

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

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва – 2026

Работа выполнена на кафедре тракторов и автомобилей Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева»

Научный руководитель: **Пуляев Николай Николаевич,**
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры тракторов и автомобилей ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева»

Официальные оппоненты: **Варнаков Дмитрий Валерьевич,**
доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Техносферная безопасность» ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный университет»

Юмаев Дмитрий Михайлович,
кандидат технических наук, доцент кафедры технологии материалов и технических систем в АПК ФГБОУ ВО РГАТУ

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский государственный аграрный университет»

Защита состоится 21 апреля 2026 года в 10:00 часов на заседании диссертационного совета 35.2.030.03, созданного на базе ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева» по адресу: 127434, г. Москва, ул. Прянишникова, д. 19, тел.: 8 (499) 976-17-14.

Юридический адрес для отправки почтовой корреспонденции (отзывов): 127434, г. Москва, ул. Тимирязевская, д. 49.

С диссертацией можно ознакомиться в центральной научной библиотеке имени Н. И. Железнова ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева» и на сайте Университета www.timacad.ru.

Автореферат разослан «_____» _____ 2026 г.

И.о. ученого секретаря
диссертационного совета

А. А. Манохина

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

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 надёжности, топливной экономичности и соответствия экологическим требованиям современной сельскохозяйственной техники.

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.

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.

Внедрение безразборных методов диагностики технического состояния двигателей в систему ТО и ремонта трактора позволит полнее 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.

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. Большинство из

этих ученых продолжают вносить весомую лепту и в настоящее время. За рубежом аналогичными исследованиями занимались в немецкоязычной школе (Bosch, H. P. Lenz). Значительное внимание уделялось нарушению процесса сгорания, сопровождающегося падением мощности при сохранении или увеличении расхода топлива. В работах американских и британских исследователей по диагностике и мониторингу дизельных систем (R. J. Pearson, J. V. Neuwold, C. Arcoumanis) рассматривалась оценка мощностных показателей в качестве косвенного метода контроля экологичности двигателя, что созвучно отечественным подходам к безразборному контролю. Японские специалисты, работавшие в концернах DieselKiki / Zexel и Nippondenso, публиковали результаты по повышению вредных выбросов сажи (твердых частиц), оксидов азота (NOx) и углеводородов (CH), 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.

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. Бахтиарова, 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. Фаршатова, И. А. Юхина и др.

Известны работы, в которых доказано изменение 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 системы бортовой диагностики, полученной 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 семинар «Чтения академика В. Н. Болтинского», Москва, 2022; Международный 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 132 страницах, состоит из введения, основной части, содержащей 18 таблиц и 34 рисунка, заключения, списка литературы, включающего 159 наименований, в том числе 11 на иностранном языке.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении содержится общая характеристика работы, представлена актуальность темы диссертационного исследования, сформулированы цели и задачи научного исследования, отражена научная новизна работы, а также достоверность результатов и их практическая значимость.

В первой главе проведен анализ состояния проблемы, факторов надёжности и существующих технологий оценки работоспособности дизельных двигателей и их топливной аппаратуры. Показано, что 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. Литературный анализ показал, что 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. 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 коленчатого 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.

Во второй главе представлена математическая модель оценки определения мощностных показателей двигателя при его динамическом нагружении в процессе разгона трактора.

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

Максимально возможный момент торможения двигателя по сцепным свойствам при разгоне:

$$M_{kmax} = \frac{P_{kmax} \cdot r_k}{i_{тр} \cdot \eta_{тр}} = \frac{\varphi_{kmax} \cdot G \cdot \cos \alpha \cdot r_k}{i_{тр} \cdot \eta_{тр}} \quad (1)$$

где: M_k – крутящий момент двигателя;

$i_{тр}$ – передаточное отношение трансмиссии;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

r_k – динамический радиус колеса;

G – сила тяжести машины и ее составляющие.

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

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

$$j = \frac{P_j}{m \cdot \delta_{вр}} \quad (2)$$

где: P_j – сила инерции

Значение силы инерции из тягового баланса при разгоне:

$$P_j = P_k - P_{кр} - P_f \pm P_i - P_w \quad (3)$$

где: P_k – касательная сила тяги;

P_f – сила сопротивления качению;

P_w – сила аэродинамического сопротивления воздуха.

