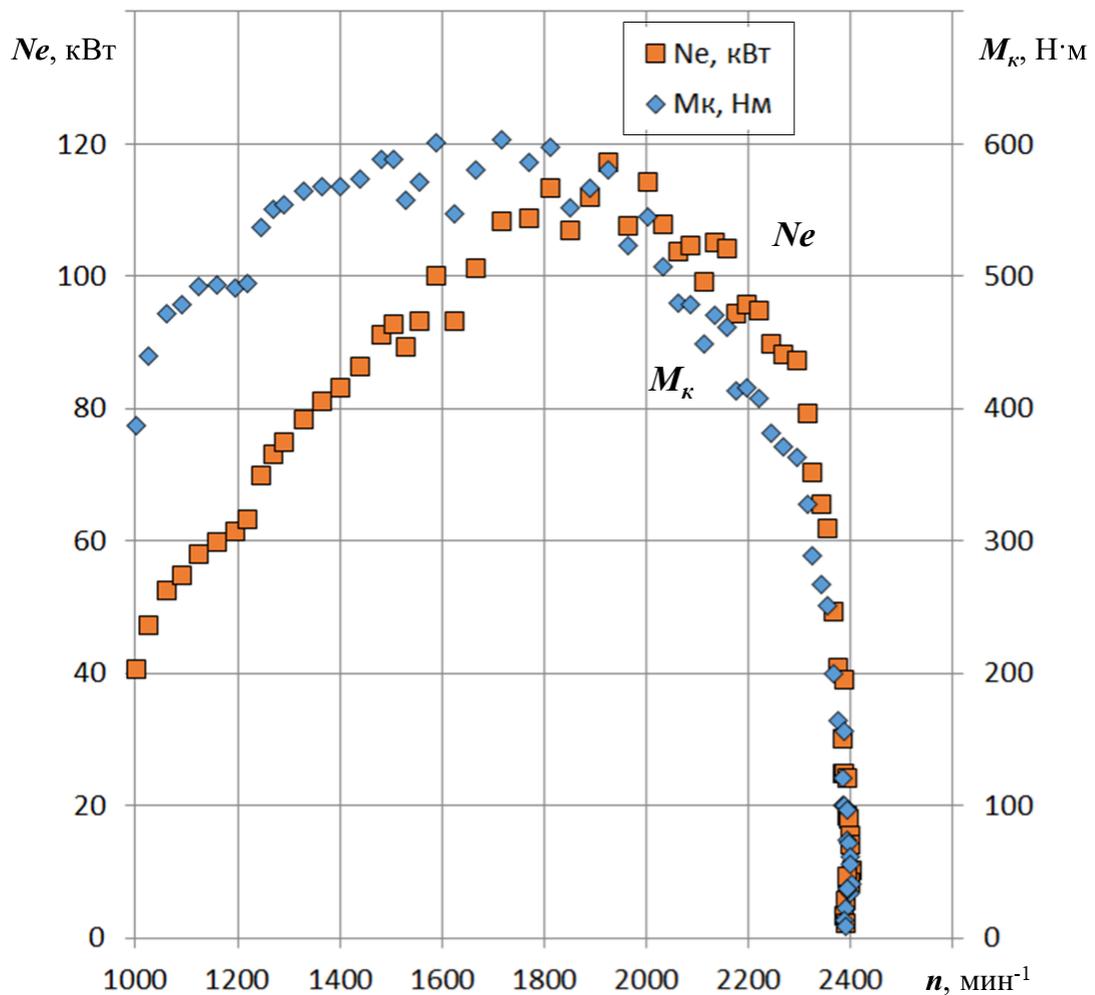


Рисунок 4.16 – Изменение мощности и крутящего момента в процессе разгона 5

На Рисунке 4.16 приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k на 5-ом разгоне неисправного трактора. Значения крутящего момента в диапазоне изменения частот вращения 1200...2000 мин⁻¹ вначале растут, а затем снижаются, имея разброс около 50 Н·м. Максимальное значение в зоне частот вращения 1600...1800 мин⁻¹ имеет уровень около 580 Н·м.

При снижении до номинальной частоты вращения крутящий момент монотонно снижается и в области номинальной частоты вращения 2200 мин⁻¹ величина крутящего момента составляет около 420 Н·м.

Мощность двигателя с ростом частоты вращения увеличивается, достигая 95 кВт при номинальной частоте вращения 2200 мин⁻¹. Дальнейшее увеличение частоты вращения приводит к снижению мощности и момента до нуля при частоте вращения 2400 мин⁻¹.

На Рисунке 4.17 приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k на 6-ом разгоне неисправного трактора. Значения крутящего момента в диапазоне изменения частот вращения 1200...1800 мин⁻¹ находятся примерно на постоянном уровне 570 Н·м, имея разброс около 50 Н·м. При увеличении частоты вращения с 1800 мин⁻¹ до номинальной частоты вращения крутящий момент монотонно снижается и в области номинальной частоты вращения 2200 мин⁻¹ величина крутящего момента составляет около 420 Н·м.

Мощность двигателя с ростом частоты вращения увеличивается, достигая максимального значения около 105 кВт при частоте вращения 2000 мин⁻¹, и снижается до 100 кВт при номинальной частоте вращения 2200 мин⁻¹. Дальнейшее увеличение частоты вращения приводит к снижению мощности и момента до нуля при частоте вращения 2400 мин⁻¹.

Проведенный анализ результатов экспериментальных исследований показал, что для анализа мощностных характеристик двигателя лучше использовать измеренные значения в зоне номинальной частоты вращения 2200 мин⁻¹.

