

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет –
МСХА имени К. А. Тимирязева»**

На правах рукописи

ПАВЛОВ ЯРОСЛАВ ДМИТРИЕВИЧ

**ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПО ДАННЫМ СИСТЕМЫ
УПРАВЛЕНИЯ ТРАКТОРА TERRION ATM 4200**

Специальность 4.3.1 «Технологии, машины и оборудование для
агропромышленного комплекса»

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Девянин Сергей Николаевич
доктор технических наук, профессор

Москва, 2025 г.

Содержание

Введение.....	4
Глава 1 Анализ состояния вопроса по теме диссертации	9
1.1 Характеристики двигателя и их использование для анализа его состояния	9
1.2 Наддув и его влияние на параметры двигателя	13
1.3 Управление современными двигателями и использование диагностического разъема для оценки технического состояния агрегатов ДВС	26
1.4 Выводы по первой главе.....	29
Глава 2 Использование диагностического разъема для оценки технического состояния ДВС и его агрегатов.....	32
2.1 Данные CAN-шины и возможность их считывания для дальнейшей обработки	32
2.3 Использование преобразованных данных для возможности анализа технического состояния двигателя и трактора.	41
2.4 Выводы по второй главе	44
Глава 3 Методика получения многопараметровой характеристики.....	46
3.1 Получение области рабочих режимов работы двигателя с разбивкой на зоны для дальнейшей обработки.	46
3.2 Методика обработки массива данных для получения уравнений регрессии	47
3.3 Получение уравнений регрессии для каждой зоны области рабочих режимов	52
3.4 Получение общего уравнения регрессии для всей области рабочих режимов на основании полученных уравнений для каждой зоны.....	55
3.5 Выводы по третьей главе.....	56
Глава 4. Построение многопараметровых характеристик двигателя Deutz BF 6М 2012 С.....	58
4.1 Основные характеристики двигателя Deutz BF 6М 2012 С.....	58
4.2 Многопараметровая характеристика часового расхода топлива	59
4.3 Многопараметровая характеристика удельного эффективного расхода топлива	63
4.4 Выводы по четвертой главе	68

5. Использование давления наддува в качестве оценки технического состояния двигателя.....	70
5.1. Техническое состояние трактора и эффективность его эксплуатации.....	70
5.2 Исследования двигателя DeutzBF 6М 2012 С с разными давлениями наддува	72
5.3 Исследования тяговых характеристик трактора TerrionАТМ4200 с двигателями разного технического состояния.....	76
5.4 Оценка экономических потерь при работе трактора спониженным давлением наддува	84
5.5. Многопараметровая характеристика давления наддува	92
5.5.1 Подготовительные операции по базе данных	92
5.5.2 Получение базовой многопараметровой характеристики по давлению наддува	94
5.5.3 Проверка достоверности оценки давления наддува по выборке	99
5.5.4 Использование давления наддува для оценки технического состояния двигателя трактора Terrion АТМ 4200	102
5.5.4.1 Исследование давления наддува при неработающей форсунке.	102
5.5.4.2 Исследование давления наддува при нарушении герметичности впускного тракта двигателя.	104
5.5.4.3 Исследование давления наддува при повышенном сопротивлении воздушного фильтра.	107
5.6 Выводы по пятой главе.....	113
Заключение	116
Список литературы	119
ПРИЛОЖЕНИЕ	130

Введение

Актуальность исследования. Стратегией развития агропромышленного и рыбохозяйственного комплексов Российской Федерации на период до 2030 года, утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 12 апреля 2020 г. N 993-р, установлены основные приоритеты государственной политики в сфере развития агропромышленного комплекса, которые также являются приоритетами реализации Государственной программы.

Известно, что общий объем потерь продукции растениеводства с ее недобором достигает 25...30% валового производства. Основная часть потерь вызвана несвоевременностью полевых работ. Каждый день задержки при уборке ведет к потерям урожая зерна 3...5%. Особенно важна в этот период высокая безотказность работы техники. Одним из способов ее повышения является предиктивное или прогнозное обслуживание сельхозтехники на основе информации о ее техническом состоянии, полученной в процессе ее эксплуатации.

Разработка методов непрерывного контроля технического состояния техники в процессе ее эксплуатации и своевременного принятия решения о необходимости проведения технического обслуживания позволяют ускорить решение этой проблемы.

Степень разработанности темы. В настоящее время диагностирование сельскохозяйственной техники с ДВС осуществляется как правило на специализированных станциях технического обслуживания и ремонта с применением различного оборудования. Эти методы диагностирования используются при наличии явной неисправности, т.к. трудоемкость процессов поиска неисправности достаточно высока и требует высокой квалификации обслуживающего персонала.

Современные двигатели оснащены системой бортовой диагностики, которая позволяет диагностировать неисправность электронных компонентов

машины и ДВС в процессе эксплуатации, но конкретную неисправность не всегда возможно определить и требуется подключение специального сканера. Неисправности обычно выявляются, когда дальнейшая эксплуатация техники невозможна и требуется срочное вмешательство. Это приводит к срыву проведения сельскохозяйственных работ, что может приводить к большим потерям урожая.

Разработка метода, позволяющего в процессе эксплуатации техники проводить оценку ее технического состояния транспортного средства и обеспечивать предварительное оповещение о наступлении критического технического состояния является актуальной задачей для проведения своевременного упреждающего технического обслуживания.

Цель работы. Разработка методики оценки технического состояния двигателя по показателям системы наддува, полученным по данным CAN-шины в процессе работы машины.

Объект исследования. Техническое состояние тракторного дизеля с наддувом.

Предмет исследования. Методика оценки технического состояния двигателя по данным давления наддува, передаваемым по CAN-шине в процессе эксплуатации техники.

Задачи исследования:

1. Разработать методику сбора и предварительной обработки данных CAN-шины в процессе эксплуатации трактора.
2. Разработать методику получения базовой многопараметровой характеристики двигателя по данным CAN-шины и ее использования для диагностических целей.
3. Разработать методику получения контрольных значений давления наддува в процессе эксплуатации техники и их использования для оценки технического состояния двигателя.

4. Провести экспериментальную проверку оценки технического состояния двигателя с использованием базовой многопараметровой характеристики по давлению наддува.

Методы исследований. Расчетно-теоретические методы исследования, основанные на методах математического моделирования рабочих процессов ДВС с использованием компьютерного программного обеспечения. Методологические и теоретические проблемы решены на основе общей теории системного анализа с применением методов математической статистики и статистической обработки данных, использования методов экспериментальных исследований.

Научную новизну работы составляют:

1. Методика получения базовой многопараметровой характеристики двигателя по данным CAN-шины в процессе эксплуатации машины;

2. Вид и переменные уравнений регрессии для статистического анализа данных по получению диагностических показателей для оценки технического состояния двигателя.

3. Методика оценки технического состояния двигателя по данным базовой характеристики и значением диагностического показателя в процессе эксплуатации техники.

Практическую значимость работы составляют:

1. Методика получения базовой многопараметровой характеристики двигателя по данным CAN-шины в процессе эксплуатации машины для процессоров малой производительности;

2. Возможность использования разработанных методов обработки данных CAN-шины в процессе эксплуатации машины на современных сельскохозяйственных машинах с целью анализа их технического состояния.

На защиту выносятся:

1. Методика сбора и предварительной обработки данных CAN-шины в процессе эксплуатации трактора.

2. Методика получения базовой многопараметровой характеристики двигателя по данным CAN-шины.
3. Вид и переменные уравнений регрессии для статистического анализа данных по получению диагностических показателей для оценки технического состояния двигателя.
4. Методика оценки технического состояния двигателя по данным базовой характеристики и значением диагностического показателя в процессе эксплуатации техники.
5. Результаты экспериментальной проверки оценки технического состояния двигателя по разработанным методикам.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и обсуждались на международных и российских научных конференциях, научных семинарах, круглых столах.

Структура и объем диссертации.

Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка используемой литературы, включающего 127 источников и 6-ти приложений. Работа содержит 148 страниц, 32 рисунка, 26 таблиц.

Публикации научных работ. По теме опубликовано 5 печатных научных работ, в том числе 2 работы в рецензируемых изданиях из перечня ВАК Российской Федерации, 2 работы в прочих изданиях и свидетельство о государственной регистрации базы данных.

Личный вклад соискателя. Личный вклад соискателя заключается в формулировании задач исследования, разработке методики сбора и предварительной обработки данных CAN-шины, проведении экспериментальных исследований, методики получения многопараметровых характеристик двигателя по данным CAN-шины. Написание статей и выступления на конференциях и семинарах по материалам диссертационных исследований, создание и оформление диссертационной работы.

Автор выражает глубокую признательность за ценные советы и замечания научному руководителю, доктору технических наук, профессору

С.Н. Девянину и всем сотрудникам кафедры тракторов и автомобилей РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева.

Глава 1 Анализ состояния вопроса по теме диссертации

1.1 Характеристики двигателя и их использование для анализа его состояния

При производстве сельскохозяйственной продукции используются различные современные машины и технологии. В процессе эксплуатации сельскохозяйственные трактора и машины сталкиваются с различными агрессивными факторами среды, что вызывает их повреждение и изнашивание, а также они подвержены старению, моральному и физическому. Таким образом технико-экономические показатели использования машин снижаются. Для эффективной работы сельскохозяйственной техники необходимо контролировать ее техническое состояние, соблюдать периодичность проведения технического обслуживания, контролировать качество запасных частей и проведения работ, вовремя проводить ремонтные работы. Также, в связи с сезонностью загрузки техники, контролировать постановку техники на хранение, с соблюдением всех регламентных работ.

Существуют различные способы повышения эффективности использования машин, один из них – внедрение современных методов и средств технического диагностирования. Техническое диагностирование позволяет повысить межремонтные ресурсы, в некоторых случаях позволяет избежать необоснованную разборку агрегатов и узлов. Таким образом можно снизить простои техники, повысить уровень готовности. Также положительным фактором является снижение трудоемкости проведения работ.

Техническое диагностирование дает возможность контролировать техническое состояние машин в процессе эксплуатации и прогнозировать их ресурс до очередного ремонта в соответствии с полученными показателями. Оно позволяет не только оценивать техническое состояние узлов и агрегатов

машин, но и дает возможность определять объёмы и виды необходимых работ безразборными методами [105].

Техническое диагностирование сельскохозяйственной техники необходимо проводить при каждом техническом обслуживании, а также при проведении ремонтных работ и по наблюдениям оператора.

Эффективность работы сельскохозяйственной машины в значительной мере зависит от состояния силового агрегата. Дизельный двигатель является достаточно сложным механизмом, и от его технического состояния во многом зависит работа машинно-тракторного агрегата.

По некоторым типам машин на долю дизельных двигателей приходится до 50% отказов, а трудоёмкость выполняемых работ по их устранению достигает 40% от общего времени. Анализируя работу дизельных двигателей, можно сказать, что по надёжности, системы и механизмы в двигателе распределяются следующим образом: система питания - до 45% отказов; цилиндропоршневая группа - до 20%; газораспределительный механизм - до 15%; системы охлаждения и смазки - до 10% [105].

Эффективность работы двигателя можно оценить по различным показателям, но основным является удельный эффективный расход топлива g_e , равный отношению часового расхода топлива G_T на производимую эффективную мощность N_e .