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

$$P_i = 0 \text{ и } P_{кр} = 0. \quad (4)$$

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

В результате сила инерции будет определяться по уравнению:

$$P_j = P_k - P_f \quad (5)$$

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:

$$j = \frac{P_j}{m \cdot \delta_{вр}} = \frac{P_k - P_f}{G \cdot \delta_{вр}} \cdot g = \frac{M_k \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр} - P_f \cdot r_k}{G \cdot \delta_{вр} \cdot r_k} \cdot g \quad (6)$$

где: G – сила тяжести машины;

M_k – крутящий момент двигателя;

$i_{тр}$ – передаточное отношение трансмиссии;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

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

r_k – 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:

$$M_k = \frac{G \cdot \delta_{вр} \cdot \frac{j}{g} + P_f}{i_{тр} \cdot \eta_{тр}} \cdot r_k = G \cdot r_k \cdot \frac{\delta_{вр} \cdot j + f \cdot g}{i_{тр} \cdot \eta_{тр} \cdot g} \quad (7)$$

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

$$\varepsilon = \frac{i_{тр} \cdot j}{r_k} \text{ или } j = \frac{r_k \cdot \varepsilon}{i_{тр}} \quad (8)$$

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

$$M_k = G \cdot r_k \cdot \frac{\delta_{вр} \cdot \frac{r_k \cdot \varepsilon}{i_{тр}} + f \cdot g}{i_{тр} \cdot \eta_{тр} \cdot g} \quad (9)$$

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

В последние годы в отечественной и зарубежной научной литературе всё большее внимание уделяется поиску количественных взаимосвязей между процессом топливоподачи, дымностью, составом отработавших газов и топливо-экономическими показателями дизелей. В ряде работ предпринимаются попытки теоретического, экспериментального и статистического обоснования таких зависимостей, прежде всего между

дымностью и удельными цикловыми и удельными эффективными топливными параметрами.

Так отказ одной форсунки вследствие возникновения неисправностей существенно ухудшает работу этого цилиндра и двигателя в целом, снижая его мощностные, экономические и экологические показатели, приводя к росту всех основных вредных выбросов. В результате увеличивается общий расход топлива и объём вредных выбросов, снижается ресурс и надежность работы двигателя.

В третьей главе представлены результаты тягово-динамического расчета трактора TERRION ATM 4200, проведенного по классической методике тягово-динамического расчета автомобиля, широко используемой в теории автомобиля для оценки его динамических характеристик. Внешняя скоростная характеристика двигателя, используемого в тягово-динамическом расчете приведена на Рисунке 1.