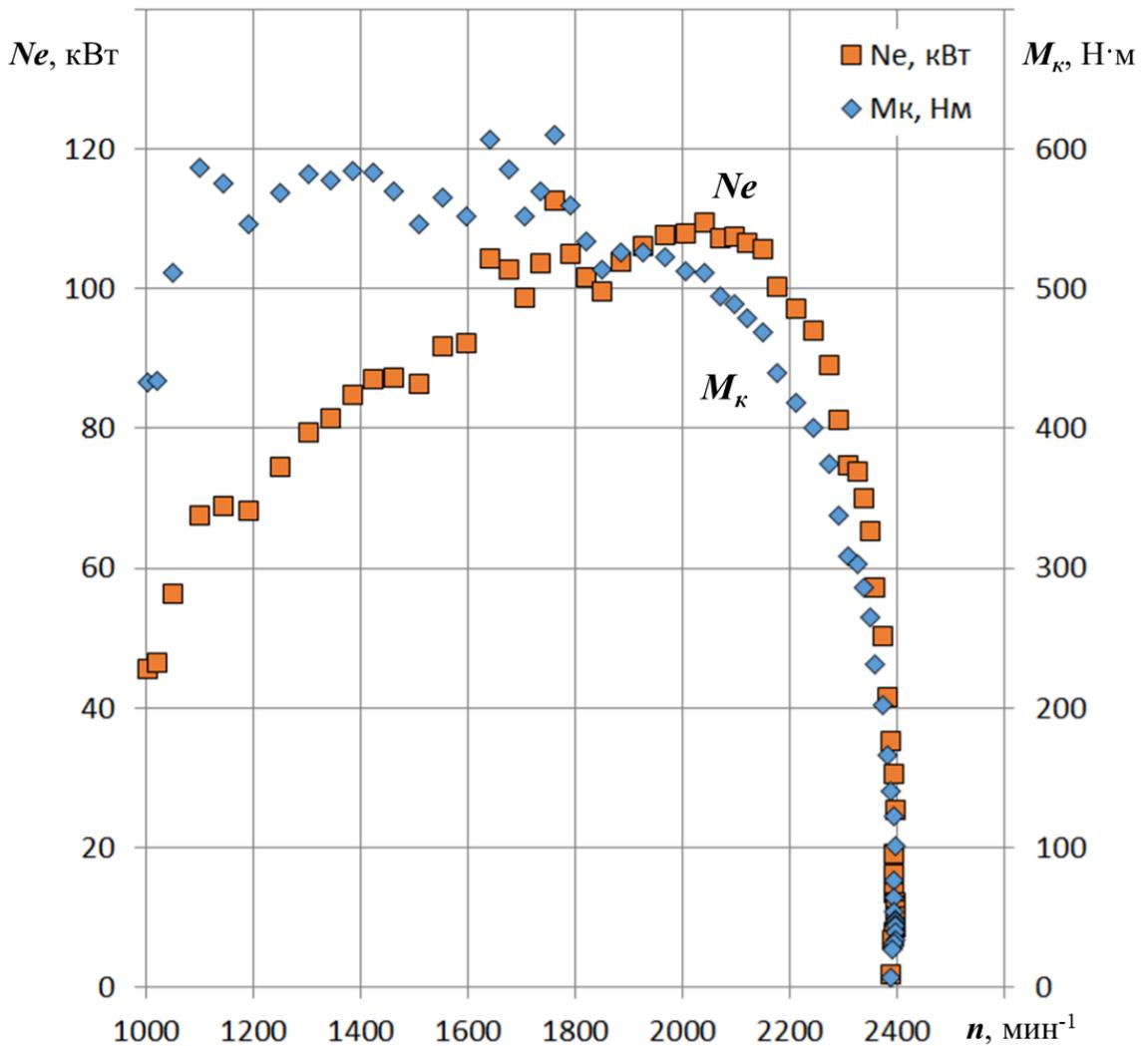


Рисунок 4.17 – Изменение мощности и крутящего момента в процессе разгона 6

Для анализа полученных мощностных параметров двигателя были использованы результаты, полученные в диапазоне частот вращения коленчатого вала от 2150 до 2250 мин⁻¹. Выбранный диапазон связан с несущественным изменением подачи топлива при снижении частоты вращения ниже номинального значения и допуском при регулировке регулятора топливного насоса высокого давления в сторону увеличения частоты вращения до 50 мин⁻¹ выше номинальной.

В Таблице 4.6 приведены результаты значений параметров в зоне частот вращения 2150...2250 мин⁻¹ для разных вариантов разгона трактора. В таблице приведены только значения полученные при положении педали акселератора 100%, т.е. при условии разгона трактора при полной нагрузке.

Таблица 4.6 – Результаты значений параметров в зоне частот вращения
2150...2250 мин⁻¹ для разных вариантов разгона трактора

Разгон	t , с	n , мин ⁻¹	Положение педали, %	V_T , м/с	ε , 1/с ²	J , м/с ²	M_k , Н·м	N_e , кВт
1	13,98	2165	100	7,71	34,03	1,157	607,3	137,7
	14,10	2204	100	7,85	34,28	1,166	611,3	141,1
	14,22	2241	100	7,98	32,70	1,112	586,0	137,5
	Среднее значение			7,84	33,67	1,145	601,5	138,8
2	20,43	2155	100	7,67	35,12	1,194	624,7	141,0
	20,53	2185	100	7,78	34,33	1,168	612,1	140,0
	20,63	2218	100	7,89	30,38	1,033	548,9	127,5
	20,73	2248	100	8,00	28,56	0,971	519,8	122,3
	Среднее значение			7,84	32,10	1,092	576,4	132,7
3	12,28	2152	100	7,66	35,11	1,194	624,5	140,7
	12,48	2194	100	7,81	33,91	1,153	605,3	139,1
	12,68	2231	100	7,94	31,41	1,068	565,4	132,1
	Среднее значение			7,80	33,48	1,138	598,4	137,3
4	14,48	2165	100	7,69	23,04	0,783	431,5	97,8
	14,58	2194	100	7,79	22,26	0,757	419,1	96,3
	14,68	2211	100	7,84	20,91	0,711	397,6	92,1
	14,78	2232	100	7,90	19,27	0,655	371,4	86,8
	Среднее значение			7,81	21,37	0,727	404,9	93,2
5	14,19	2158	100	7,68	24,84	0,845	460,3	104,0
	14,29	2176	100	7,75	22,03	0,749	415,5	94,7
	14,39	2197	100	7,82	22,16	0,754	417,5	96,0
	14,49	2221	100	7,91	21,69	0,737	410,0	95,3
	14,59	2244	100	7,99	20,11	0,684	384,9	90,5
	Среднее значение			7,83	22,17	0,754	417,6	96,1
6	15,85	2152	100	7,66	25,32	0,861	468,1	105,5
	15,95	2178	100	7,75	23,59	0,802	440,4	100,4
	16,15	2213	100	7,88	22,34	0,760	420,4	97,4
	16,35	2244	100	7,99	21,21	0,721	402,4	94,6
	Среднее значение			7,82	23,11	0,786	432,8	99,5

При каждом варианте разгона в этот диапазон попало различное количество значений. По приведенным значениям для каждого варианта разгона рассчитаны средние значения для каждого параметра.

Так как первые три варианта разгона (1, 2 и 3) получены для трактора исправного состояния в условиях испытаний по одной методике, описанной ранее, то для оценки погрешности результатов измерений использованы значения от всех трех вариантов испытаний.

В Таблице 4.7 приведены исходные данные и результаты оценки погрешности измерений по данным для исправного трактора.

Таблица 4.7 – Результаты оценки погрешности измерений по данным для исправного трактора

№ пп	t , с	n , мин ⁻¹	V_T , м/с	ε , 1/с ²	J , м/с ²	M_K , Нм	N_e , кВт
1	13,98	2165	7,71	34,03	1,157	607,3	137,7
2	14,10	2204	7,85	34,28	1,166	611,3	141,1
3	14,22	2241	7,98	32,70	1,112	586,0	137,5
4	20,43	2155	7,67	35,12	1,194	624,7	141,0
5	20,53	2185	7,78	34,33	1,168	612,1	140,0
6	20,63	2218	7,89	30,38	1,033	548,9	127,5
7	20,73	2248	8,00	28,56	0,971	519,8	122,3
8	12,28	2152	7,66	35,11	1,194	624,5	140,7
9	12,48	2194	7,81	33,91	1,153	605,3	139,1
10	12,68	2231	7,94	31,41	1,068	565,4	132,1
X_{cp}		2199	7,83	32,98	1,122	590,5	135,9
σ_x		74,2	0,0394	0,695	0,0236	11,11	2,05
ΔX_{95}		54,0	0,0302	0,533	0,0181	8,52	1,57
β , %			0,4	1,6	1,6	1,4	1,2

Среднеквадратичное отклонение σ_x результатов измерений вычислялось по известному выражению:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_{cp} - X_i)^2}{n \cdot (n-1)}} \quad (4.7)$$

где: n – количество экспериментальных значений;

X_{cp} – среднее арифметическое значение результатов наблюдений;

X_i – i -е значение результатов наблюдений.

Величина доверительного интервала для каждого параметра ΔX_{95} , приведенного в Таблице 4.7 определялась по известной зависимости:

$$\Delta X_{95} = t_\alpha \cdot \sigma_x, \quad (4.8)$$

где t_α – коэффициент Стьюдента, величина которого зависит от выбранного значения доверительной вероятности и числа анализируемых данных.

Величина коэффициента Стьюдента выбиралась для доверительной вероятности 0,95 и составила:

- $t_{\alpha} = 2,3$ для $n = 10$ (данные по исправному трактору);
- $t_{\alpha} = 2,3$ для $n = 13$ (данные по неисправному трактору).