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \quad (1.1)$$

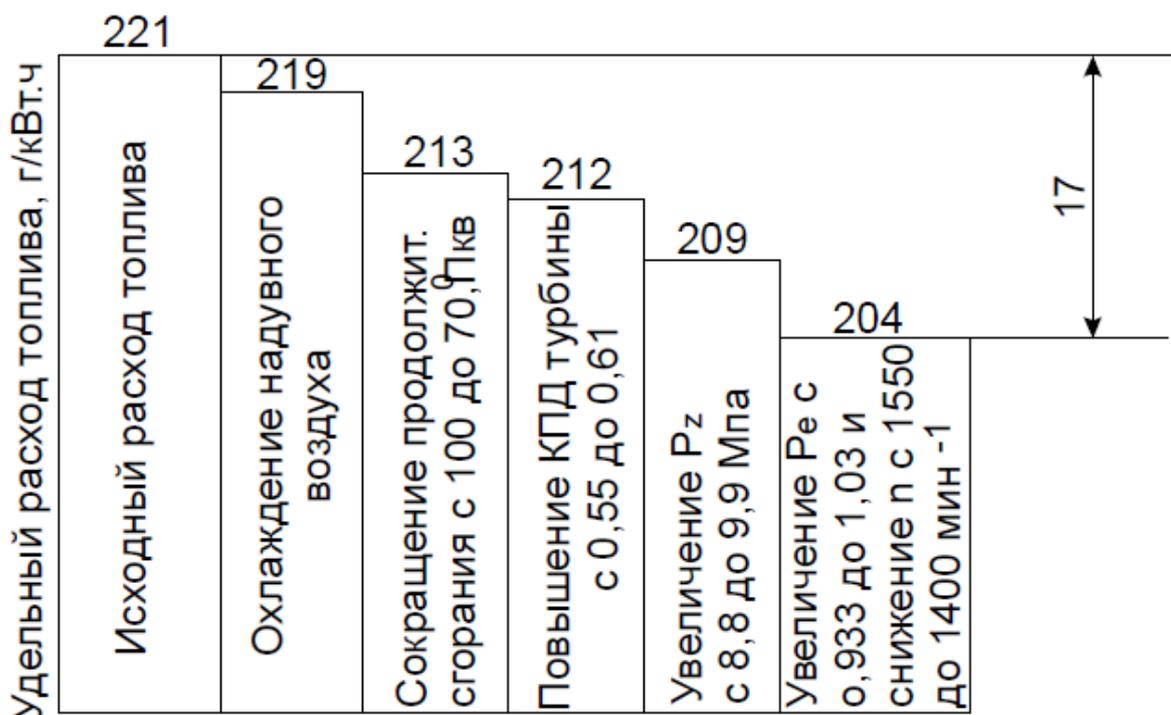


Рисунок 1.1 - Влияние различных факторов на удельный расход топлива.

В процессе эксплуатации автотракторные двигатели работают на неустановившихся режимах, как скоростных, так и нагрузочных. Переменный нагрузочный и скоростной режимы работы приводят к рассогласованию его систем, которые, как известно, настроены на работу ДВС в стационарном режиме [14]. Степень рассогласования зависит от множества параметров, таких как частота и амплитуда изменения частоты вращения двигателя и нагрузки. Все это приводит к снижению экономичности ДВС, ему необходимо подстраиваться под изменяющийся режим работы. Также большое влияние оказывает тип работ, производимый машинно-тракторным агрегатом, изменение ландшафта, агрофона, выбор передачи трактористом, настройка оборудования. Отдельный вклад будут вносить внутренние факторы – настройка системы питания, ее состояние, состояние системы подачи воздуха, особенно для турбированных двигателей, качество и своевременность проведения технического обслуживания. Неправильная настройка или износ ТНВД или топливной форсунки могут значительно увеличить расход топлива. Данные о влиянии неисправностей на часовой расход топлива приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Влияние технического состояния на расход топлива.

Техническое состояние	Увеличение часового расхода топлива, %
Неисправность одной форсунки	15...20
Отклонение от оптимального угла опережения впрыска топлива на 2...3 градуса п.к.в.	20...25
Недозатяжка форсунки на 3МПа	3
Не проведение сезонного технического обслуживания (смена топлива, масла, утепление)	3...5
Недоиспользование мощности на 10%	4...5

Описанный способ определения мощности нашёл широкое применение в приборах типа ИМД, так как характеризуется низкой трудоёмкостью, однако, имеет невысокую точность измерений [14].

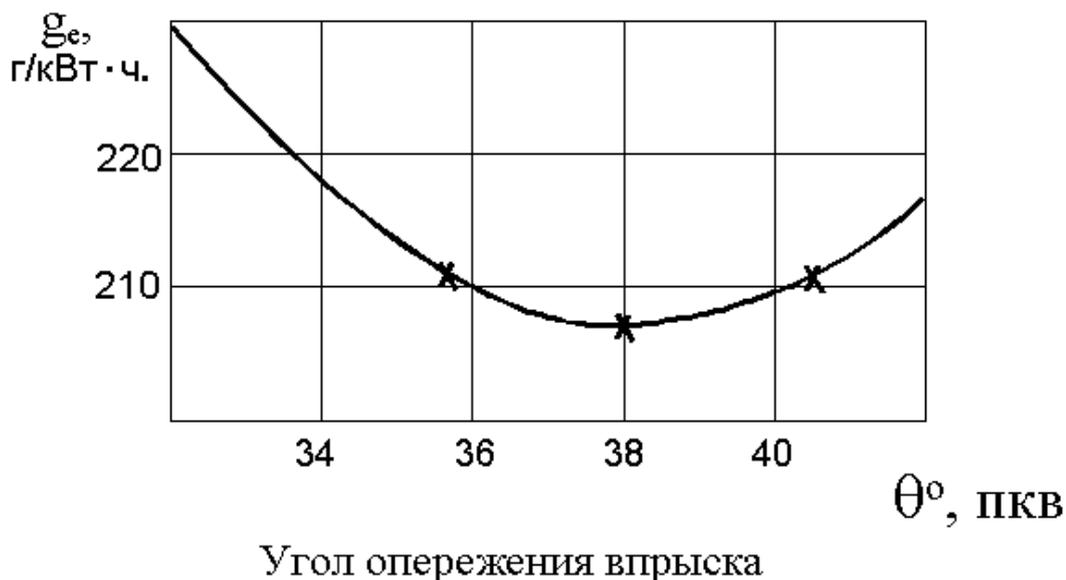


Рисунок 1.2 - Влияние угла опережения впрыска (ЯМЗ-240Н) на расход топлива.

Таким образом, к диагностированию технического состояния предъявляется ряд требований:

1. Своевременность – произведена в необходимый момент.

2. Точность – полученные результаты должны быть достоверными.
3. Низкие трудозатраты – должна производиться быстро, желательно безразборным методом.

Для обеспечения высокого уровня технической готовности необходимо соблюдение всех этих принципов, что в свою очередь позволит выполнить технологические операции в установленные сроки, снизить затраты на эксплуатацию, повысить эффективность деятельности предприятий.

1.2 Наддув и его влияние на параметры двигателя

Среди способов повышения мощности двигателя самым распространенным является применение турбокомпрессоров. Он позволяет улучшить технико-экономические и экологические показатели тракторов, автомобилей, комбайнов и других. Данный способ позволяет значительно повысить мощность двигателя (до 40-50%) при незначительном увеличении массово-габаритных характеристик и сложности системы. Работа турбокомпрессора связана с случайным изменением режимов его работы. В связи с этим состояние турбонаддува оказывает достаточное влияние на показатели работы двигателя, и его отказ может привести к невозможности дальнейшей эксплуатации двигателя.

Условия эксплуатации автотракторных двигателей связаны с частыми запусками, нестабильностью режимов и частой их сменой, длительными остановками, что в свою очередь оказывает негативное влияние на их параметры работы (энергетические, топливные).

Большой вклад в 50-е и 60-е годы прошлого столетия в изучение вопросов, связанных с закономерностями и принципами обеспечения тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке, либо смежные с этой темой, внесли ученики В.Н. Болтинского: Гуревич А. М., Кипшакбаев И. К., Козмодемьянов Е. А., Погосбеков М. И., Сахаров А. Г., Юлдашев А. К., Софронов В. С., Малашенко В. С., Тургиев А. К., Беляев Б. М., Титов Ю. А.,

Воронин А. К. Ими было установлено, что транспортные дизеля до 90% времени эксплуатации работают на неустановившихся режимах. Работа дизелей с турбонаддувом на этих режимах характеризуется значительными отличиями параметров теплового состояния двигателя и давления наддувочного воздуха от соответствующих значений этих параметров на установившихся режимах [14]. Это объясняется тем, что из-за инерционности системы турбонаддува комбинированного двигателя для его работы на неустановившихся режимах характерно рассогласование подач топлива и воздуха, что существенно ухудшает качество протекания рабочего процесса.

Развитие идей В. Н. Болтинского с анализом влияния колебаний нагрузки и других параметров на тягово-энергетические показатели трактора, обобщение и систематизация сведений о тяговой динамике трактора выполнены в монографии, написанной И. Б. Барским, В. Я. Аниловичем и Г. М. Кутьковым, а также в отдельной монографии Г. М. Кутькова [14]. В них трактор впервые рассмотрен как динамическая система, состоящая из отдельных колебательных звеньев, подверженная воздействию не только тяговой нагрузки, но и неровностей рельефа, а также управляющим воздействиям тракториста.

Дополняя работу профессора Е.Д. Львова "Теория трактора", его ученик и последователь Г.М. Кутьков в учебнике «Тяговая динамика трактора» [15], развил строгую методическую структуру, которая включает: анализ колебательных процессов в тракторе; анализ внешних воздействий на трактор как на динамическую систему; взаимосвязь динамических процессов в тракторе; влияние колебаний нагрузки на показатели работы трактора; разгон трактора; тягово-динамические испытания трактора.

Но практически никогда, в мировой практике улучшения тягово-эксплуатационных, экономических и экологических характеристик не используется фактор оптимизации движения воздушного потока в системе наддува. А между тем, при различных процессах сгорания соотношение воздуха к топливу находится в среднем соотношении 15:1. И оптимизация

параметра движения потока воздуха придаст большую энергоэффективность использования топливного ресурса в силовой установке, применяемой в агропромышленном комплексе.

Одним из важнейших показателей работоспособности трактора в период его эксплуатации является величина установленной мощности двигателя, поскольку ее снижение приводит к потере производительности МТА и сверхнормативному расходу топлива при осуществлении транспортных или иных работ в сельском хозяйстве. Нормативные документы допускают в условиях эксплуатации уменьшение величины эффективной мощности двигателя не более 5 %, а увеличение часового расхода топлива до 7 %. Даже при этих показателях, величина удельного эффективного расхода топлива может возрасть уже до 12 % [14, 30,40,51,56].

Обобщая ряд научных исследований, можно прийти к заключению о преимуществах использования турбокомпрессоров [26, 37, 42, 43, 54, 66, 68, 72, 97].

Существует несколько способов повышения. Один из способов — это увеличение рабочего объема двигателя. Но такой подход ведет к увеличению как массы, так и габаритов двигателя. Другой способ – это увеличение частоты вращения коленчатого вала. Недостатком данного способа является повышение нагрузок на детали двигателя пропорционально увеличению частоты вращения.

На данный момент увеличение механического и индикаторного КПД за счет совершенствования систем управления и процесса сгорания, а также снижения потерь, достигло своего максимума. Таким образом, способ повышения мощности, лишенный этих недостатков – это повышение плотности заряда в цилиндре.

Увеличение массы воздуха в цилиндре позволяет пропорционально увеличить массу подаваемого топлива, что ведет к увеличению механической работы [72].

Для повышения плотности воздуха в цилиндре, а соответственно и давления, используются различные устройства. В автотракторных двигателях широкое применение приобрели различные виды наддува (рис. 1.3).