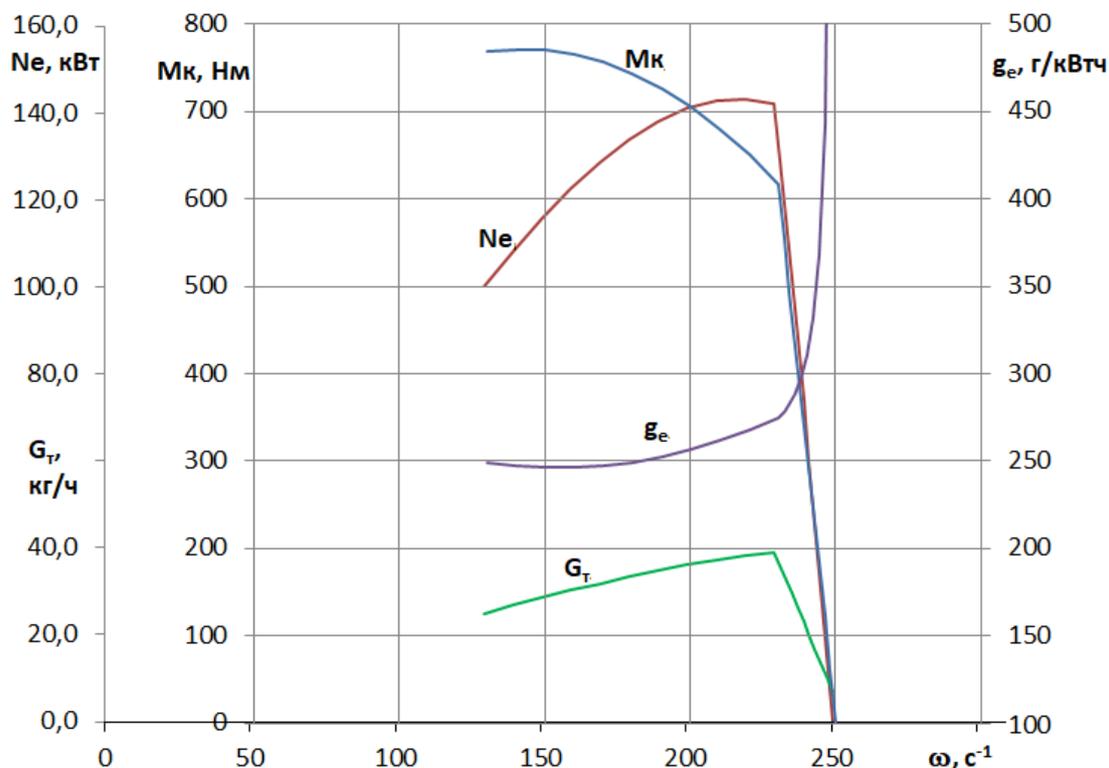


Рисунок 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6M 2012 C мощностью 142 кВт используемая в тяговом расчете

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

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_n} \quad (10)$$

Изменение динамического фактора трактора на разных передачах показано на Рисунке 2.

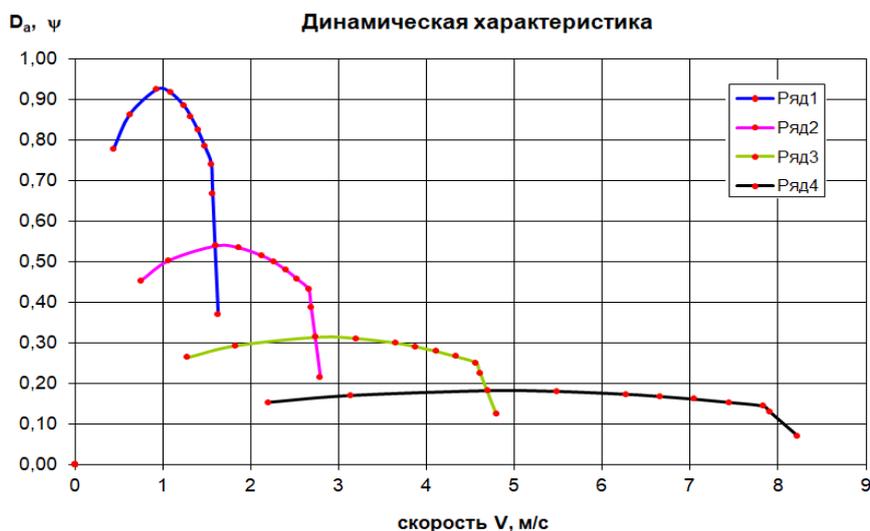


Рисунок 2 – Динамическая характеристика трактора TERRIONATM 4200

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

$$j = \frac{D - \psi}{\delta_{\text{впр}}} \quad (11)$$

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

$$t = \int_{V_0}^V \frac{dV}{j}. \quad (12)$$

Изменение времени разгона трактора TERRION ATM 4200 на разных передачах показано на Рисунке 3.

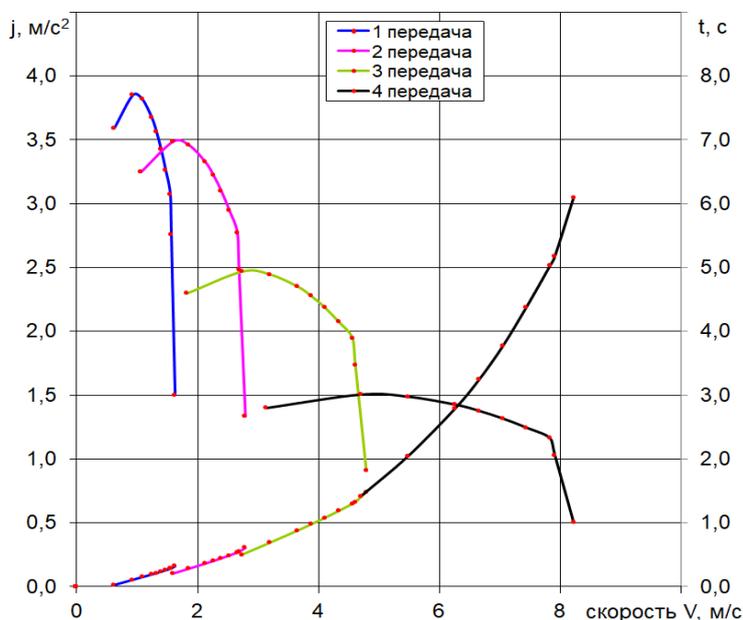


Рисунок 3 – Изменение ускорения и времени разгона на разных передачах

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). Путь, пройденный машиной в процессе разгона от t_0 до t , ищется по зависимости:

$$S = \int_{V_0}^V V \cdot dt \quad (13)$$

Изменение пройденного пути при разгоне трактора TERRION ATM 4200 на разных передачах показано на Рисунке 4.

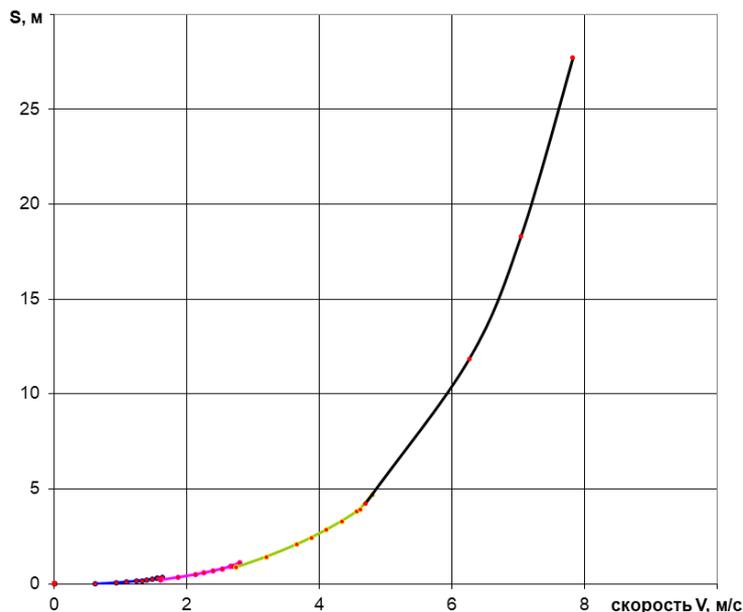


Рисунок 4 – Изменение пути при разгоне трактора TERRION ATM 4200

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 $1,16 \text{ м/с}^2$;
- 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 изменятся. Для оценки такого изменения были проведены расчетные исследования тягово-динамических характеристик трактора TERRION ATM 4200 при максимальной мощности двигателя 95 кВт.

Внешняя скоростная характеристика этого двигателя, используемого в тягово-динамическом расчете приведена на Рисунке 5.

Изменение динамического фактора трактора показано на Рисунке 6.

Изменение ускорения и времени разгона трактора TERRION ATM 4200 с уменьшенной мощностью до 95 кВт показано на Рисунке 7.

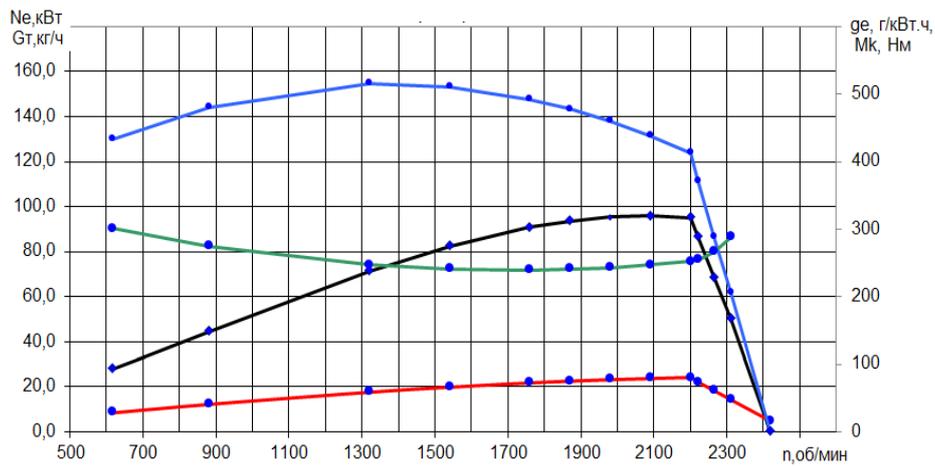


Рисунок 5 – Внешняя скоростная характеристика двигателя с уменьшенной мощностью, используемая в тягово-динамическом расчете