Данные Таблицы 4.7 позволяют представить результат измерений каждого параметра X в виде выражения:

$$X = X_{\text{ср}} \pm \Delta X_{95} \quad (4.9)$$

Относительная ошибка определения каждого параметра может быть определена по выражению:

$$\beta = \Delta X_{95} / X_{\text{ср}} \cdot 100, \% \quad (4.10)$$

Оценка погрешности полученных в результате обработки данных испытаний исправного трактора на режиме разгона для номинальной частоты вращения двигателя показала:

- угловое ускорение имеет значение $\varepsilon = 32,98 \pm 0,53$, рад/с²;
- ускорение трактора имеет значение $J = 1,122 \pm 0,018$, м/с²;
- крутящий момент двигателя имеет значение $M_k = 590,5 \pm 8,5$, Н·м;
- мощность двигателя имеет значение $N_e = 135,9 \pm 1,6$, кВт.

В Таблице 4.8 приведены исходные данные обработки и результаты оценки погрешности измерений по данным для неисправного трактора.

Оценка погрешности полученных в результате обработки данных испытаний неисправного трактора на режиме разгона показали для номинальной частоты вращения:

- угловое ускорение имеет значение $\varepsilon = 22,21 \pm 0,29$, рад/с²;
- ускорение трактора имеет значение $J = 0,755 \pm 0,01$, м/с²;
- крутящий момент двигателя имеет значение $M_k = 418,4 \pm 4,7$, Н·м;
- мощность двигателя имеет значение $N_e = 96,3 \pm 0,9$, кВт.

Таблица 4.8 – Результаты оценки погрешности измерений по данным для неисправного трактора

№ пп	t , с	n , мин ⁻¹	V_T , м/с	ε , 1/с ²	J , м/с ²	M_k , Нм	N_e , кВт
1	14,48	2165	7,69	23,04	0,783	431,5	97,8
2	14,58	2194	7,79	22,26	0,757	419,1	96,3
3	14,68	2211	7,84	20,91	0,711	397,6	92,1
4	14,78	2232	7,90	19,27	0,655	371,4	86,8
5	14,19	2158	7,68	24,84	0,845	460,3	104,0
6	14,29	2176	7,75	22,03	0,749	415,5	94,7
7	14,39	2197	7,82	22,16	0,754	417,5	96,0
8	14,49	2221	7,91	21,69	0,737	410,0	95,3
9	14,59	2244	7,99	20,11	0,684	384,9	90,5
10	15,85	2152	7,66	25,32	0,861	468,1	105,5
11	15,95	2178	7,75	23,59	0,802	440,4	100,4
12	16,15	2213	7,88	22,34	0,760	420,4	97,4
13	16,35	2244	7,99	21,21	0,721	402,4	94,6
X_{cp}		2199	7,82	22,21	0,755	418,4	96,3
σ_x		73,4	0,0289	0,459	0,0156	7,33	1,37
ΔX_{95}		51,1	0,018	0,291	0,010	4,66	0,87
β , %			0,2	1,3	1,3	1,1	0,9

Полученные погрешности результатов исследований позволяют их использовать для сопоставления влияния изменения параметров на динамику разгона трактора. В процессе динамических испытаний трактора в процессе разгона неисправность двигателя привела к следующим результатам на номинальной частоте вращения двигателя:

- угловое ускорение коленчатого вала двигателя уменьшилось на 11 рад/с², с 33 до 22 рад/с² или на 33 %;
- ускорение трактора уменьшилось на 0,37 м/с², с 1,12 до 0,76 м/с² или также на 33 %;
- крутящий момент двигателя уменьшился на 173 Н·м, с 591 до 418 Н·м или на 29 %;
- мощность двигателя уменьшилась на 40 кВт, со 136 до 96 кВт или также на 29 %.

Выводы по четвертой главе

Проведенные экспериментальные исследования динамических испытаний двигателя при разгоне трактора TERRION ATM 4200 на четвертой передаче рабочего диапазона позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработана методика обработки экспериментальных данных, получаемых с диагностического разъема трактора TERRION ATM 4200 в процессе его разгона, которая позволяет определить угловое ускорение коленчатого вала и ускорение трактора, крутящий момент и мощность двигателя.

2. Разработана методика проведения экспериментальных исследований мощностных показателей двигателя, которая включает условия и последовательность проведения испытаний.

3. Сравнение полученных в результате мощностных показателей двигателя в процессе динамических испытаний необходимо проводить при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя, что обеспечивает лучшую стабильность измеряемых показателей.

4. Для повышения достоверности результатов экспериментальных исследований необходимо выполнение не менее трех разгонов трактора, что по оценке случайной ошибки полученных результатов при доверительной вероятности 0,95 позволило получить ее относительное значение менее 2 % для определяемых параметров.

5. Динамические испытания трактора TERRION ATM 4200 с исправным двигателем показали, что при номинальной частоте вращения определенные показатели имеют следующие значения:

- угловое ускорение $\varepsilon = 32,98 \pm 0,53$, рад/с²;
- ускорение трактора $J = 1,122 \pm 0,018$, м/с²;
- крутящий момент двигателя $M_k = 590,5 \pm 8,5$, Н·м;
- мощность двигателя $N_e = 135,9 \pm 1,6$, кВт.

6. Динамические испытания трактора TERRION ATM 4200 с неисправным двигателем показали, что при номинальной частоте вращения определенные показатели имеют следующие значения:

- угловое ускорение $\varepsilon = 22,21 \pm 0,29$, рад/с²;
- ускорение трактора $J = 0,755 \pm 0,01$, м/с²;
- крутящий момент двигателя $M_k = 418,4 \pm 4,7$, Н·м;
- мощность двигателя $N_e = 96,3 \pm 0,9$, кВт.

7. Испытания показали, что снижение мощностных показателей двигателя трактора TERRION ATM 4200 при номинальной частоте вращения 2200 мин⁻¹ на 29 % привело к снижению углового ускорения коленчатого вала и ускорения трактора в процессе разгона на 33 %.

Заключение

Полученные результаты исследований позволяют сделать следующие выводы.

1. Процесс топливоподачи оказывает существенное влияние на мощностные, экономические и экологические характеристики двигателя. Неисправность топливной системы приводит к снижению эффективности работы двигателя, увеличивается общий расход топлива и объём вредных выбросов, снижается ресурс и надежность работы двигателя.

2. Кинематическая связь вала двигателя с движителем позволяет использовать массу машины в процессе ее разгона как инерционную составляющую для нагрузки двигателя. Полученная аналитическая связь крутящего момента двигателя с ускорением машины при ее разгоне показала, что для определения крутящего момента двигателя по ускорению машины необходимо знать вес машины, радиус ведущих колес, передаточное отношение и КПД трансмиссии, коэффициент сопротивления качению.

3. Оценка избыточной силы тяги по тяговому расчету трактора TERRION ATM 4200 показала, что динамические испытания трактора на асфальтобетонном покрытии лучше проводить на высшей передаче рабочего диапазона. Эти условия позволяют:

- проводить испытания при избыточной силе тяги в три раза меньшей, чем при низшей передаче (первой);
- иметь значения коэффициента буксования не более 2 %, что в 4 раза меньше, чем при максимальном тяговом усилии;
- иметь допустимую для испытаний скорость движения трактора при номинальной частоте вращения 7,75 м/с;

Для экспериментальных исследований динамических качеств трактора TERRION ATM 4200 необходим горизонтальный участок с асфальтобетонным покрытием длиной не менее 50 м.

4. Разработаны методика обработки экспериментальных данных, получаемых с диагностического разъема трактора TERRION ATM 4200 в процессе его разгона, которая позволяет определить угловое ускорение коленчатого вала и ускорение трактора, крутящий момент и мощность двигателя и методика проведения экспериментальных исследований мощностных показателей двигателя, которая включает условия и последовательность проведения испытаний.