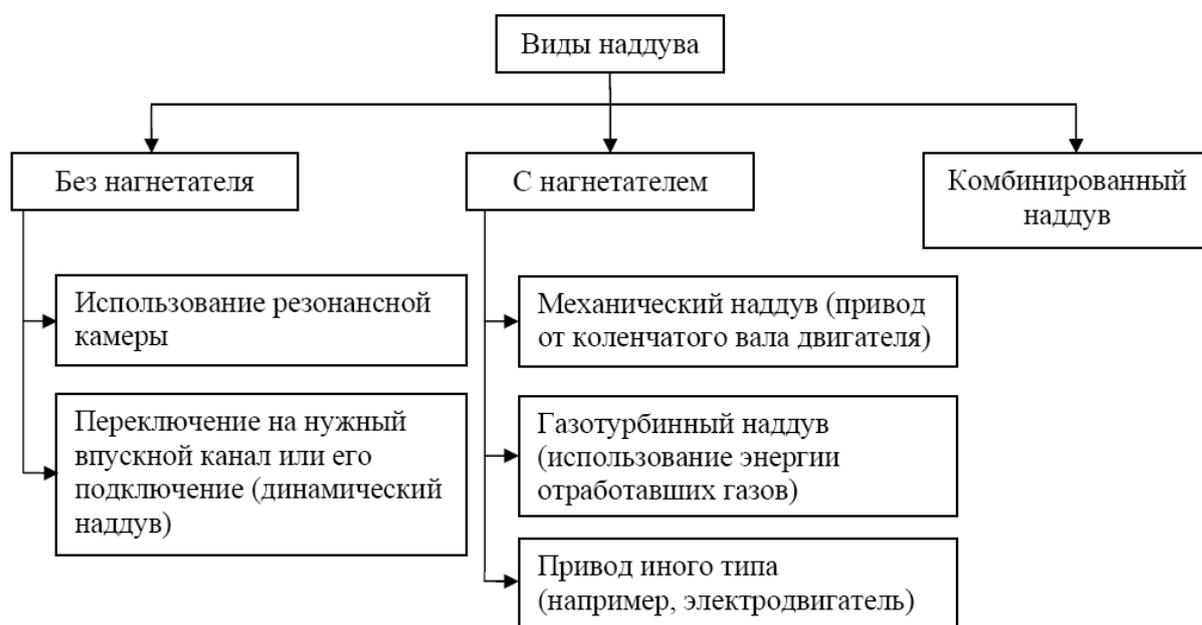


Рисунок 1.3 – Виды наддува современных автотракторных ДВС

Наибольшее распространение получили следующие виды наддува: шибберные; поршневые; объемно-винтовые; объемно-лопастные; центробежные с приводом от коленчатого вала ДВС; газотурбинные нагнетатели [123].

В автотракторных двигателях на данный момент используют три основных вида компрессоров: с механическим приводом; турбокомпрессор, приводимый в рабочее состояние турбиной под воздействием выхлопных газов. И третий тип компрессоров - это комбинированный компрессор.

Компрессор с механическим приводом получает вращение от коленчатого вала двигателя, за счёт этого двигатель обладает стабильной (ровной) тягой во всём диапазоне частот вращения. Но основным недостатком этого вида наддува является затрата мощности на привод компрессора. Это приводит к ухудшению топливной экономичности.

Использование турбокомпрессора позволяет добиться лучшей топливной экономичности по сравнению с механическим наддувом, за счёт

использования для привода энергии отработавших газов. Конструктивно турбокомпрессор состоит из двух элементов: компрессор и газовая турбина, которые соединены общим валом (рис. 1.4).

Выходящие из двигателя, отработавшие газы, имеющие высокую скорость движения, попадают на турбинное колесо и передают ему свою энергию, вызывая его вращение. На одном валу с ним находится компрессор, задачей которого является сжатие и нагнетание воздуха под избыточным давлением в цилиндры двигателя. На ряду с этим в двигатель поступает больше топлива, это повышает давление в цилиндре и приводит к пропорциональному росту мощности. Также улучшается сгорание топливовоздушной смеси. Это приводит к улучшению показателей двигателя.

Двигатель и турбокомпрессор не имеют жесткой связи друг с другом, только газовую. В связи с этим данному типу наддува свойственна инерционность. При нажатии на педаль акселератора происходит увеличение подачи топлива, за счет этого увеличивается количество отработавших газов, это приводит к увеличению скорости их истечения из двигателя, а, следовательно, и повышению частоты вращения турбинного колеса и, находящегося с ним на одном валу компрессорного, благодаря этому возрастает давление наддува. За счет увеличения подачи воздуха можно повысить подачу топлива, для получения большей мощности.

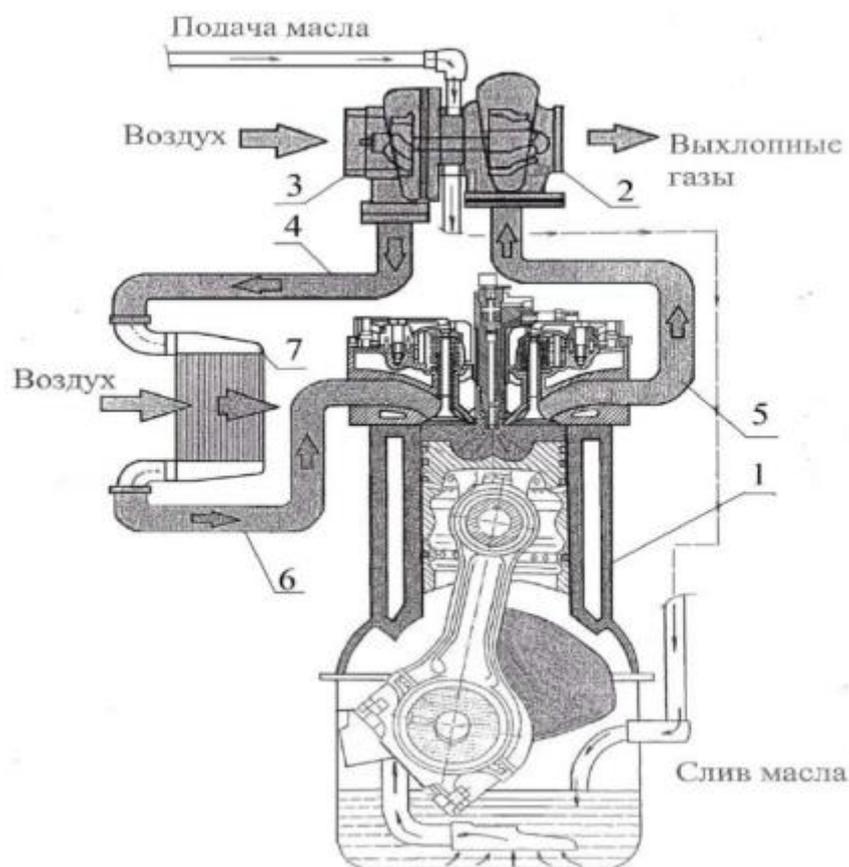


Рисунок 1.4 - Общий вид системы газотурбинного наддува

1 - ДВС; 2 - турбина турбокомпрессора; 3 - компрессор турбокомпрессора; 4 – нагнетательный патрубок; 5 - выхлопной коллектор; 6 - всасывающий коллектор; 7 - интеркулер

Недостатки применения турбокомпрессоров при эксплуатации МЭС

К современным турбокомпрессорам предъявляются различные требования: высокий уровень надёжности при различных режимах работы двигателя, высокая термостойкость в циклических режимах работы. Но уровень технического развития не может обеспечить выполнение всех вышеописанных требований, поэтому турбокомпрессор обладает более низким уровнем надёжности [88, 90, 91, 115].

Разновидностью неустановившихся режимов являются процессы перехода двигателя от одного установившегося режима к другому, называемые переходными процессами. Наиболее характерные переходные

процессы транспортных дизелей - переходные процессы разгона и наброса нагрузки. В этих переходных процессах дизелей с турбонаддувом турбокомпрессор не успевает своевременно увеличить подачу воздуха в соответствии с быстрым увеличением подачи топлива. Это вызывает кратковременное снижение коэффициента избытка воздуха α , неполное сгорание топлива, ухудшение экономических, экологических и динамических качеств дизеля.

Методики расчета переходных процессов транспортных дизелей достаточно полно разработаны в трудах отечественных ученых: Г.Г. Калиша, В.И. Крутова, А.М. Каца, Н.Н. Настенко, М.И. Левина, В.И. Толшина, И.И. Кринецкого, А.А. Грунауэра и ряда других исследователей. Они позволяют оценить изменение параметров дизеля в переходных процессах и его динамические качества. Но, как правило, в этих методиках остаются неопределенными расходы топлива и воздуха, а также выбросы токсичных компонентов отработавших газов.

Распределение отказов ДВС и ТКР выглядит следующим образом (рисунок 1.5).

Рисунок 1.5 - Распределение отказов ДВС и ТКР



Распределение отказов ТКР в зависимости от режима работы изображено на рисунке 1.6. Как видно из рисунка большая часть отказов вызвана неправильными действиями при запуске и остановке ДВС.



Рисунок 1.6 - Распределение отказов ТКР в зависимости от режима работы

К основным недостаткам турбокомпрессора можно отнести следующие:

- 1) Низкий уровень надежности (доля отказов, приходящаяся на ТКР, составляет от 7 до 30 % от общих отказов ДВС);
- 2) достаточно высокая стоимость турбокомпрессора (от 10 до 90 тыс. руб. для тракторов тягового класса 1,4-3,0);
- 3) высокая стоимость ремонта, вызванная большой трудоемкостью ремонта;
- 4) потери, вызванные простоем высокопроизводительных агрегатов.

Оптимизация рабочих процессов, происходящих в двигателе внутреннего сгорания, это следствие высокой технологической проработанности современной силовой установки.

Экономически обосновано, что необходимо не только рационально использовать углеводородные и кислородосодержащие ресурсы, но и наращивать литраж и модернизировать силовые установки тракторов или техники, применяемой в агропромышленном комплексе.

Способы наддува в дизелях

Для повышения мощности дизелей автотракторной техники используют различные виды наддува: резонансный, механический, газотурбинный и комбинированный. Различные виды наддува имеют свои преимущества и недостатки.

Электрические нагнетатели

В настоящее время находят свое применение системы электрического наддува. Данный способ лишен инертности турбонаддува как и механический наддув, но в отличие от последнего не имеет жесткой связи с двигателем. Но также как и механический наддув обладают недостатком, заключающемся в затратах энергии на привод.

Система резонансного наддува

Одним из решений проблемы повышения мощности двигателя был резонансный наддув, который заключался в повышении давления перед впускным клапаном в момент его открытия. Заключался данный метод в том, что во впускном коллекторе из-за последовательной работы цилиндров возникала волна сжатия. Чтобы волна сжатия достигла впускного клапана в необходимый момент, он должен иметь строго определенную длину. Преимущество данного метода заключается в простоте конструкции и отсутствии необходимости в дополнительных устройствах. Но он имеет ряд недостатков, главный из которых заключается в том, что давление повышается только на одном режиме работы, на который настроен впускной коллектор, а на всех других режимах давление снижается. Чтобы данный вид наддува работал на большем числе режимов, необходимо менять длину впускного тракта. Такие системы использовались на тракторах, так как большую часть времени они должны работать на номинальном режиме, на который и настраивался наддув.

В настоящее время эта идея нашла свое логическое воплощение в устройствах впускного коллектора переменной длины.

Газотурбинный наддув (турбонаддув)

В начале применение газотурбинного наддува с целью увеличения мощности, турбокомпрессоры отличались только профилем проточных частей компрессора и турбины. В дальнейшем усилия были направлены на улучшение конструкции узлов турбокомпрессора. Все это привело к унификации узлов отечественных турбокомпрессоров [115].

Газотурбинный наддув дизеля выполняется с помощью центробежного компрессора с приводом от газовой турбины. Различают нерегулируемые и регулируемые ТКР.

В регулируемых ТКР предусмотрены дополнительные конструктивные устройства для изменения скорости ОГ на входе в колесо газовой турбины или скорости воздуха на выходе из колеса центробежного компрессора.