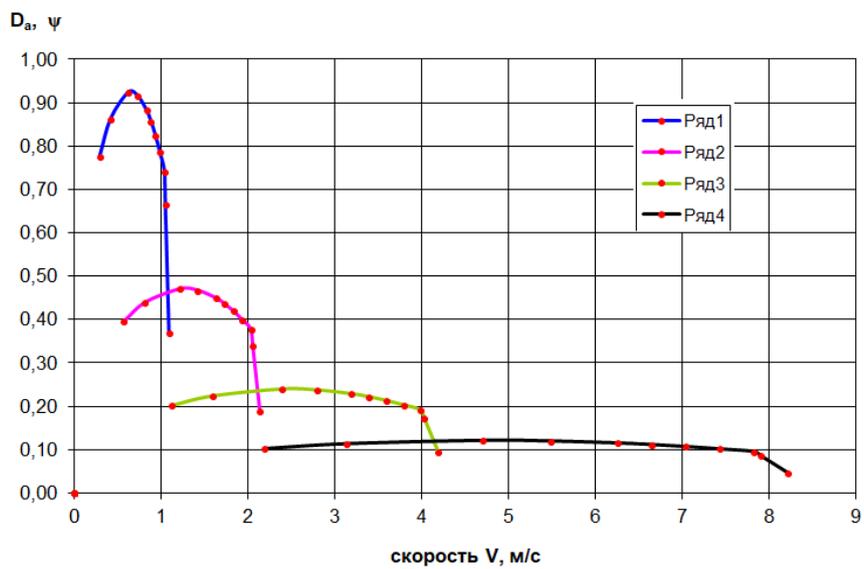


Рисунок 6 – Динамическая характеристика трактора с уменьшенной мощностью

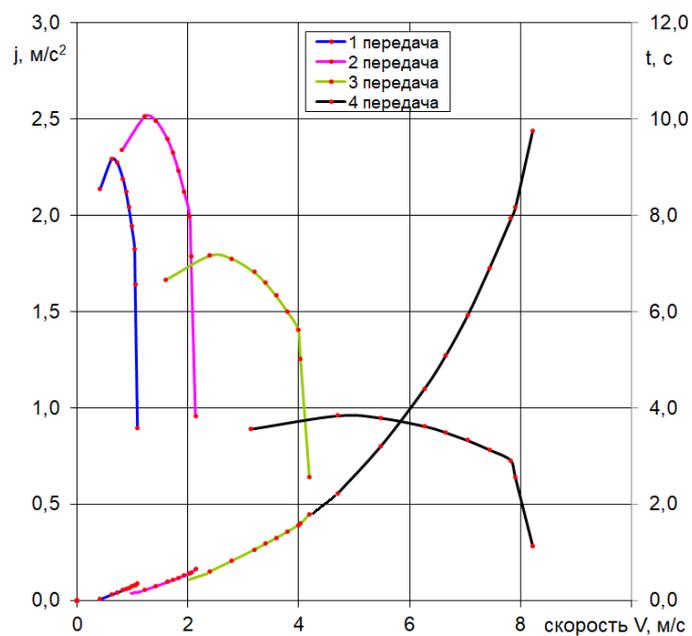


Рисунок 7 – Изменение ускорения и времени разгона трактора TERRION ATM 4200 с уменьшенной мощностью

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 8.

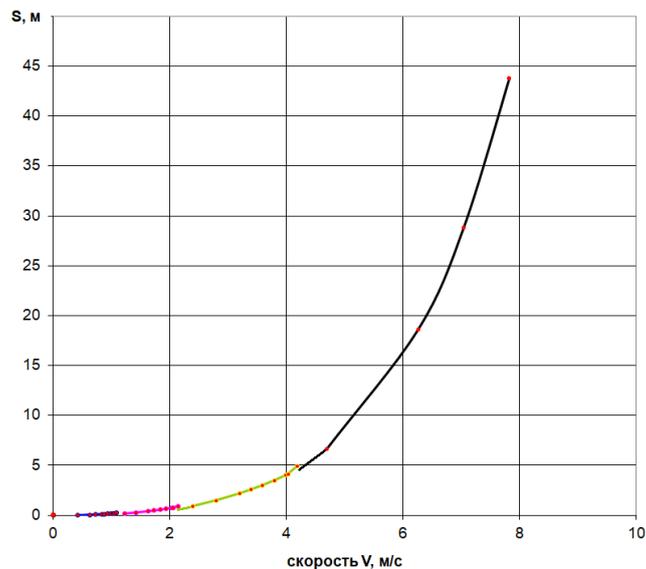


Рисунок 8 – Изменение пути при разгоне трактора TERRION ATM 4200 с уменьшенной мощностью

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.