5. Сравнение полученных в результате мощностных показателей двигателя в процессе динамических испытаний необходимо проводить при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя, что обеспечивает лучшую стабильность измеряемых показателей. Для повышения достоверности результатов экспериментальных исследований необходимо выполнение не менее трех разгонов трактора, что по оценке случайной ошибки полученных результатов при доверительной вероятности 0,95 позволило получить ее относительное значение менее 2 % для определяемых параметров.

6. Получена аналитическая зависимость с коэффициентом детерминации $R^2 \approx 1$, позволяющая рассчитать эксплуатационную мощность двигателя для тракторов семейства МТЗ по известной номинальной мощности в диапазоне ее изменения от 42 до 263 кВт.

7. Результаты тягово-динамического расчета трактора TERRION ATM 4200 с исправным и неисправным двигателями показали:

- характер изменения ускорения трактора в процессе разгона на четвертой (высшей) передаче в процессе разгона аналогичен изменению крутящего момента двигателя;
- при номинальной частоте вращения величина ускорения трактора с неисправным двигателем уменьшились с 1,16 для исправного двигателя до 0,727 м/с² или на 37 %;
- время разгона трактора на четвертой передаче увеличилось 5,5 до 8,5 с или на 55 %;

- путь разгона трактора на четвертой передаче увеличился с 25 до 40 м или на 60 %.

8. Динамические испытания трактора TERRION ATM 4200 с исправным и неисправным двигателями показали, что при номинальной частоте вращения определенные показатели имеют следующие значения, соответственно:

- угловые ускорения $\varepsilon_{и} = 32,98 \pm 0,53$ рад/с² и $\varepsilon_{н} = 22,21 \pm 0,29$ рад/с²;
- ускорения трактора $J_{и} = 1,122 \pm 0,018$ м/с² и $J_{н} = 0,755 \pm 0,01$ м/с²;
- крутящий момент двигателя $M_{ки} = 590,5 \pm 8,5$ Н·м и $M_{кн} = 418,4 \pm 4,7$ Н·м;
- мощность двигателя $N_{си} = 135,9 \pm 1,6$ кВт и $N_{сн} = 96,3 \pm 0,9$ кВт.

9. Испытания показали, что снижение мощностных показателей двигателя трактора TERRION ATM 4200 при номинальной частоте вращения 2200 мин⁻¹ на 29 % привело к снижению углового ускорения коленчатого вала и ускорения трактора в процессе разгона на 33 %.

Список литературы

1. Абдуллаев, Б. М. Восстановление нагнетательных клапанов рядных топливных насосов диффузионным хромированием : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Абдуллаев Бахтияр Мирахмедович. – Москва, 1989. – 194 с.
2. Абрамов, С. В. Обеспечение работоспособности топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей путем улучшения очистки топлива : дис. ... канд. техн. наук 05.20.03 / Абрамов Сергей Викторович. – Саратов, 2006. – 124 с.
3. Адигамов, Н. Р. Перспективы плазменных технологий в восстановлении плунжерных пар топливных насосов высокого давления автотракторных дизельных двигателей / Н. Р. Адигамов, С. Н. Шарифуллин, С. В. Славнин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2013. – Т. 8, № 1(27). – С. 70-73.
4. Адигамов, Н. Р. Теоретическая модель основных характеристик топливных насосов высокого давления автотракторных дизельных двигателей / Н. Р. Адигамов, С. Н. Шарифуллин, С. В. Славнин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2008. – Т. 3, № 4(10). – С. 130-135.
5. Адигамов, Н. Р. Теория и методы расчета повышения технологической надежности сельскохозяйственных уборочных машин с учетом состояния их элементов : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / Адигамов Наиль Рашатович. – Казань, 2006. – 282 с.
6. Анализ выбросов загрязняющих веществ в Московской области / А. Л. Куленцан, Н. А. Марчук, М. Ю. Башкинов [и др.] // Российский химический журнал. – 2024. – Т. 68, № 2. – С. 112-120. – DOI 10.6060/rcj.2024682.15.
7. Антипов, В. В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей / В. В. Антипов. – М. : Машиностроение, 1972. – 177 с.
8. Архангельский, В. М. Автомобильные двигатели / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов. – М. : Машиностроение, 1977. –

591 с.

9. Ачкасов, К. А. Новое в восстановлении неподвижных сопряжений / К. А. Ачкасов, А. Н. Батищев, В. М. Юдин // Техника в сельском хозяйстве. – 1982. – № 6. – С. 45.

10. Балагин, Д. В. Исследование надежности работы и средств диагностирования технического состояния топливной аппаратуры дизелей / Д. В. Балагин // Известия Транссиба. – 2012. – № 3(11). – С. 7-14.

11. Бардадын, Н. А. Восстановление и упрочнение прецизионных деталей дизельной топливной аппаратуры диффузионным бороникелированием : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Бардадын Николай Александрович. – Москва, 1994. – 278 с.

12. Бахтиаров, Н. И. Технология обработки прецизионных пар / Н. И. Бахтиаров, В. Е. Логинов. – М. : Гос. научно-техн. изд-во машиностроительной литературы. – 1963. – 287 с.

13. Богачев, Б. А. Восстановление распылителей форсунок автотракторных дизелей диффузионным контрактным хромированием в вакууме : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Богачев Борис Александрович. – Москва, 1988.

14. Боженок, Е. И. Исследование способов организации рабочего процесса малотоксичного дизеля : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Боженок Евмен Илларионович. – Л., 1979. – 182 с.

15. Бондаренко, Е. В. Тяговая динамика автомобиля : учебное пособие / Е. В. Бондаренко, С. Е. Горлатов, А. А. Гончаров. – Оренбург : ГОУ ОГУ, 2008. – 136 с.

16. Бородюк, В. П. Статистические методы математического описания сложных объектов / В. П. Бородюк. – М. : Наука, 1981. – 89 с.

17. Бугаев, В. Н. Восстановление деталей и повышение ресурса топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей диффузионной металлизацией : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / Бугаев Вячеслав Николаевич. – Москва, 1987. – 32 с.

18. Бугаев, В. Н. Эксплуатация и ремонт форсированных тракторных

двигателей / В. Н. Бугаев. – М. : Колос, 1981. – 208 с.

19. Будущее тракторостроения в России / В. И. Трухачев, О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы : Сборник статей 26-ой Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых, Москва, 12-13 мая 2022 года. – М. : Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К. А. Тимирязева, 2022. – С. 15-21.

20. Бурумкулов, Ф. Х. Качество и надежность изделий машиностроения / Ф. Х. Бурумкулов, М. В. Гольдина, В. М. Морозов. – М. : Машиностроение, 1974. – 310 с.

21. Бурумкулов, Ф. Х. Работоспособность и долговечность восстановленных деталей и сборочных единиц машин / Ф. Х. Бурумкулов, П. П. Лезин – Саранск : Изд-во Мордовского ун-та, 1993. – 119 с.

22. Вернигор, В. А. Переходные режимы тракторных агрегатов / В. А. Вернигор, А. С. Солонский. – М. : Машиностроение, 1983. – 183 с.

23. Вихерт, М. М. Топливная аппаратура автомобильных дизелей / М. М. Вихерт, М. В. Мазинг. – М. : Машиностроение, 1978. – 176 с.

24. Волков, Е. В. Расчёт момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала двигателя при пуске / Е. В. Волков // Автомобильная промышленность. – 2023. – № 5. – С. 12-15.

25. Воловик, Е. Л. Справочник по восстановлению деталей / Е. Л. Воловик. – М. : Колос, 1981. – 351 с.

26. Воловик, Е. Л. Технология ремонта машин и оборудования / М. В. Авдеев, Е. Л. Воловик, И. Е. Ульман. – М. : Агропромиздат, 1986. – 246 с.