Система двухступенчатого наддува состоит из двух турбокомпрессоров, соединенных последовательно. Оба турбокомпрессора имеют различные характеристики. Один отвечает за повышение давления в области низких частот вращения, где второй работает неэффективно, и наоборот, второй работает на режимах средних и высоких частот вращения. Управление турбокомпрессорами происходит за счет перепуска отработавших газов от одного турбокомпрессора к другому. Перепускной клапан позволяет бесступенчатое регулирование, для повышения эффективности работы наддува. По сравнению с турбокомпрессором с РСА расходная характеристика двигателя с регулируемой системой двухступенчатого наддува располагается в зоне максимального адиабатического КПД на характеристике компрессора, тем самым обеспечивается лучшая эффективность во всем диапазоне работы двигателя [119].

Влияние наддува на показатели дизелей

Использование турбонаддува позволяет повысить мощность двигателя, но накладывает определенные ограничения на процесс эксплуатации. В частности, при холодном пуске двигателя, пока масло в системе смазки холодное и соответственно имеет большую вязкость, запрещается устанавливать высокую частоту вращения коленчатого вала, так как турбокомпрессор находится в самой дальней точке системы смазки. Большинство производителей запрещают повышать частоту вращения коленчатого вала при прогреве выше 1000 мин^{-1} , и работу под нагрузкой в этот момент [124].

Рассмотрим влияние нагрузочного режима на параметры комбинированного двигателя, если расчетным является номинальный режим, то есть режим максимальной мощности.

При снижении нагрузки на двигатель снижается и КПД турбокомпрессора, что приводит к снижению общего КПД двигателя. При определенной нагрузке удельный расход топлива двигателя с наддувом сравнится с этим показателем двигателя без наддува (рис. 1.7).

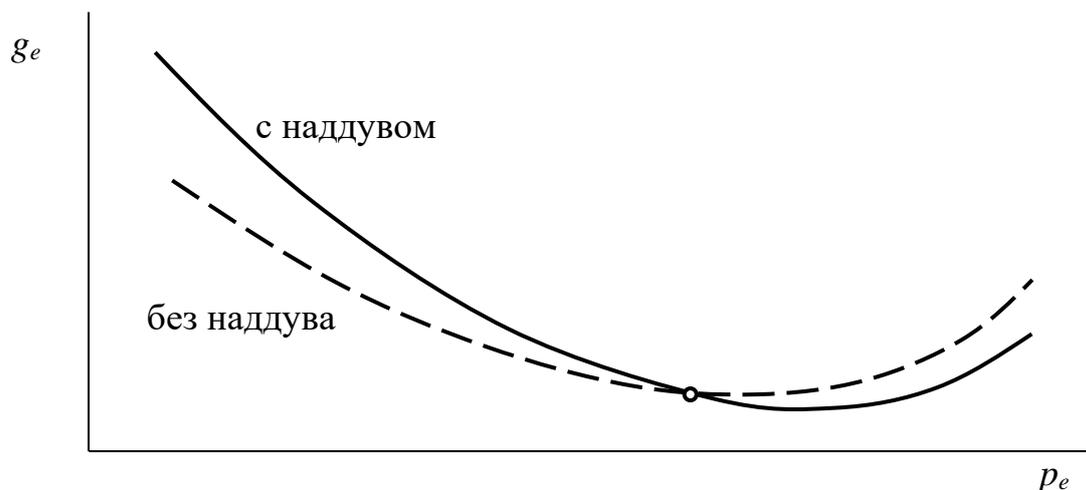


Рисунок 1.7 – Удельный эффективный расход топлива двигателей с наддувом и без наддува

На малых нагрузках частота вращения турбокомпрессора становится низкой, и он становится неэффективным. Это приводит к тому, что компрессор создает дополнительное сопротивление на впуске. Все это вызывает снижение КПД двигателя. Таким образом, на режимах малой нагрузки имеет смысл поток воздуха пускать в обход компрессора.

Использование турбонадува на дизелях мобильной сельскохозяйственной техники

Наибольшее распространение в дизелях мобильной сельскохозяйственной техники получил турбонадув. Так как дизеля сельхозтехники работают на режимах средней и большой мощности, турбокомпрессор работает в эффективной области характеристики.

Турбокомпрессор состоит из турбинного и компрессорного колес, установленных на одном валу. Воздух поступает в компрессор из атмосферы,

сжимается и поступает в цилиндры двигателя. Там он смешивается с топливом, и смесь воспламеняется. Полученное давление заставляет перемещаться поршни, выполняя полезную работу. Отработавшие газы через выпускной клапан покидают двигатель. Попав в выпускной коллектор, они разгоняются и поступают на турбинное колесо и приводят его во вращение. Вращение передается на компрессорное колесо (рис.1.8).

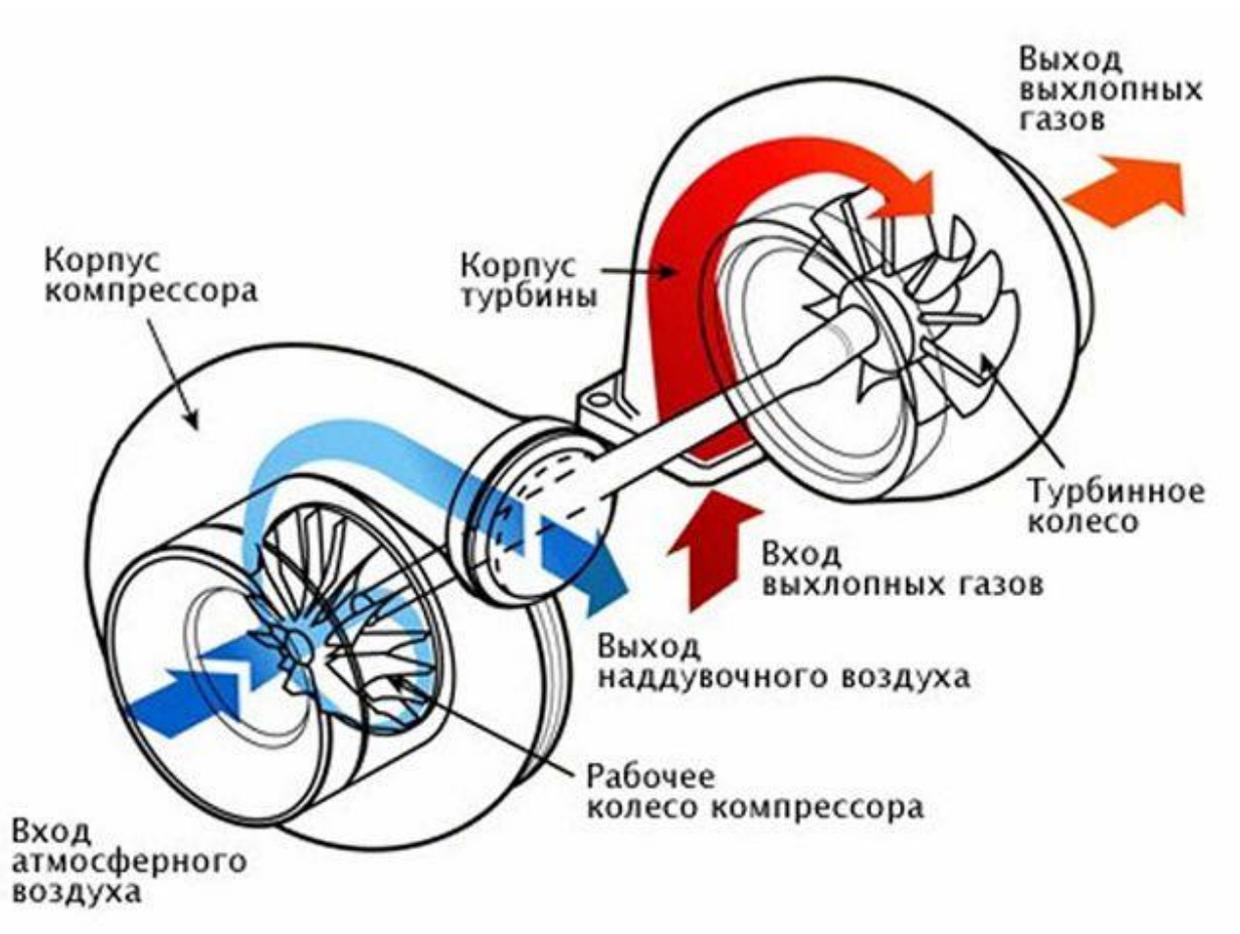


Рисунок 1.8 – Принцип работы турбонаддува на дизелях мобильной сельскохозяйственной техники

Принцип работы турбонаддува имеет два момента, называемые турбоямой и турбоподхватом. Первый момент характеризуется задержкой в работе турбины после увеличения подачи топлива нажатием на педаль газа, так как для разгона ротора выхлопными газами требуется время. Вслед за турбоямой наступает момент турбоподхвата, когда разогнавшийся ротор резко увеличивает подачу воздуха в цилиндры, повышая мощность двигателя [126].

Нарушение работоспособности систем наддува дизелей в процессе эксплуатации

Конструкция турбонагнетателей для дизелей отличается от турбонагнетателей бензиновых двигателей. У них зачастую отсутствуют системы регулирования и ограничения давления, это связано с тем, что в дизелях регулирование ведется за счет изменения количества подаваемого топлива, и двигатель работает с избытком воздуха. В следствии этого в турбонагнетателе применяется меньшее число компонентов, которые могут выйти из строя. В такой системе неисправности связаны с износом и повреждениями подшипникового узла, вала, компрессорного и турбинного колес и их корпусов.

Подшипниковый узел и вал испытывают значительные нагрузки при пуске двигателя, когда наблюдается недостаточная смазка узла и при остановке двигателя сразу после работы под нагрузкой, когда смазка перестает подаваться, а турбина продолжает вращаться по инерции. Также при продолжительной работе двигателя под нагрузкой за счет температуры отработавших газов турбонагнетатель нагревается до высоких температур, что вызывает снижение смазывающей способности масла, а также приводит к появлению отложений в маслопроводах, препятствующих прохождению масла. Все это приводит к ускоренному износу подшипникового узла, в результате которого появляются осевые и радиальные люфты. Это приводит к утечкам масла через уплотнители и попаданию его в турбинную и компрессорную полости, а также, в связи с малыми зазорами между крыльчатками и корпусом, к их механическому повреждению. Масло, попавшее в компрессорную часть, в дальнейшем попадает в камеру сгорания и вызывает появление отложений на впускном клапане и стенках камеры сгорания, а попавшее в турбинную часть, вызывает отложения на турбинном колесе. Также это вызывает ухудшение экологических показателей двигателя.

Вторая значительная проблема связана с условиями работы сельхозтехники. Частая работа в запыленных условиях приводит к забиванию

воздушного фильтра, а, следовательно, и повышению разряжения на впуске, что приводит к негативному влиянию на турбокомпрессор, вплоть до помпажа. Если во впускном тракте между турбонагнетателем и воздушным фильтром имеется негерметичность, то пыль попадает в компрессорную часть и вызывает абразивный износ элементов.

Ухудшение технического состояния турбонагнетателя ведет к снижению эксплуатационных характеристик двигателя и росту затрат. Поэтому отслеживанию состояния турбонаддува уделяется особое внимание.

Проблемы диагностирования транспортных средств, их узлов и агрегатов изучаются в различных организациях. Можно выделить: ВИМ, РГАУ–МСХА имени К.А. Тимирязева, НАМИ, РГАЗУ, МАДГТУ, БГАУ, МГТУ им. Баумана, СибФТИ, ВолГТУ, СибИМЭ, ЮурГАУ, Саратовский ГТУ, ИрНИТУ и другие. За рубежом развитием диагностирования занимаются фирмы, такие как Iveco, Volkswagen, Mercedes, Toyota, GeneralMotors, Deutz, MAN, Diesel&Turbo, Denso, Bosch, Delphi и другие.