В четвертой главе приведены результаты экспериментального исследования динамических испытаний двигателя при разгоне трактора TERRION ATM 4200 на четвертой передаче рабочего диапазона.

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.

Процесс измерения выполнялся следующим образом:

1 этап – настройка измерительного оборудования, измерение радиуса качения колес, подключение диагностического оборудования через разъем OBDII.

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

Результаты обработанных данных по разгону трактора на одном из испытаний представлены на Рисунке 9.

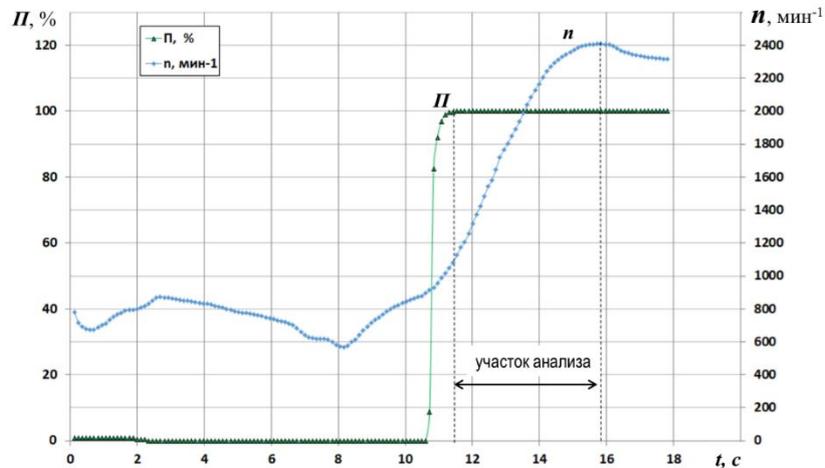


Рисунок 9 – Изменение частоты вращения двигателя n , положения педали акселератора $П$ при разгоне трактора TERRIONATM 4200

На Рисунке 9 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 поддерживать 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.

Результаты анализа регистрации трех разгонов трактора TERRION ATM 4200 с исправным двигателем показаны на Рисунке 10.

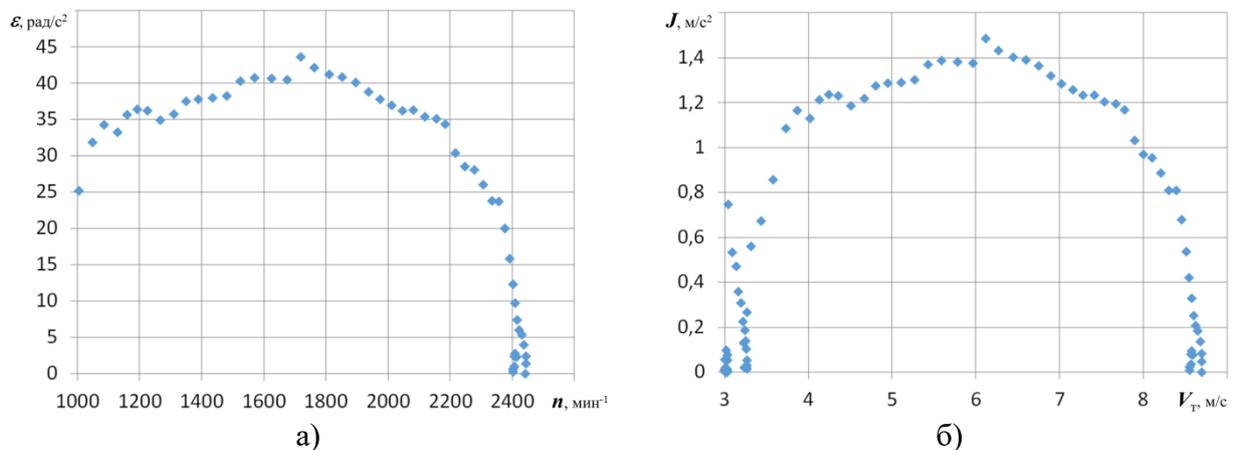


Рисунок 10 – Изменение ускорения вала и трактора в процессе разгона 2:
а – от частоты вращения n ; б – от скорости движения трактора V_T .