27. Вопросы технологии производства топливной аппаратуры автотракторных двигателей. / Труды ЦНИТА. – Ленинград, 1980. – Вып. 5. – 94 с.

28. Вохмин, Д. М. Влияние режимов работы автомобилей на надежность топливной аппаратуры дизельных двигателей : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 /

Вохмин Дмитрий Михайлович. – Тюмень, 2005. – 212 с.

29. Высоцкий, М. С. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов / М. С. Высоцкий, Ю. Ю. Беленький, В. В. Московкин. – М. : Наука и техника, 1984. – 208 с.

30. Габитов, И. И. Обеспечение надежности топливной аппаратуры дизелей сельскохозяйственного назначения в процессе ее эксплуатации / И. И. Габитов. – СПб. : СПбГАУ, 2000. – 317 с.

31. Габитов, И. И. Технологическое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей : учебное пособие / И. И. Габитов, Л. В. Грехов, А. В. Неговора. – Уфа : Изд-во БГАУ 2008. – 240 с.

32. Габитов, И. И. Улучшение эксплуатационных показателей топливной аппаратуры сельскохозяйственных дизелей путем научного обоснования и реализации в ремонтном производстве технологических процессов, методов и средств диагностирования : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / Габитов Ильдар Исмагилович. – Санкт-Петербург, 2001. – 320 с.

33. Гамов, А. А. Автоматизация управления двигателем для экономии топлива и сокращения вредных выбросов в атмосферу в агропромышленном комплексе / А. А. Гамов, Н. Н. Пуляев // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22-23 января 2025 года. – М. : ООО «Сам Полиграфист», 2025. – С. 144-152.

34. Голубихин, Ю. А. Методика диагностирования эколого-технических показателей дизельных двигателей транспортных средств по составу отработавших газов : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Голубихин, Юрий Александрович. – Санкт-Петербург, 2005. – 200 с.

35. Гольтяпин, В. Я. Анализ топливной экономичности и углеродного следа тракторов зарубежного производства / В. Я. Гольтяпин, И. Г. Голубев, Н. Н. Пуляев // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22-23 января 2025 года. – М. : ООО «Сам Полиграфист», 2025. – С. 93-98.

36. Горбунов, В. В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. В. Горбунов, Н. И. Патрахальцев. – М. : РУДН, 1998. – 214 с.

37. ГОСТ 10578-2020 «Насосы топливные дизелей. Технические требования и методы испытаний» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://internet-law.ru/gosts/gost/74087>.

38. ГОСТ 10579-2017 «Форсунки дизелей. Технические требования и методы испытаний» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://internet-law.ru/gosts/gost/69536>.

39. ГОСТ 14846-81 Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/1200009997?ysclid=mhcdk4ow7h379439858>.

40. ГОСТ 15059-88 Форсунки автотракторных дизелей габаритные и присоединительные размеры [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294836/4294836721.pdf?ysclid=mi1yhgtjj516139789>.

41. ГОСТ 15578-95. Насосы топливные дизелей. Общие технические условия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/1200023277?ysclid=mhcdloymzg144108604>.

42. ГОСТ 24567-81. Шины пневматические. Метод измерения эффективной обкатываемой окружности при дорожных испытаниях [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://internet-law.ru/gosts/gost/22760/?ysclid=mlck1g6fjx768994447>.

43. ГОСТ 9927-71 Плунжерные пары топливных насосов дизелей. Технические требования [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/822913379?ysclid=mi1yxijmlw843631496>.

44. ГОСТ Р 52517-2005. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения. – Введ. 2007-01-01. – М. : Стандартинформ, 2006. – IV, 36 с.

45. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей : учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М. : Легион-Автодата, 2004. – 344 с.

46. Грибков, В. М. Справочник по оборудованию для технического обслуживания и ремонта тракторов и автомобилей / В. М. Грибков. – М. :

Россельхозиздат, 1984. – 223 с.

47. Гуревич, Н. А. Определение температуры горения по содержанию окислов азота и градиенту температуры в продуктах сгорания / Н. А. Гуревич, Е. М. Лавренцеп // Образование окислов азота в процессах горения и пути снижения их выброса в атмосферу: Сб. науч. тр. – Киев : Знание, 1974. – С. 16-19.

48. Гусейнов, А. Г. Восстановление плунжерных пар топливного насоса УТН-5 парофазным диффузионным хромированием в вакууме с последующей механической обработкой : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Гусейнов, Алекпер Гюльяхмед оглы. – Москва, 1987. – 260 с.

49. Двигатели внутреннего сгорания. Книга 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров и др. – 3-е изд., перераб. – М. : Выш. шк., 2007. – 414 с.

50. Девянин, С. Н. Оценка технического состояния двигателя по расходу топлива в режиме холостого хода / С. Н. Девянин, В. Н. Щукина // Техника и оборудование для села. – 2019. – № 1. – С. 34-38.

51. Денисов, В. Н. Проблемы экологизации автомобильного транспорта / В. Н. Денисов, В. А. Роголём. – СПб. : МАНЭБ, 2003. – 213 с.

52. Дидманидзе, О. Н. Основы работоспособности и надежность технических систем / О. Н. Дидманидзе, Е. П. Парлюк, Н. Н. Пуляев. – М. : Учебно-методический центр «Триада», 2020. – 232 с.

53. Дидманидзе, О. Н. Повышение эффективности функционирования дизельных двигателей регулировкой угла опережения впрыска топлива / О. Н. Дидманидзе, Д. В. Варнаков, А. Н. Еремеев // Международный научный журнал. – 2008. – № 2. – С. 5-9.

54. Дидманидзе, О. Н. Результаты моделирования процесса топливоподачи линией низкого давления дизеля типа Д-245 / О. Н. Дидманидзе, С. А. Зыков, О. Н. Слепцов // Транспорт на альтернативном топливе. – 2019. – № 3(69). – С. 49-56.

55. Дидманидзе, О. Н. Сервис топливной аппаратуры дизельного двигателя / О. Н. Дидманидзе, В. М. Корнеев. – М. : ООО УМЦ «Триада», 2014. –

110 с.

56. Дизельная топливная аппаратура / В. Е. Горбаневский, В. Г. Кислов, Р. М. Баширов, В. А. Марков. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 140 с.

57. Егоров, В. В. Потенциал применения комплекса экспресс-диагностики (Exsys, ИМДЦ-2) для тепловозных дизелей / В. В. Егоров // Мир транспорта. – 2022. – № 20(1). – С. 23-29. – DOI: 10.30932/1992-3252-2022-20-1-3.

58. Еремеев, А. Н. Повышение надежности дизельных двигателей путем оптимизации регулировочных параметров топливной аппаратуры : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Еремеев Анатолий Николаевич. – Казань, 2007. – 152 с.

59. Ждановский, Н. С. Надёжность и долговечность автотракторных двигателей / Н. С. Ждановский, А. В. Николаенко. – Л. : Колос, 1981. – 208 с.

60. Загородских, Б. П. Повышение надежности топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей путем совершенствования методов контроля и стабилизации размеров прецизионных деталей : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / Загородских Борис Павлович. – СПб., Пушкин, 1991. – 390 с.

61. Загородских, Б. П. Ремонт и регулирование автотракторных и комбайновых двигателей / Б. П. Загородских, В. П. Лялякин, П. А. Плотников. – М. : Росинформагротех, 2006. – 212 с.

62. Зыков, С. А. Оценка эксплуатационной надежности тракторов / С. А. Зыков, Э. И. Удлер, А. В. Исаенко // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – 2008. – № 4. – С. 88-90.

63. Исследование коррозионной стойкости элементов топливной системы автотракторной техники при воздействии климатических факторов / С. М. Гайдар, О. Н. Дидманидзе, А. Г. Пастухов, И. А. Посуныко // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. – 2020. – № 2(26). – С. 37-47.