Вклад в совершенствование технического диагностирования транспортных средств и ДВС, их механизмов и агрегатов внесли: Александров А.А., Ананьин А.Д., Ахметзянов И.Р., Взоров Б.А., Возницкий И.В., Габитов Э.И., Гребенников А.С., Грехов Л.В., Девянин С.Н., Дидманидзе О.Н., Ждановский Н.С., Иващенко Н.А., Калугин Ф.В., Келер К.А., Крамаренко Г.В., Кривцов С.Н., Луканин В.Н., Макушев Ю.П., Михлин В.М., Никитин Е.А., Обозов А.А., Ольшевский С.Н., Панкратов Г.П., Покровский Г.П., Сидоров В.И., Станиславский Л.В., Тюнин А.А., Чечет В.А., и другие отечественные и зарубежные ученые.

1.3 Управление современными двигателями и использование диагностического разъема для оценки технического состояния агрегатов ДВС

Формирование норм и рекомендаций по стандарту OBD-II велось под

контролем международного общества автомобильных инженеров и агентства по защите окружающей среды при правительстве США при участии CARB. Кроме того, стандарт OBD-II предусматривает наиболее точное и быстрое управление ДВС, трансмиссией, катализатором и иными системами. Для доступа к потоку данных бортового ЭБУ возможно применять не только узконаправленные, но и универсальные сканеры. Все продаваемые в США транспортные средства с 1996 года начали соответствовать нормам стандарта OBD-II.

С 1 января 2000 года в Европе вступил в силу стандарт EOBD (European On Board Diagnostic), являющийся аналогом американского стандарта OBD-II. Процедура диагностики электронных систем автомобиля становится единообразной с применением стандартов EOBD и OBD-II. В настоящее время можно использовать один сканер без специфичных переходников или адаптеров для диагностики различных марок автомобилей.

Стандарт OBD-II требует:

- единый список кодов неисправностей;
- стандартизированный диагностический разъем;
- стандартизованное размещение диагностического разъема;
- фиксация в памяти электронного блока управления значений параметров при проявлении неисправности («замороженный» кадр);
- контроль бортовыми диагностическими средствами состояния компонентов, неисправности которых могут быть причиной увеличения токсичных выбросов в окружающую среду;
- единый протокол обмена данными между системой бортовой диагностики транспортного средства и сканером;
- возможный доступ к параметрам, кодам ошибок, тестирующим процедурам, «замороженным» кадрам, и т.п. с помощью не только специализированных, но и универсальных сканеров;
- стандартизированный список терминов, определений для описания элементов электронных систем транспортного средства, сокращений, а

также кодов неисправностей [88].

Между транспортным средством и диагностическим сканером, обмен информацией производится в соответствии с международным стандартом ISO 1941 и стандартом SAE J1850. Список кодов ошибок и рекомендуемую практику программных режимов работы для сканера определяет стандарт J1979.

В соответствии с условиями, OBD-II бортовой диагностической системе приходится определять понижение качества работы средств доочистки вредных выбросов. Допустим, индикатор неисправности Malfunction Indicator Lamp – MIL включается при возрастании содержания угарного газа или несгоревших углеводородов в выбросах на выходе катализатора более чем в 1,5 раза в сопоставлении с допустимыми концентрациями. Похожие алгоритмы применяются для диагностирования прочего оборудования, неисправность которого способна послужить причиной возрастания вредных выбросов [128].

Структура программного обеспечения систем OBD-II

Программное обеспечение электронного блока управления современного двигателя имеет несколько уровней. Первый уровень — программное обеспечение функций управления, к примеру реализация впрыска топлива или формирование угла опережения зажигания (впрыска для дизелей). Второй уровень — программное обеспечение поддержания работоспособности при выходе из строя компонентов системы. Третий уровень — бортовая самодиагностика и фиксирование неисправностей в основных электрических и электронных узлах и блоках транспортного средства. Четвертый уровень — диагностика и самотестирование в управляющих системах двигателя, неисправность в работе которых может привести к увеличению выбросов автомобильных загрязняющих веществ в окружающую среду [88]. Диагностика и самотестирование в системах OBD-II осуществляется подпрограммой четвертого уровня, которая называется Diagnostic Executive (Diagnostic Executive — исполнитель диагностики) [88]. С помощью

специальных мониторов (emission monitor ЕММ), подпрограмма исполнитель диагностики регулирует до семи всевозможных систем транспортного средства, неисправность в работе которых может привести к возрастанию токсичности выбросов. Восьмой монитор (comprehensive component monitor — ССМ) контролирует другие датчики и исполнительные механизмы, которые не вошли в имеющиеся семь систем пользователя. Алгоритмы диагностики выполняются в фоновом режиме, чтобы не влиять на выполнение функций управления - основных задач блока управления. Контроль осуществляется без участия оператора.

Во время поездки любой из мониторов может провести тестирование лишь раз. Параметром для активации теста могут служить различные показатели: время с момента пуска двигателя, частота вращения количества вала, температура охлаждающей жидкости и динамика её изменения, положение дроссельной заслонки, скорость движения и другие [88].

1.4 Выводы по первой главе

1. Техническое состояние двигателя и оптимизация его регулировок оказывает существенное влияние на мощностные и экономические показатели двигателя, а, следовательно, и техники при выполнении технологических операций, работа которой влияет на затраты процесса производства продукции.

2. Оценка технического состояния и правильность установленных регулировок двигателя принято анализировать по его характеристикам, получаемым при проведении стендовых испытаний, что требует исключения на этот период техники от работы и не позволяет оперативно оценивать техническое состояние. Такой процесс требует высоких трудозатрат и времени отчуждения техники от технологического процесса.

3. Изменение технического состояния двигателя в процессе эксплуатации техники оказывает влияние на расход топлива и давление

наддува двигателя с ТКР. Для анализа эффективности работы двигателя по удельному эффективному расходу двигателя и (или) давлению наддува в процессе эксплуатации техники необходимо иметь возможность получать контрольное или базовое значение показателя для данного режима работы и значение в данный момент измерений для их сравнения.

4. В процессе эксплуатации техники работа двигателя может осуществляться во всей области рабочих режимов, для описания изменения расхода топлива или давления наддува необходимо иметь базовые значения по многопараметровой характеристике двигателя.

5. Современная техника оснащается двигателями с электронным управлением, использующим для управления шину данных. К шине данных имеет подключение диагностический разъем, через который можно просматривать регистрировать для дальнейшего анализа данные с системы управления в процессе эксплуатации техники.

6. Возможность получения диагностического показателя в процессе эксплуатации на различных режимах работы и сравнение этого показателя с со значениями по базовой характеристике позволит оперативно оценивать техническое состояние двигателя и своевременно проводить его техническое обслуживание, повышая коэффициент технической готовности техники и снижать затраты на ее эксплуатацию.

На основании проведенного анализа сформулированы следующие задачи исследований.

1. Разработать методику сбора и предварительной обработки данных CAN-шины в процессе эксплуатации трактора.
2. Разработать методику получения базовой многопараметровой характеристики двигателя по данным CAN-шины и ее использования для диагностических целей.
3. Разработать методику получения контрольных значений давления наддува в процессе эксплуатации техники и их использования для оценки технического состояния двигателя.

4. Провести экспериментальную проверку оценки технического состояния двигателя с использованием базовой многопараметровой характеристики по давлению наддува.

Глава 2 Использование диагностического разъема для оценки технического состояния ДВС и его агрегатов

2.1 Данные CAN-шины и возможность их считывания для дальнейшей обработки

В современных автомобилях и тракторах устанавливается большое количество электронных блоков управления. Все блоки обмениваются данными друг с другом. При обычной передаче данных каждый блок связан с каждым из остальных отдельной линией передачи данных. С ростом числа электронных блоков управления, увеличивается количество линий данных. Это ведет к усложнению системы и снижению её надежности. В настоящее время в промышленной автоматизации, технологиях домашней автоматизации, автомобильной промышленности и многих других областях широко распространён стандарт CAN (англ. Controller Area Network — сеть контроллеров), разработанный компанией Robert Bosch GmbH в середине 1980-х. Применение этого стандарта позволило сократить количество линий данных до одной шины (рисунок 2.1) [11].

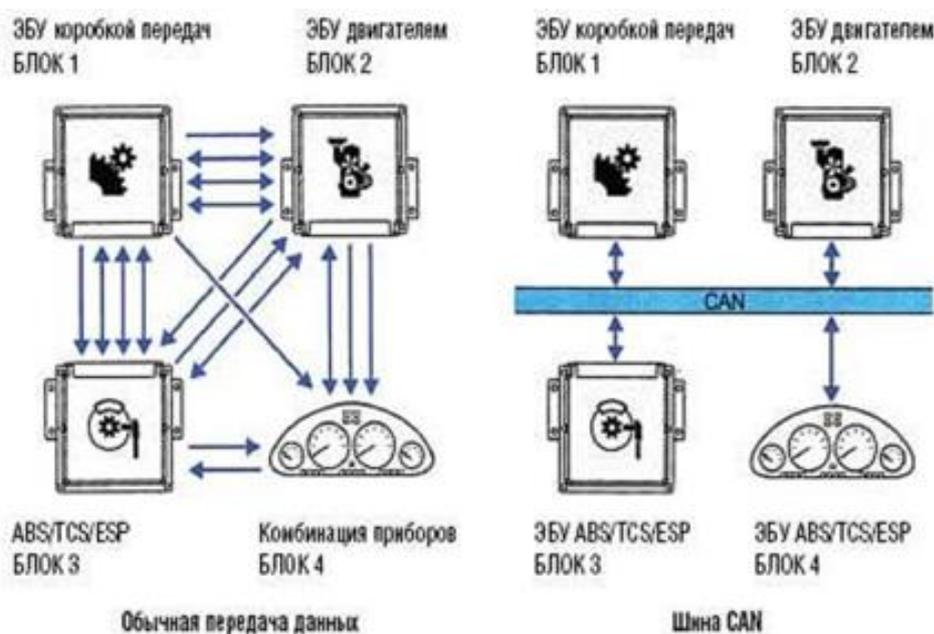


Рисунок 2.1 – Преимущество единой шины данных

Стандарт CAN компании Robert Bosch GmbH определяет программный уровень передачи данных, не привязанный к какому-то определенному физическому уровню, он может быть любым – проводным, оптоволоконным или радиоканальным. Наибольшее распространение получила топология «шина» с физическим уровнем в виде дифференциальной пары, определённым в стандарте ISO 11898.

CAN является синхронной шиной с типом доступа Collision Resolving (CR, разрешение коллизии), который, в отличие от Collision Detect (CD, обнаружение коллизии) сетей (Ethernet), детерминировано (приоритетно) обеспечивает доступ на передачу сообщения, что особо ценно для промышленных сетей управления (fieldbus). Передача ведётся кадрами. Полезная информация в кадре состоит из идентификатора длиной 11 бит (стандартный формат) или 29 бит (расширенный формат, надмножество предыдущего) и поля данных длиной от 0 до 8 байт. Идентификатор говорит о содержимом пакета и служит для определения приоритета при попытке одновременной передачи несколькими сетевыми узлами [128].

Основными протоколами являются SAEJ1979 для легкового транспорта и SAEJ1939 для грузового транспорта, сельскохозяйственной и специализированной техники.

Рассматривая передачу данных по протоколу SAEJ1939 следует отметить, что данный протокол в качестве канального уровня использует коммуникационную шину CAN стандарта CAN 2.0b. Используются только расширенные идентификаторы (29 бит). Данные передаются кадрами строго определённого формата и размера (Рисунок 2.2) [10].