На Рисунке 10 приведены результаты разгона трактора в виде изменения углового ускорения вала от частоты вращения (а) и изменение ускорения трактора от скорости его движения (б). Результаты анализа данных 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 $40...45 \text{ рад/с}^2$ 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} .

Аналогично изменению углового ускорения меняется и ускорение трактора (Рисунок 10,б) резко увеличиваясь примерно до $1,2 \text{ м/с}^2$ до скорости движения трактора 4 м/с . Затем увеличение ускорения трактора замедляется, достигая максимальных значений около $1,4 \text{ м/с}^2$ при скорости движения около 6 м/с . Далее ускорение трактора постепенно снижается достигая $1,2 \text{ м/с}^2$ 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 $8,7 \text{ м/с}$.

На Рисунке 11 приведены результаты 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 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} .

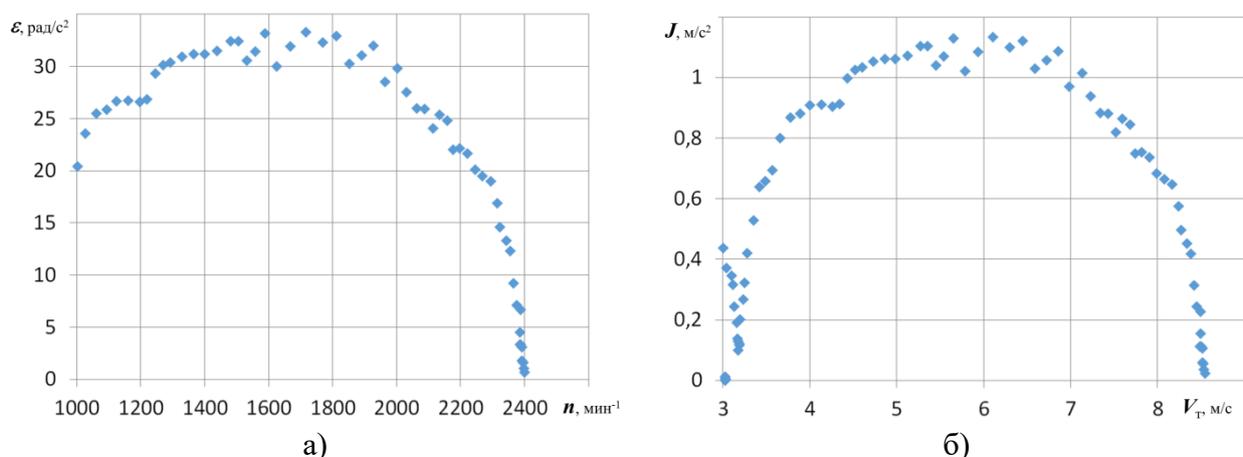


Рисунок 11 – Изменение ускорения вала и трактора в процессе разгона 5:
а – от частоты вращения n ; б – от скорости движения трактора V_T

Ускорение трактора (Рисунок 11,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 12 приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k исправного двигателя, полученных в результате обработки данных по изложенной ранее методике.