64. Казанцев, С. П. Восстановление плунжерных пар топливных насосов распределительного типа диффузионным хромонитридными покрытиями : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Казанцев Сергей Павлович. – Москва, 1988. – 142 с.

65. Калугин, Ф. В. Алгоритмическое и программное обеспечение микропроцессорных систем управления и диагностики дизельных двигателей :

дис. ... канд. техн. наук : 05.13.01 / Калугин Федор Васильевич. – Переславль-Залесский, 2013. – 124 с.

66. Катаев, Ю. В. Бесконтактная диагностика двигателя трактора через CAN-интерфейс / Ю. В. Катаев, И. А. Тишанинов, Е. А. Градов // Техника и оборудование для села. – 2023. – № 8(314). – С. 36-39. – DOI 10.33267/2072-9642-2023-8-36-39.

67. Катаев, Ю. В. Контроль технического состояния двигателей сельскохозяйственной техники с применением цифровых технологий / Ю. В. Катаев // Технический сервис машин. – 2025. – Т. 63, № 3. – С. 7-13. – DOI 10.22314/2618-8287-2025-63-3-7-13.

68. Катаев, Ю. В. Цифровая диагностика ДВС в инженерной службе АПК / Ю. В. Катаев // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2025. – № 2. – С. 11-15. – DOI 10.33920/sel-10-2502-02.

69. Келлер, К. А. Диагностика автомобильного двигателя / К. А. Келлер. – Ужгород : Изд-во «Карпаты», 1977. – 160 с.

70. Кислов, В. Г. Топливные насосы распределительного типа / В. Г. Кислов, Р. М. Баширов, М. Я. Попов. – М. : Машиностроение, 1975. – 176 с.

71. Классификация технологий упрочнения, нанесения покрытий и восстановления деталей топливной аппаратуры дизельных двигателей / С. Н. Шарифуллин, Н. Р. Адигамов, П. А. Тополянский, А. Т. Байниязова // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – Т. 14, № 3(54). – С. 128-132. – DOI: 10.12737/article_5db9737337f839.90239250.

72. Кодинцев, Н. П. Восстановление плунжерных пар топливного насоса УТН-5 нанесением карбиднохромового покрытия : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Кодинцев Николай Павлович. – Москва, 1997. – 194 с.

73. Корнеев, А. Е. Устройство для исследования неравномерности вращения коленчатого вала / А. Е. Корнеев // ОНВ. – 2020. – № 5 (173). – С. 40-43.

74. Кравец, В. Н. Теория автомобиля / В. Н. Кравец, В. В. Селифонов. – М. : Гринлайт, 2011. – 884 с. – ISBN 978-5-904749-04-0.

75. Кравец, В. Н. Теория автомобиля / В. Н. Кравец. – 2-е издание,

переработанное. – Нижний Новгород : Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2013. – 413 с. – ISBN 978-5-502-00192-2.

76. Крохотин, Ю. М. Улучшение экономичности тепловозных дизелей путём совершенствования их топливной аппаратуры : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Крохотин Юрий Михайлович. – Воронеж, 2007. – 177 с.

77. Крутов, В. И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания / В. И. Крутов. – М. : Машиностроение, 1989. – 416 с.

78. Кузнецова, Э. В. Прогнозирование технического состояния тракторов сельскохозяйственного назначения в полевых условиях / Э. В. Кузнецова, И. А. Юхин, А. А. Горохов // Инновации и инвестиции. – 2024. – № 12. – С. 395-400.

79. Лебедев, Б. И. К вопросу повышения качества, надежности и долговечности ответственных пружин дизельной топливной аппаратуры / Б. И. Лебедев // Труды ЦНИТА. – Л., 1966. – С. 51-58.

80. Лебедев, Б. О. Оценка мощности судовых энергетических установок / Б. О. Лебедев, В. И. Кочергин, С. С. Глушков // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. – 2019. – № 2. – С. 56-63.

81. Лебедев, П. А. Повышение ресурса плунжерных пар топливных насосов высокого давления дизельных энергосредств сельскохозяйственного назначения : дис. ... канд. техн. наук 05.20.03 / Лебедев Павел Анатольевич. – зерноград, 2012. – 190 с.

82. Лудченко, А. А. Основы технического обслуживания автомобилей / А. А. Лудченко. – Киев : Вища школа, 1987. – 399 с.

83. Мазаев, Ю. В. Исследование работоспособности и надежности распылителей форсунок энергонасыщенных тракторов восстановленных диффузионным титанированием : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Мазаев Юрий Васильевич. – Москва, 1982. – 115 с.

84. Математическое моделирование детонации в двигателях с искровым зажиганием / А. В. Капустин, В. Л. Чумаков, С. Н. Девянин, Б. А. Жоробеков //

Агроинженерия. – 2023. – Т. 25, № 4. – С. 43-51. – DOI: 10.26897/2687-1149-2023-4-43-51.

85. Машинно-технологическая станция. Организация, структура, виды работ, техника, нормативы, передовой опыт / В. И. Черноиванов, Н. В. Краснощеков, А. Э. Северный [и др.]. – 2-е издание, дополненное и переработанное. – М. : Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка Россельхозакадемии, 2003. – 332 с. – ISBN 5-98231-002-6.

86. Методика оценки технического состояния ЦПГ автотракторных двигателей / О. Н. Дидманидзе, С. Н. Девянин, А. И. Сучков [и др.]. – М. : Общество с ограниченной ответственностью «Сам Полиграфист», 2023. – 83 с.

87. Модернизация – основа повышения технического уровня эксплуатируемых машин и оборудования / В. И. Черноиванов, А. Э. Северный, М. А. Халфин, Н. З. Хисметов. – М. : Российский научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по инженерно-техническому обеспечению агропромышленного комплекса, 2004. – 472 с.

88. Надежность систем и агрегатов тракторов семейства МТЗ и распределение отказов по интервалам наработки / В. В. Иванов, С. А. Доценко, А. В. Седов, А. П. Николаев // Пермский аграрный вестник. – 2017. – № 4 (20). – С. 30-35.

89. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей / Р. М. Баширов, В. Г. Кислов, В. А. Павлов, М. Я. Попов. – М. : Машиностроение, 1978. – 184 с.

90. Неговора, А. В. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И. И. Габитов, Л. В. Грехов, А. В. Неговора. – М. : Легион-Автодата, 2008. – 248 с.

91. Неговора, А. В. Улучшение эксплуатационных показателей автотракторных дизелей совершенствованием конструкции и технологии диагностирования топливоподающей системы : дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.02 / Неговора Андрей Владимирович. – Санкт-Петербург, 2004. – 343 с.

92. Опыт развития инженерно-технической системы по поддержанию надежности сельскохозяйственной техники / Ю. В. Катаев, В. С. Герасимов, И. А. Тишанинов, Е. А. Градов // Техника и оборудование для села. – 2025. – № 3(333). – С. 37-39. – DOI 10.33267/2072-9642-2025-3-37-39.

93. Павлов, А. С. Оценка влияния повреждения топливной форсунки двигателя сельскохозяйственного трактора на свойства моторного масла / А. С. Павлов // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22-23 января 2025 года. – М. : ООО «Сам Полиграфист», 2025. – С. 380-387.

94. Параметрическая характеристика двигателя трактора по удельному расходу топлива / С. Н. Девянин, А. В. Бижаев, Я. Д. Павлов [и др.] // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2023. – Т. 17, № 4. – С. 68-74. – DOI 10.22314/2073-7599-2023-17-4-68-74.

95. Патент № 2242523 С1 Российская Федерация, МПК С21D 1/78. Способ восстановления цилиндрических поверхностей большой кривизны корпусных стальных деталей : заявл. 15.11.2002 : опубл. 20.12.2004 / В. И. Сигалаев ; заявитель Сигалаев Владимир Иванович.