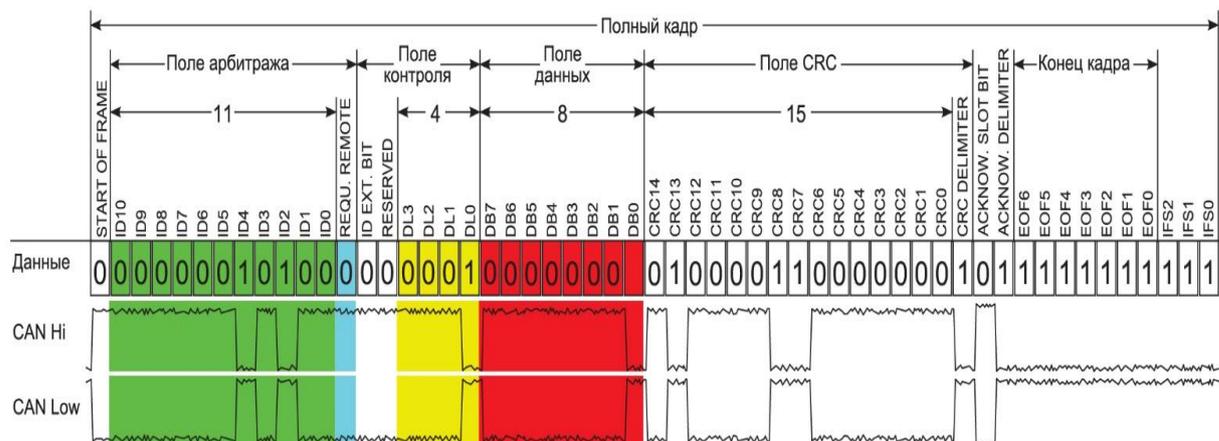


Рисунок 2.2 – Кадр данных шины CAN с разбиением его на информационные участки.

Существует несколько способов считывания данных, передаваемых по CAN шине транспортного средства:

- Диагностический сканер
- CAN-sniffer
- Осциллограф
- Логический анализатор

Диагностический сканер позволяет получать любые данные от любого блока управления и отображает их в преобразованном, удобном для дальнейшего использования виде, т.е. температура отображается в градусах Цельсия, напряжение в Вольтах, скорость в км/ч и т.д. Такие сканеры поддерживают несколько протоколов связи, поэтому могут использоваться на различных транспортных средствах. Но также есть ряд недостатков.

Не все диагностические сканеры позволяют записывать данные, многие могут их только выводить на монитор. Также для отображения некоторых параметров, диагностический сканер отправляет запрос электронному блоку управления на передачу этого параметра, т.е. вмешивается в нормальную работу шины. Этих проблем лишены такие устройства, как CAN-sniffer. Оно подключается к диагностическому разъему, «слушает» CAN шину, преобразует транслирующиеся по шине пакеты согласно заложенному в устройство протоколу и отправляет в последовательный порт компьютера.

Недостатком такого устройства является его работа только с одним протоколом, заложенным в нем.

Для работы с другим протоколом необходимо другое такое же устройство. Следующим способом является использование осциллографа. Он позволяет измерять напряжение сигналов во времени, современные модели позволяют записывать измеренные сигналы в файл. За счет большого входного сопротивления осциллографа, порядка 1 Мом, он не оказывает электрического воздействия на шину, тем самым не может повлиять на её работу. Недостатком является низкая длительность выборки. Осциллограф подходит для записи одиночных кадров, а не их последовательности.

Для записи длительных последовательностей пакетов данных подходит логический анализатор. Это устройство позволяет записывать измерения цифрового сигнала любой длительности. Также, как и осциллограф он имеет большое входное сопротивление и не может оказывать воздействие на шину. Длительность записи ограничена только объемом свободного пространства на жестком диске компьютера. Отличием от осциллографа является возможность декодировать принятые данные в программном обеспечении анализатора на компьютере, среди этих протоколов есть протокол CAN. После декодирования полученные пакеты можно экспортировать в файл для последующей обработки. Недостатком является необходимость дальнейшей расшифровки полученных данных в соответствии с протоколом передачи данных.

Для дальнейшего исследования для записи данных был выбран логический анализатор. При его использовании данные записываются с той же периодичностью, с которой они передаются блоком управления, а также он позволяет отображать данные, передаваемые в пакетах.

2.2 Преобразование считанных данных CAN-шины для возможности их анализа

Данные в пакетах передаются в зашифрованном виде, для дальнейшего использования их необходимо преобразовать. Каждый пакет состоит из нескольких полей:

- Поле арбитража
- Поле контроля
- Поле данных
- Поле контрольной суммы

Поле арбитража определяет приоритет пакетов, а также хранит уникальный идентификатор пакета. В нем хранится указатель на электронный блок управления, который ведет передачу, а также список параметров, передаваемых в этом пакете. Поле контроля содержит в себе информацию о длине поля данных, которое может быть от 0 до 8 байт. Поле данных содержит в себе значения параметров, передаваемых в этом пакете. Поле контрольной суммы содержит в себе контрольную сумму всего пакета и служит для проверки целостности данных в пакете.

Рассмотрим пример расшифровки данных пакета на примере протокола SAEJ1939, используемого на грузовых автомобилях, сельскохозяйственной и строительной технике. Протокол включает в себя несколько стандартов (каждый регламентируется отдельным документом SAE J1939-xx), основанных на 7-уровневой модели ISO/OSI:

- SAE J1939-1x — Physical Layer (физический уровень): определяет электрический интерфейс и физическую среду
- SAE J1939-21 — Data Link Layer (канальный уровень): определяет обмен данными по CAN согласно спецификации CAN 2.0b
- SAE J1939-31 — Network Layer (сетевой уровень): в основном описывает функциональность моста для обмена сообщениями между двумя сегментами сети

- SAE J1939-4x — Transport Layer (транспортный уровень): описывает сетевые сервисы для режима запроса сообщений, передачи уведомлений и мультипакетной передачи больших блоков данных
- SAE J1939-71 — Vehicle Application Layer (прикладной уровень): описывает фактические данные (параметры или переменные сети с диапазоном значений, разрешением, физическим модулем и типом передачи). Каждое сообщение имеет однозначную ссылку по номеру (номер группы параметров PGN)

Уровни 5 (Session) и 6 (Presentation) стандартом J1939 не используются.

В документе SAE J1939-71 содержится информация о соответствии номера группы параметров (PGN) и уникальными цифровыми идентификаторами параметров. Первые два байта идентификатора пакета содержат информацию о передающем устройстве, следующие 4 байта являются номером группы параметров (PGN), как показано, например, на рисунке 2.3.



Рисунок 2.3 – Структура кодировки идентификатора протокола J1939 шины CAN

По шине данных в процессе работы двигателя идет постоянный обмен информацией между центральным процессором и блоками отдельных узлов, датчиками, коммутаторами исполнительных элементов и т.п. Данные передаются в кодированном виде и для правильной расшифровки передаваемых данных необходимо знать структуру кадра данных. В таблице 2.1 и на рисунке 2.4 представлены структура данных, передаваемые в кадре по шине данных с идентификатором 0x0CF00400.

Таблица 2.1– Сводная таблица расшифровки пакета шины CAN

Тип поля данных	Двоичная система исчисления	Шестнадцатеричная система исчисления
Идентификатор	1100111100000000010000000000	0x0CF00400
Размер поля данных	1000	0x8
Поле данных 1 байт	0000 0011	0x03
2 байт	1110 0001	0xE1
3 байт	1001 1001	0x99
4 байт	1111 0000	0xF0
5 байт	0010 1110	0x2E
6 байт	1111 1111	0xFF
7 байт	1111 1111	0xFF
8 байт	1111 1111	0xFF
Контрольная сумма (CRC)	0110001110110100	0x63B4
Промежуток подтверждения (АСК)	0	0x0

По соответствующему номеру группы параметров в документе определяются параметры, передаваемые в этом пакете, размер параметра в байтах, разрешение и смещение каждого из параметров. В пакете передаются только положительные числа от 0 до 255, если передаваемое число больше 255, то такое число передается в двух или четырёх байтах в зависимости от размера. Если передаваемое число может принимать отрицательные значения, то вводится смещение. Так, например, для температуры охлаждающей жидкости введено смещение -40 градусов Цельсия.

pgn61444 - Electronic Engine Controller 1 - EEC1 -

Transmission Repetition Rate:	engine speed dependent		
Data Length:	8 bytes		
Data Page:	0		
PDU Format:	240		
PDU Specific:	4		
Default Priority:	3		
Parameter Group Number:	61444 (00F004 ₁₆)		
Bit Start Position /Bytes	Length	SPN Description	SPN
1.1	4 bits	Engine Torque Mode	899
2	1 byte	Driver's Demand Engine - Percent Torque	512
3	1 byte	Actual Engine - Percent Torque	513
4-5	2 bytes	Engine Speed	190
6	1 byte	Source Address of Controlling Device for Engine Control	1483
7.1	4 bits	Engine Starter Mode	1675
8	1 byte	Engine Demand - Percent Torque	2432
Engine related parameters			

Рисунок 2.4 – Структура данных, передаваемых в пакете с идентификатором 0x0CF00400.

Далее по номеру параметра SPN определяется разрешение и смещение параметра, а также его размер. В параметре с номером SPN512 передается запрошенная водителем нагрузка двигателя, формируемая на основе входных данных от электронных систем органов управления МЭС по отношению к силовому агрегату, как показано на рисунке 2.5.

spn512 - Driver's Demand Engine - Percent Torque - The requested torque output of the engine by the driver. It is based on input from the following requestors external to the powertrain: operator (via the accelerator pedal), cruise control and/or road speed limit governor. Dynamic commands from internal powertrain functions such as smoke control, low- and high-speed engine governing; ASR and shift control are excluded from this calculation. The data is transmitted in indicated torque as a percent of the reference engine torque. See PGN 65251 for the engine configuration message. Several status bits are defined separately to indicate the request which is currently being honored. This parameter may be used for shift scheduling.

Data Length:	1 byte
Resolution:	1 %/bit , -125% offset
Data Range:	-125 to 125 %
Operating Range:	0 to 125%
Type:	Measured
Suspect Parameter Number:	512
Parameter Group Number:	[61444]

Рисунок 2.5 – Параметр с номером spn512.

В таблице 2.2 приведен фрагмент обработанных данных, записанных с CAN шины трактора.

Таблица 2.2– Сводная таблица фрагмента расшифровки информации шины
CAN

Time[s]	n, частота вращения двигателя об/мин	M, нагрузка на двигатель %	Gt, Расход топлива л/ч	Dt, Положение педали акселератора %	V, Скорость км/ч	Pk, Давление наддува кПа
21,98248	1239,25	24	7,85	27,6	7,554688	104
22,00227	1237,25	26	7,85	27,6	7,554688	104
22,02234	1235,5	26	8,35	27,6	7,605469	104
22,04227	1235,125	27	8,35	27,6	7,605469	104
22,0623	1235,375	28	8,35	27,6	7,605469	104
22,08235	1234,875	28	8,35	27,6	7,605469	104
22,10239	1236,125	29	8,35	27,6	7,605469	104
22,12233	1239,5	28	7,7	27,6	7,707031	106
22,14234	1242,25	27	7,7	27,6	7,707031	106
22,16234	1244,5	27	7,7	27,6	7,707031	106

Для компьютерной обработки данных, получаемых с CAN-шины и декодирования в десятичную систему счисления была разработана «Программа для декодирования протокола SAE J1939 CAN-шины», которая в дальнейшем использовалась в работе. Программа позволяет декодировать получаемый с CAN-шины поток данных от электронных блоков управления по протоколу SAE J1939.