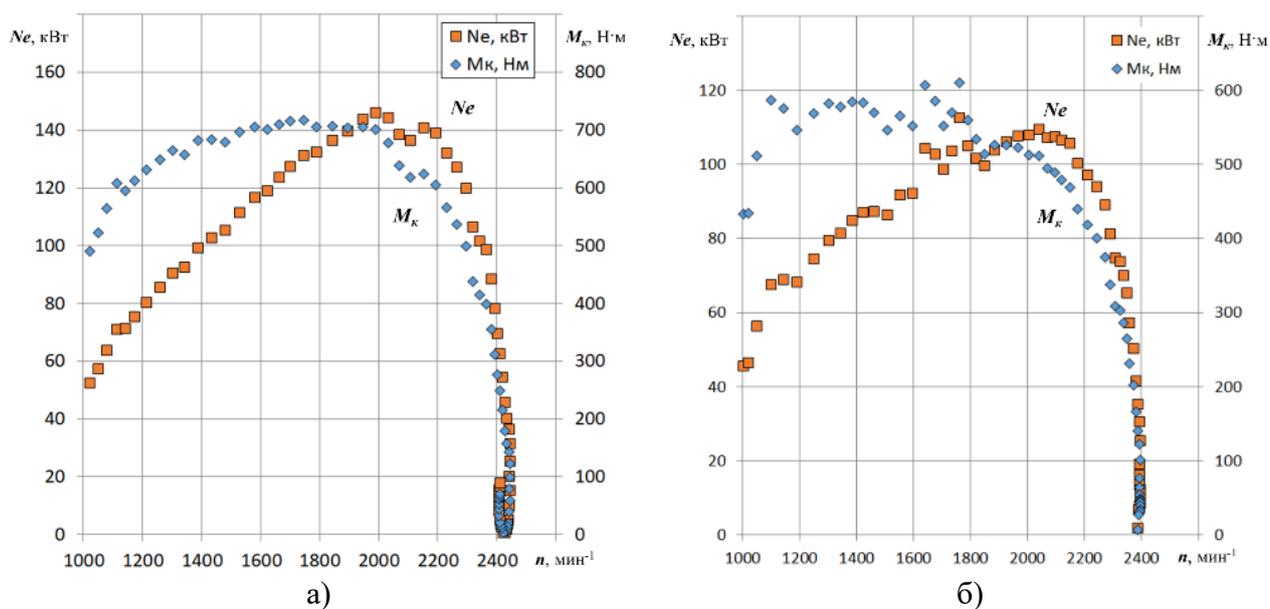


Рисунок 12 – Изменение мощности и крутящего момента в процессе разгона:
а – изменение мощности и крутящего момента в процессе разгона технически исправного трактора; б – изменение мощности и крутящего момента в процессе разгона неисправного трактора

На Рисунке 12,а приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k при 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 $720 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

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 Рисунке 12,б приведены результаты изменения расчетных значений мощности N_e и крутящего момента M_k при 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.

В Таблице 1 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 1 – 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 2 приведены исходные данные и результаты оценки погрешности измерений по данным для исправного трактора.

Таблица 2 – 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

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

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.

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.

Испытания показали, что снижение мощностных показателей двигателя трактора TERRIONATM 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 %.

В Таблице 3 приведены исходные данные обработки и результаты оценки погрешности измерений по данным для неисправного трактора.

Таблица 3 – Результаты оценки погрешности измерений по данным для неисправного трактора

№ пп	t , с	n , мин^{-1}	V_T , м/с	ε , $1/\text{с}^2$	J , $\text{м}/\text{с}^2$	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.

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 надёжность 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 ATM4200 необходим горизонтальный участок с асфальтобетонным покрытием длиной не менее 50 м.

4. Разработаны методика обработки экспериментальных данных, получаемых с диагностического разьема 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 $M_{кн} = 590,5 \pm 8,5$ Н·м и $M_{кн} = 418,4 \pm 4,7$ Н·м;
- мощность двигателя $N_{ен} = 135,9 \pm 1,6$ кВт и $N_{ен} = 96,3 \pm 0,9$ 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 %.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

Публикации в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК РФ

1. Пуляев, Н. Н. экспериментальный анализ экологических показателей тракторов МТЗ-82.1 / Н. Н. Пуляев, А. С. Павлов // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2025. – № 211. – С. 850-859. – DOI 10.21515/1990-4665-211-071.

2. 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.

Публикации в других рецензируемых научных изданиях:

3. Коротких, Ю. С. Газомоторная инфраструктура в России / Ю. С. Коротких, С. А. Аносов, А. С. Павлов // Роль аграрной науки в устойчивом развитии сельских территорий : Сборник VI Всероссийской (национальной) научной конференции с международным участием, Новосибирск, 20 декабря 2021 года. – Новосибирск: Издательский центр Новосибирского государственного аграрного университета «Золотой колос», 2021. – С. 508-510.

4. Пуляев, Н. Н. Методика создания цифровых двойников трактора на основе имитационных моделей / Н. Н. Пуляев, А. С. Павлов, А. В. Куриленко // Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, 25-26 января 2023 года. Том 2. – М. : ООО «Сам полиграфист», 2023. – С. 50-55.

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

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