96. Плаксина, Е. Т. Применение прецизионных хронометрических технологий для мониторинга отклонений в работе двигателей внутреннего сгорания / Е. Т. Плаксина; А. Б. Сырицкий; А. С. Комшин // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2021. – № 11 (119).

97. Повышение надежности коленчатых валов автомобильных двигателей / И. В. Макарова, Л. М. Габсалихова, Э. М. Мухаметдинов, Р. Р. Ишмухаметов // Грузовик. – 2021. – № 1. – С. 3-7.

98. Подача воды в цилиндры дизеля и показатели токсичности его отработавших газов / С. Н. Девянин, В. А. Марков, А. В. Бижаев, А. Д. Денисов // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 4. – С. 16-20.

99. Подригало, М. Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне / М. Подригало, Н. М. Подригало, В. Л. Файст // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 8. – С. 12-16.

100. Подход к диагностированию тракторов агропромышленного

комплекса / Э. В. Кузнецова, И. А. Успенский, И. А. Юхин [и др.] // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П. А. Костычева. – 2025. – Т. 17, № 2. – С. 93-100. – DOI 10.36508/RSATU.2025.53.90.013.

101. Полное руководство по эксплуатации устройства TERRION 4200 для пользователей [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://instrukciyarus.ru/rukovodstvo-po-ekspluataczii-terrion-4200/?ysclid=m90tj35dbm551110820>.

102. Правила ЕЭК ООН (Технический регламент РФ «О безопасности колесных транспортных средств») [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.rst.gov.ru/portal/gost/home/standarts/technicalregulationses/eecrules?ysclid=mi0hye0r9e24006248>.

103. Пуляев, Н. Н. Аналитические исследования экологических показателей тягово-транспортных средств на полевых работах / Н. Н. Пуляев, А. С. Павлов // Техника и оборудование для села. – 2025. – № 6(336). – С. 10-14. – DOI: 10.33267/2072-9642-2025-6-10-14.

104. Пуляев, Н. Н. Обзор факторов, влияющие на расход топлива на транспортных средствах / Н. Н. Пуляев, А. С. Павлов // Чтения академика В. Н. Болтинского : сборник статей, Москва, 22-23 января 2025 года. – М. : ООО «Сам Полиграфист», 2025. – С. 33-39.

105. Ремонт деталей топливной аппаратуры и агрегатов гидросистемы на предприятиях Госкомсельхозтехники / В. Н. Бугаев, Ю. В. Мааев, И. Г. Голубев и др. – М. : ЦНИИТЭН, 1983. – 49 с.

106. Романченко, М. И. Повышение топливно-энергетической эффективности колесного тракторно-транспортного агрегата : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Романченко Михаил Иванович. – Белгород, 2009. – 278 с.

107. Руднев, К. В. Повышение ресурса гидроагрегатов строительных и дорожных машин электрообработкой рабочих жидкостей : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.04 / Руднев Константин Вячеславович. – Орел, 2001. – 130 с.

108. Руководство по эксплуатации 2012. Двигатели с жидкостным охлаждением марки DEUTZ. 0312 1370 ru. Кёльн: Компания DEUTZ AG. 2003 –

87 с.

109. Руководство по эксплуатации 243 – 0000100 РЭ. Дизель Д-243 и его модификации. – Минск : ОАО «УКХ «Минский моторный завод». – 2018. – 90 с.

110. Руководство по эксплуатации 245 S3A – 0000100 РЭ. Дизели Д-245S3A, Д-245.2S3A, Д-245.5S3A, Д-245.43S3A. – Минск : ОАО «УКХ «Минский моторный завод». – 2018. – 142 с.

111. Руководство по эксплуатации 260 – 0000100РЭ. Дизель Д-260.1 и его модификации. – Минск : ОАО «УКХ «Минский моторный завод». – 2018. – 88 с.

112. Руководство по эксплуатации 3522-0000010 РЭ. БЕЛАРУС 3222/3522 – Минск : РУП «Минский тракторный завод». – 2010. – 377 с.

113. Руководство по эксплуатации 3522-0000025 РЭ. БЕЛАРУС 3522 с двигателем WEICHAИ WP10HG360E302. – Минск : ОАО «Минский тракторный завод». – 2023. – 376 с.

114. Селифонов, В. В. Теория автомобиля / В. В. Селифонов, А. Ш. Хусейнов, В. В. Ломакин. – М. : МГТУ «МАМИ», 2007. – 102 с.

115. Системы управления дизельными двигателями. – М. : ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 489 с.

116. Совершенствование диагностирования тракторов агропромышленного комплекса / Э. В. Кузнецова, И. А. Успенский, И. А. Юхин, А. А. Горохов // Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева. – 2025. – Т. 17, № 1. – С. 135-142. – DOI 10.36508/RSATU.2025.84.61.019.

117. Суханов, Я. М. Повышение эффективности диагностики электрогидравлических форсунок автомобиля с дизельным двигателем / Я. М. Суханов, А. Е. Вартанов, Н. Н. Пуляев // Современные проблемы энергоэффективности агроинженерных исследований в условиях цифровой трансформации : Материалы Международной научно-практической конференции, Балашиха, 20 мая 2025 года. – Балашиха: Российский государственный университет народного хозяйства им. В. И. Вернадского, 2025. – С. 317-320.

118. Тельнов, Н. Ф. Исследование антифрикционных свойств алюминиево-

стального псевдосплава как материала для ремонта подшипников тракторных двигателей : дис. ... канд. техн. наук / Тельнов Николай Федорович. – Москва, 1956. – 128 с.

119. Теория движения колесных машин : учебное пособие / А. А. Маркина, В. В. Давыдова. – Екатеринбург : Изд-во Урал.ун-та, 2021. – 216 с.

120. Тер-Мкртичян, Г. Г. Современное состояние и перспективы развития топливной аппаратуры автотракторных дизелей / Г. Г. Тер-Мкртичян, М. В. Мазинг // Двигателестроение. – 2014. – № 1(255). – С. 30-35.

121. Техника транспорта: тягово-динамический и топливно-экономический расчет [Электронное издание] : учебное пособие / Н. В. Хольшев, А. В. Милованов, Ю. Е. Глазков, Д. Н. Коновалов, С. М. Ведищев, А. В. Прохоров. – Тамбов : Издательский центр ФГБОУ ВО «ТГТУ», 2023. – 98 с.

122. Технические центры заводов-изготовителей и их роль в реформировании ремонтно-обслуживающей базы АПК : Научно-аналитический обзор / А. Э. Северный, С. А. Горячев, Л. М. Пильщиков [и др.]. – М. : Российский научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по инженерно-техническому обеспечению агропромышленного комплекса, 2005. – 84 с.

123. Технический сервис дизельной топливной аппаратуры / Е. А. Пучин, О. Н. Дидманидзе, В. М. Корнеев, Д. И. Петровский. – М. : ООО «Издательство «Триада», 2003. – 108 с.

124. Техническое обслуживание и ремонт машин в сельском хозяйстве : Начальное профессиональное образование. Сельское хозяйство / В. В. Курчаткин, В. М. Тараторкин, А. Н. Батищев, И. Г. Голубев. – М. : Издательский центр «Академия», 2013. – 464 с. – ISBN 978-5-7695-9967-5.

125. Технологические карты на ремонт и регулировку топливной аппаратуры двигателей А-41, А-01 и А-01М. – М. : ГОСНИТИ, 1974.

126. Технологические карты на ремонт и регулировку топливных насосов типа 4ТН-8,5х10 и форсунок. Ч. 2. – М. : ГОСНИТИ, 1972.