После запуска программы в отрывающемся диалоговом окне в списке файлов выбирается CSV-файл, содержащий в себе набор кадров, полученных с CAN-шины. Файл должен находиться в папке «data», находящейся в одной директории с программой. Далее по нажатию кнопки «DECODE» происходит чтение этого файла, декодирование показателей в соответствии с их идентификаторами и создание нового CSV-файла, с преобразованными значениями определенных параметров, таких как:

- частота вращения двигателя (об/мин),

- нагрузка на двигатель (%),
- температура охлаждающей жидкости (°C),
- расход топлива (л/ч),
- положение педали акселератора (%),
- скорость движения (км/ч),
- давление наддува (кПа),
- давление масла в системе смазки (кПа).

По окончании декодирования появляется сообщение о завершении процесса («Decoding done»).

Программа создана на языке программирования – Processing. Объем программы для ЭВМ составляет 69 Кб. Текст программы приведен в приложении 1.

По результатам работы с программой получены данные и зарегистрирована база данных «Параметры наддува двигателя Deutz BF 6M 2012 С трактора Terrio в процессе эксплуатации» (Свидетельство № 2025621326), использованная в исследованиях по диссертации.

2.3 Использование преобразованных данных для возможности анализа технического состояния двигателя и трактора.

Системный подход к разработке технологии диагностирования машин за исходный принцип принимает учет специфики состояния конкретной машины и высокое качество проверки при минимальной трудоемкости. В результате такого системного подхода создается гибкая универсальная технология, отражающая все возможное многообразие ситуаций и учитывающая каждый результат предшествующей операции проверки [105].

Техническое диагностирование организуют так, чтобы с минимальными затратами труда решить следующие задачи [105]:

- проверить определенную совокупность параметров и качественных признаков технического состояния машины и принять решение

о необходимости восстановления до номинального значения тех параметров, которые вышли за допусковые пределы;

- при устранении последствий отказа машины проверить правильность функционирования, найти неисправность и принять решение о восстановлении работоспособности машины;

- после достижения машиной доремонтной или послеремонтной наработки проверить работоспособность и правильность функционирования, получить информацию для прогнозирования остаточного ресурса и при необходимости подготовить (принять) решение по восстановлению ресурса машины или ее составных частей;

- при ремонте определить необходимость полной разборки и проведения капитального ремонта узлов и агрегатов (предремонтное диагностирование), оценить качество ремонта машин и агрегатов (послеремонтное).

Основными факторами, оказывающими влияние на стоимость диагностирования, являются продолжительность или трудоемкость этого процесса, балансовая стоимость технических средств, а также их годовой фонд рабочего времени [105].



Рисунок 2.6 – Основные пути сокращения трудоемкости диагностирования.

Работы подготовительного этапа зависят от целей диагностирования. Так, для диагностирования при ТО-3 выполняют полный объем работ и составляют примерный план регламентированных работ. При заявочном диагностировании эти работы касаются только неисправного агрегата.

К подготовительному этапу относятся [105]:

- получение информации у тракториста о техническом состоянии сборочных единиц, систем и агрегатов;
- ознакомление с документами о наработке или расходе топлива и т.д.;
- разработка предварительного плана диагностирования;
- проведение внешнего осмотра с выявлением подтеков топлива, масла, электролита, охлаждающей и тормозной жидкостей, состояние крепежных деталей и др.;
- развертывание диагностического оборудования и подключение датчиков;
- прогрев двигателя.

В основной части агрегаты трактора выводят на режимы, установленные планом и определяют необходимые параметры. Набор параметров определяют при составлении предварительного и уточненного планов. После анализа полученных данных делают заключение о состоянии агрегатов и определяют необходимость проведения дополнительных проверок.

Проанализировав работу всех агрегатов делается вывод о наличии неисправностей, неточностей регулировок. Составляется план мероприятий для восстановления уровня технического состояния.

К основному этапу относятся:

- вывод двигателя на требуемые режимы;
- оценка качественных признаков неисправностей в процессе работы трактора: вибрация, биение вращающихся деталей, нагрев корпусных деталей, шум, специфический запах и пр.;

- инструментальное диагностирование по обобщенным параметрам технического состояния агрегатов;
- инструментальное диагностирование по частным параметрам технического состояния агрегатов в целях выявления неисправностей.

В конце проводятся сложные регулировки, отключается диагностическое оборудование, устранение выявленных неисправностей. Затем создается перечень рекомендаций по эксплуатации.

К заключительному этапу относятся:

- свертывание диагностического оборудования и подключенных датчиков;
- проведение сложных регулировок, по возможности устранение выявленных неисправностей;
- определение остаточного ресурса составных частей диагностируемых агрегатов;
- составление рекомендаций о виде и объеме необходимых ремонтных и обслуживающих работ на основе проведенного технического диагностирования;

В конце заполняется техническая документация, диагностическая карта. На основе данной документации выдаются необходимые запасные части и расходные материалы и проводятся необходимые ремонтные работы.

2.4 Выводы по второй главе

На основании проведенных теоретических исследований можно сделать следующие выводы:

1. В процессе считывания данных информационной шины необходимо учитывать, что передача данных по протоколу осуществляется по SAEJ1939 и данный протокол в качестве канального уровня использует коммуникационную шину CAN стандарта CAN 2.0b. Используются

только расширенные идентификаторы (29 бит). Данные передаются кадрами строго определённого формата и размера.

2. Разработанная программа для декодирования протокола SAE J1939 CAN-шины, позволяет декодировать получаемый с CAN-шины поток данных от электронных блоков управления по протоколу SAE J1939. В процессе считывания данных и их преобразования можно получать массивы данных, включающих: время регистрации, расход топлива, температуру охлаждающей жидкости, абсолютное давление наддува, давление масла, частоту вращения, нагрузку двигателя, скорости движения и др.
3. Преобразованные данные представляют собой массивы данных, которые могут быть переданы, например, в электронные таблицы Excel для дальнейшей обработки с целью определения значения диагностического показателя и др.
4. Для получения значений базовой многопараметровой характеристики двигателя и диагностического показателя по полученным данным в процессе эксплуатации техники необходимо разработать методики их обработки и представления.

Глава 3 Методика получения многопараметровой характеристики

3.1 Получение области рабочих режимов работы двигателя с разбивкой на зоны для дальнейшей обработки.

В процессе работы трактора были считаны данные с CAN-шины в течение 208 с, которые представлены в виде маркеров на области рабочих режимов двигателя – рисунок 3.1. По горизонтальной оси отложена частота вращения двигателя (единицы измерения - обороты в минуту), по вертикальной оси – нагрузка на двигатель (единицы измерения - проценты).

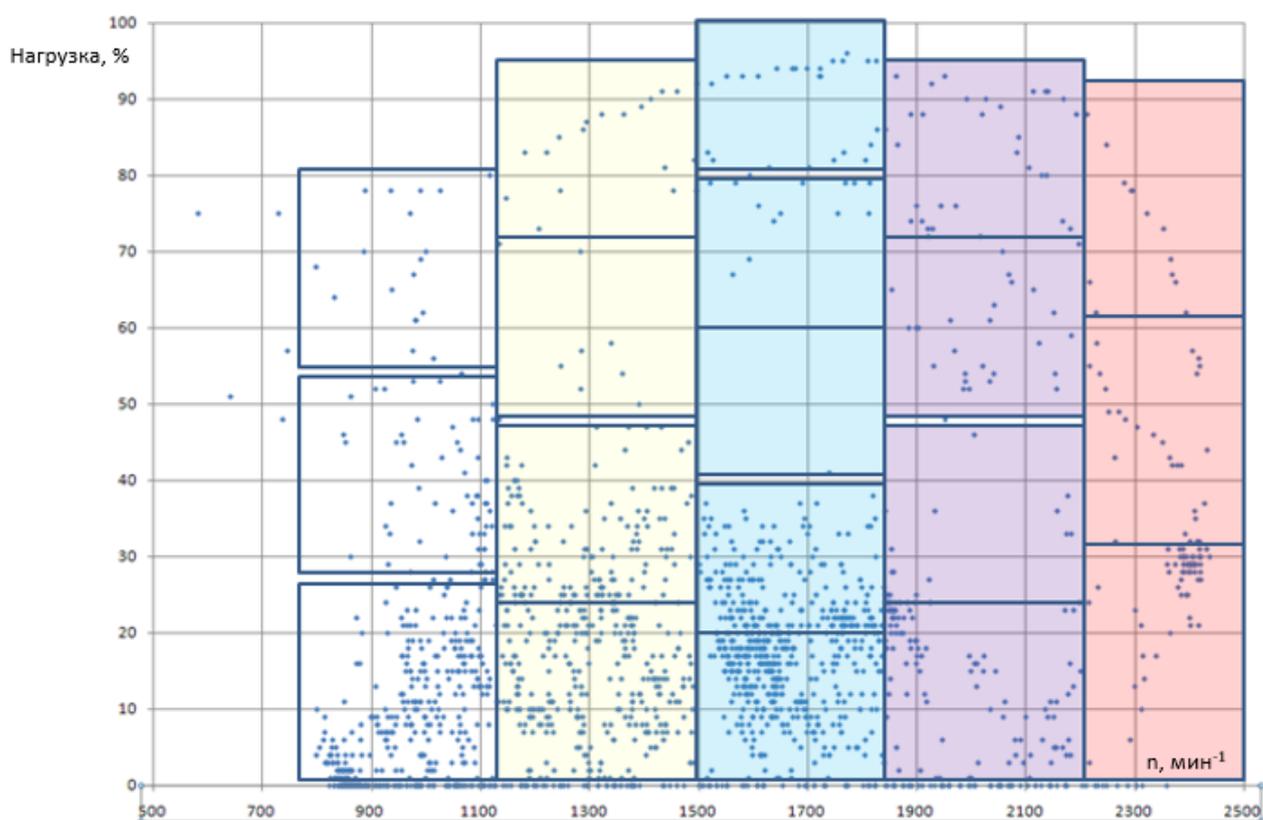


Рисунок 3.1 – Область зарегистрированных режимов с разбивкой на зоны.

Массив зарегистрированных данных включал 30180x16 (30180 строк и 16 столбцов массива) значений данных. регрессионный анализ такого массива данных для получения уравнения регрессии не только бортовым компьютером, но и современными программными средствами достаточно проблематичен. Поэтому, для достижения поставленной цели предлагается

анализировать отдельные зоны области рабочих процессов с количеством зарегистрированных режимов (строк) не более 250. Для каждой зоны получить уравнение регрессии, используя которое определить расчетное значение искомой величины для выбранной частоты вращения и нагрузки в данной зоне. По полученным расчетным значениям для каждой зоны провести регрессионный анализ для всей области рабочих режимов двигателя и получить математическое описание искомой функции (уравнение регрессии) для всей области режимов.

На основании описанного подхода было получено математическое описание изменения удельного расхода топлива в следующей последовательности.

1. Область рабочих режимов была разбита следующим образом - по частоте вращения (ось абсцисс, рис.1) на 5 диапазонов 750 - 1100, 1101 - 1450, 1451 - 1800, 1801 - 2150, 2151 - 2500 мин⁻¹, которые условно обозначены *a*, *b*, *c*, *d* и *e*, соответственно. Каждая из пяти областей дополнительно разбита по нагрузке (ось ординат), руководствуясь плотностью данных. Первая (*a*) и пятая (*e*) области разбита на 3 части, вторая (*b*) и четвертая (*d*) – на 4 части, третья (*c*) – на 5 частей, как показано на рисунке 1. Условное обозначение каждой области определяется диапазоном по частоте вращения (*a...e*) и нумерацией по нагрузке (*1...5*) начиная с 0%.

3.2 Методика обработки массива данных для получения уравнений регрессии

Оценка уравнения регрессии.

Определим вектор оценок коэффициентов регрессии. Согласно методу наименьших квадратов [46], вектор *s* получается из выражения:
$$s = (X^T X)^{-1} X^T Y$$

Умножаем матрицы, $(X^T X)$ и в матрице, $(X^T X)$ число итераций равно 249, лежащее на пересечении 1-й строки и 1-го столбца, получено как сумма

произведений элементов 1-й строки матрицы X^T и 1-го столбца матрицы X . Умножаем матрицы, $(X^T Y)$ и находим обратную матрицу $(X^T X)^{-1}$.