127. Технология и организация восстановления деталей и сборочных

единиц при сервисном сопровождении / А. С. Апатенко, В. В. Быков, И. Г. Голубев [и др.]. – М. : Российский научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по инженерно-техническому обеспечению агропромышленного комплекса, 2018. – 196 с.

128. Технология и организация восстановления деталей и сборочных единиц при сервисном сопровождении / А. С. Апатенко, В. В. Быков, И. Г. Голубев [и др.]. – М. : Российский научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по инженерно-техническому обеспечению агропромышленного комплекса, 2017. – 144 с. – ISBN 978-5-7367-1320-2.

129. Технология ремонта машин / Е. А. Пучин, В. С. Новиков, Н. А. Очковский и др.; под ред. Е. А. Пучина. – М. : КолосС, 2007. – 488 с.

130. Топливная аппаратура автотракторных и комбайновых дизелей: технические требования на капитальный ремонт. – М. : ГОСНИТИ, 1989.

131. Топливная аппаратура тракторных и комбайновых дизелей : справочник / В. Г. Кислов, В. А. Павлов, А. П. Трусов, В. Я. Попов, А. П. Гулимов. – М. : Машиностроение, 1981. – 208 с.

132. Торосян, Л. Е. Разработка методики исследования эксплуатационных характеристик топливной аппаратуры автомобильного дизеля : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Торосян Леван Ервандович. – Санкт-Петербург, 1998. – 151 с.

133. Трактора ТЕРРИОН (TERRION) – модели, их технические характеристики. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://souzbelagro.ru/terrion-atm>.

134. Тракторы и самоходные комбайны сельскохозяйственного назначения с низким углеродным следом : Аналитический обзор / В. Я. Гольдяпин, В. Ф. Федоренко, А. В. Коломейченко, Н. Н. Пуляев. – М. : Российский научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по инженерно-техническому обеспечению агропромышленного комплекса, 2024. – 92 с. – ISBN 978-5-7367-1808-5.

135. Третьяков, А. А. Автоматизированная оценка адаптивной системы

управления транспортным дизелем и повышение её точности и быстродействия : дис. ... канд. техн. наук : 05.13.06 / Третьяков Александр Александрович. – Рыбинск, 2011. – 157 с.

136. Трикозюк, В. А. Повышение надежности автомобиля / В. А. Трикозюк. – М. : Транспорт, 1980. – 88 с.

137. Тяговый расчет автомобиля / Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых; сост. Р. В. Нуждин. – Владимир: Изд-во ВлГУ, 2018. – 36 с.

138. Управление техническим состоянием сельскохозяйственной техники с применением цифровых технологий / А. С. Дорохов, Ю. В. Катаев, М. Н. Костомахин [и др.] // Российская сельскохозяйственная наука. – 2024. – № 5. – С. 51-56. – DOI 10.31857/S2500262724050102.

139. Файнлейб, Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей Справочник. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 348 с. – ISBN 5-217-00911-X.

140. Фархшатов, М. Н. Ресурсосберегающие технологии восстановления деталей сельскохозяйственной техники и оборудования электроконтактной приваркой коррозионностойких и износостойких материалов : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / Фархшатов Марс Нуруллоевич. – Уфа, 2007. – 527 с.

141. Филькин, Н. М. Расчет показателей и характеристик тягово-скоростных свойств автомобиля / Н. М. Филькин, В. К. Мазец. – Ижевск : «ИИТ им. Е. Ф. Драгунова». – 2021. – 57 с.

142. Финишное плазменное упрочнение и восстановление деталей топливной аппаратуры / С. Н. Шарифуллин, П. А. Тополянский, С. А. Ермаков, А. П. Тополянский // Металлообработка. – 2018. – № 4(106). – С. 28-39.

143. Цифровой комплекс для диагностики ДВС по динамическим показателям и его модернизация // Международная научная конференция молодых учёных и специалистов, посвящённая 135-летию со дня рождения А. Н. Костякова. Сборник статей. Том 2. – 2022. – Т. 2

144. Черноиванов, В. И. Организация и технология восстановления деталей машин / В. И. Черноиванов. – М. : Агропромиздат, 1989. – 336 с.

145. Чернышев В.А. Тягово-динамический и топливно-экономический расчет автомобиля : Методические рекомендации по выполнению курсовой работы / В. А. Чернышев. – М. : МГАУ, 2002. – 39 с.

146. Шарифуллин, С. Н. Повышение эксплуатационной надежности топливных насосов высокого давления автотракторных дизельных двигателей : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / Шарифуллин Саид Насибуллович. – Б.м., 2009. – 368 с.

147. Юдин, В. М. Ресурсосберегающие технологии при ремонте машин : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / Юдин Владимир Михайлович. – Москва, 2001. – 374 с.

148. Contribution of Fuel Flow Improvement in Nozzle to Spray Formation / D. Kenji, M. Masami, K. Hiroyuki, K. Masaaki, O. Takio // SAE Technical Papers. Conference: International Congress & Exposition. – 1992. – DOI: 10.4271/920622.

149. Costanzo V. S. Effect of In-Cylinder Liquid Fuel Films on Engine-Out Unburned Hydrocarbon Emissions for an SI Engine / V. S. Costanzo, J. B. Heywood // SAE Technical Papers, 2012. – 9. – DOI: 10.4271/2012-01-1712.

150. DEUTZ AG. Service-Technik. Instandhaltungstechnik Motoren – Deutz-Mülheimer Straße 147-149, D – 51057 Köln – 366 s.

151. Gavaises, M. Spray stability from VCO and a new Diesel nozzle design concept / M. Gavaises, M. Mitroglou, C. Arcoumanis // Conference: IMechE Conference of Fuel Injection Systems for IC EnginesAt: London, UK, 2012. – DOI: 10.1533/9780857096043.7.279.

152. High-Speed Infrared Measurement of Injector Tip Temperature during Diesel Engine Operation / A. G. Gander, D. Sykes, R. Payri [at el.] // Energies, 2021. – No. 14(15). – Pp. 4584. – DOI: 10.3390/en14154584.

153. LAUNCH X-431 PRO : инструкция по эксплуатации / LAUNCH TECH CO., LTD. – [Б. м.] : LAUNCH, [20]. – 128 с.

154. Lenz, H. P. Mixture formation in spark-ignition engines / H. P. Lenz. – Wien ; New York : Springer ; Warrendale, Pa : Soc. of automotive eng., 1992. – XVIII. – 400 p.

155. Mackenzie, D. Quantifying efficiency technology improvements in U.S. cars from 1975–2009 / D. Mackenzie, J. B. Heywood // *Applied Energy*, 2015. – No. 157. – DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.12.083.

156. Masataka, N. The Nippondenso In-Line Injection Pumps with Electronic Control for the Clean Diesel Engine / N. Masataka, F. Nobuyuki, I. Makoto // *SAE Technical Papers. Conference: SAE International Congress and Exposition*. – 1987. – DOI: 10.4271/870436.

157. Quantitative characterisations of spray deposited liquid films and post-injection discharge on diesel injectors / D. Sykes, J. Turner, V. Stetsyuk [at el.] // *Fuel*, 2021. – No. 289 (1). – Pp. 119833. – DOI: 10.1016/j.fuel.2020.119833.

158. Real World Performance of an Onboard Gasoline/Ethanol Separation System to Enable Knock Suppression Using an Octane-On-Demand Fuel System / E. Kasseris, J. B. Heywood, S. Seitz, R. Kolakaluri // *SAE Technical Papers. WCX World Congress Experience*, 2018. – DOI: 10.4271/2018-01-0879.

159. Shohei, I. Advanced In-Line Pump for Medium-Duty Diesel Engines to Meet Future Emissions Regulations / I. Shohei, S. Shinobu, A. Kazuyoshi // *SAE Technical Papers. Conference: International Congress & Exposition*. – 1991. – DOI: 10.4271/910182.