Вектор оценок коэффициентов регрессии равен $Y(X) = (X^T X)^{-1} X^T Y$

Матрица парных коэффициентов корреляции R .

Число наблюдений $n = 249$. Число независимых переменных в модели равно 5, а число регрессоров с учетом единичного вектора равно числу неизвестных коэффициентов. С учетом признака Y , размерность матрицы становится равным 7. Матрица, независимых переменных X имеет размерность (249 × 7).

Найдем парные коэффициенты корреляции.

$$r_{xy} = \frac{\bar{x} \cdot \bar{y} - \bar{x} \cdot \bar{y}}{s(x) \cdot s(y)} \quad (3.1)$$

Таблица 3.1 – Дисперсии и среднеквадратические отклонения

Признаки x и y	$D(x) = \frac{\sum x_i^2}{n} - \bar{x}^2$	$D(y) = \frac{\sum y_i^2}{n} - \bar{y}^2$	$s(x) = \sqrt{D(x)}$	$s(y) = \sqrt{D(y)}$
-------------------	---	---	----------------------	----------------------

Частные коэффициенты корреляции.

Коэффициент частной корреляции отличается от простого коэффициента линейной парной корреляции тем, что он измеряет парную корреляцию соответствующих признаков (y и x_i) при условии, что влияние на них остальных факторов (x_j) устранено. На основании частных коэффициентов можно сделать вывод об обоснованности включения переменных в регрессионную модель. Если значение коэффициента мало или он незначим, то это означает, что связь между данным фактором и результативной переменной либо очень слаба, либо вовсе отсутствует, поэтому фактор можно исключить из модели. Частные коэффициенты корреляции вычисляются по формуле:

$$r_{ij,s} = - \frac{R_{ij}}{\sqrt{R_{ii} \cdot R_{jj}}} \quad (3.2)$$

где R_{ij} - алгебраическое дополнение элемента r_{ij} матрицы R .
 При сравнении коэффициентов парной и частной корреляции видно, что из-за влияния межфакторной зависимости между x_i происходит завышение оценки тесноты связи между переменными.

Модель регрессии в стандартном масштабе.

Модель регрессии в стандартном масштабе предполагает, что все значения исследуемых признаков переводятся в стандарты (стандартизованные значения) по формулам:

$$t_j = \frac{x_{ji} - \bar{x}_j}{S(x_j)} \quad (3.3)$$

где x_{ji} - значение переменной x_{ji} в i -ом наблюдении.

$$t_y = \frac{y_i - \bar{y}}{S(y)} \quad (3.4)$$

Таким образом, начало отсчета каждой стандартизованной переменной совмещается с ее средним значением, а в качестве единицы изменения принимается ее среднее квадратическое отклонение S .

Если связь между переменными в естественном масштабе линейная, то изменение начала отсчета и единицы измерения этого свойства не нарушат, так что и стандартизованные переменные будут связаны линейным соотношением:

$t_y = \sum \beta_{jtxj}$ Для оценки β -коэффициентов применим МНК. При этом система нормальных уравнений будет иметь вид:

$$\begin{aligned} r_{x_1y} &= \beta_1 + r_{x_1x_2} \cdot \beta_2 + \dots + r_{x_1x_m} \cdot \beta_m \\ r_{x_2y} &= r_{x_2x_1} \cdot \beta_1 + \beta_2 + \dots + r_{x_2x_m} \cdot \beta_m \\ \dots \\ r_{x_my} &= r_{x_mx_1} \cdot \beta_1 + r_{x_mx_2} \cdot \beta_2 + \dots + \beta_m \end{aligned}$$

Найденные из данной системы β -коэффициенты позволяют определить значения коэффициентов в регрессии в естественном масштабе по формулам:

$$b_j = \beta \cdot \frac{S(y)}{S(x_j)} \quad (3.5)$$

$$a = y - \sum b_j \cdot x_j \quad (3.6)$$

Анализ параметров уравнения регрессии.

Перейдем к статистическому анализу полученного уравнения регрессии [6]: проверке значимости уравнения и его коэффициентов, исследованию абсолютных и относительных ошибок аппроксимации. Для несмещенной оценки дисперсии сделаем следующие вычисления:

Несмещенная ошибка $\varepsilon = Y - Y(x) = Y - X*s$ (абсолютная ошибка аппроксимации)

Средняя ошибка аппроксимации

$$A = \frac{\sum |\varepsilon:Y|}{n} \cdot 100\% \quad (3.7)$$

Оценка дисперсии равна:

$$s_e^2 = (Y - Y(X))^T (Y - Y(X)) \quad (3.8)$$

Несмещенная оценка дисперсии равна:

$$s^2 = \frac{1}{n - m - 1} \cdot s_e^2 \quad (3.9)$$

Оценка среднеквадратичного отклонения (*стандартная ошибка для оценки Y*):

$$S = \sqrt{s^2} \quad (3.10)$$

Найдем оценку ковариационной матрицы вектора $k = S^2 \cdot (X^T X)^{-1}$

Дисперсии параметров модели определяются соотношением $S^2_i = K_{ii}$, т.е. это элементы, лежащие на главной диагонали.

Проверка общего качества уравнения множественной регрессии.

F-статистика. Критерий Фишера.

$$R^2 = 1 - \frac{s_e^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2} \quad (3.11)$$

Проверим гипотезу об общей значимости - гипотезу об одновременном равенстве нулю всех коэффициентов регрессии при объясняющих переменных:

$H_0: R^2 = 0; \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_m = 0. H_1: R^2 \neq 0.$

Проверка этой гипотезы осуществляется с помощью F-статистики распределения Фишера (правосторонняя проверка).

Если $F < F_{кр} = F_{\alpha; n-m-1}$, то нет оснований для отклонения гипотезы H_0 .

$$F = \frac{R^2}{1-R^2} \cdot \frac{n-m-1}{m} \quad (3.12)$$

Поскольку фактическое значение $F > F_{кр}$, то коэффициент детерминации статистически значим и уравнение регрессии статистически надежно (т.е. коэффициенты b_i совместно значимы).

Оценка значимости дополнительного включения фактора (частный F-критерий).

Необходимость такой оценки связана с тем, что не каждый фактор, вошедший в модель, может существенно увеличить долю объясненной вариации результативного признака [7]. Это может быть связано с последовательностью вводимых факторов (т. к. существует корреляция между самими факторами).

Мерой оценки значимости улучшения качества модели, после включения в нее фактора x_j , служит частный F-критерий – F_{xj} :

$$F_{xj} = \frac{R^2 - R^2(x_1, x_n)}{1 - R^2} (n - m - 1) \quad (3.13)$$

где m – число оцениваемых параметров. В числителе - прирост доли вариации y за счет дополнительно включенного в модель фактора x_j .

Если наблюдаемое значение F_{xj} больше $F_{кр}$, то дополнительное введение фактора x_j в модель статистически оправдано. Частный F-критерий оценивает значимость коэффициентов «чистой» регрессии (b_j). Существует взаимосвязь между частным F-критерием - F_{xj} и t-критерием, используемым для оценки значимости коэффициента регрессии при j -м факторе:

$$t(b_j = 0) = \sqrt{F_{xj}} \quad (3.14)$$

Сравним наблюдаемое значение частного F-критерия с критическим: $F_{x_1} > 0$, следовательно, фактор x_1 целесообразно включать в модель после введения факторов x_j .

$$F_{x_2} = \frac{0.9862 - 0.929}{1 - 0.9862} \cdot (249 - 5 - 1) = 996.784 \quad (3.15)$$

3.3 Получение уравнений регрессии для каждой зоны области рабочих режимов

Для каждой из полученных зон, было получено уравнение регрессии в соответствии с известной методикой регрессионного анализа данных [19], которая состояла в следующем.

а. Создана матрица зависимости часового расхода топлива от частоты вращения и нагрузки двигателя. Используются следующие переменные – Y (вектор-столбец расхода топлива), X (матрица данных для 5 показателей), A (вектор-столбец коэффициентов регрессии). В уравнениях 1, показан общий вид этих матриц.

$$Y = \begin{pmatrix} y_1 \\ \dots \\ y_5 \end{pmatrix}; X = \begin{pmatrix} x_{11} & \dots & x_{m1} \\ \dots & \dots & \dots \\ x_{15} & \dots & x_{m5} \end{pmatrix}; A = \begin{pmatrix} a_0 \\ \dots \\ a_5 \end{pmatrix} \quad (3.16)$$

б. В результате корреляционного анализа определены основные параметры уравнения регрессии, влияющие на значимость уравнения. Этими параметрами являлись:

- x_1 – частота вращения, мин^{-1} ;
- x_2 – нагрузка (крутящий момент двигателя), %;
- x_3 – произведение x_1 на x_2 ;
- x_4 – квадрат частоты вращения;
- x_5 – квадрат нагрузки.

По факту использовались только 2 фактора – частота вращения и крутящий момент, т.к. в процессе регистрации данных двигатель был прогрет

(температура менялась в диапазоне 75...80 °С), вязкость моторного масла не оказывала влияния и фактор теплового состояния оказался не влияющим.

Таким образом, с помощью программы статистической обработки данных уравнение регрессии искалось в следующем виде:

$$Y = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_4 \cdot x_4 + a_5 \cdot x_5 \quad (3.17)$$

с. В результате множественного регрессионного анализа для каждой зоны, имеющей более 7 зарегистрированных режимов, получены уравнения регрессии в виде зависимости:

$$G_{\text{то}} = A_0 + A_1 \cdot n + A_2 \cdot M_{\text{ко}} + A_3 \cdot n \cdot M_{\text{ко}} + A_4 \cdot n^2 + A_5 \cdot M_{\text{ко}}^2 \quad (3.18)$$

где: $G_{\text{то}}$ – объемный часовой расход топлива, л/ч;

n – частота вращения, мин⁻¹;

$M_{\text{ко}}$ – относительное значение крутящего момента, %;

$A_0, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$ – коэффициенты уравнения регрессии

Пример одного из таких уравнений, для крайней левой нижней зоны *a1* ($n = 750 - 1100$ мин⁻¹, $M_{\text{ко}} = 0...27$ %), выглядит следующим образом:

$$G_{\text{то}} = 0,3817 + 0,8311 \cdot 10^{-3} \cdot n + 11,69 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{к}} + 0,1583 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot M_{\text{к}} + \\ + 0,6131 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 + 0,3274 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{к}}^2, \text{ л/ч}$$

Такие уравнения были получены для каждой зоны, представленной на рисунке 1.

d. Оценка полученного уравнения.

Оценка проводилась с помощью коэффициента детерминации и критерия Фишера [19].

Коэффициент детерминации (R^2) – функция, показывающая долю дисперсии зависимой переменной, то есть показывает оценку качества предсказания. Всегда положителен и изменяется от 0 до 1. Чем ближе R^2 к 1, тем лучше качество полученных предсказаний.

Критерий Фишера (F) – статистический критерий, который показывает значимость статистической связи Y по полученному уравнению регрессии по отношению дисперсии результатов предсказания к остаточной дисперсии. Если расчетное значение критерия Фишера F превышает табличное $F_{\text{т}}$, то связь

считают значимой. Считается, что расчетное значение критерия F показывает во сколько раз вычисленное значение функции по полученному уравнению регрессии предсказывает лучше, чем, если бы использовался поиск по среднему арифметическому значению анализируемого массива данных [19].

Если коэффициент детерминации был больше 0,8 и критерий Фишера больше F_T (табличное значение критерия для принятой доверительной вероятности при имеющихся степенях свободы) для полученного уравнения, то принималось решение –использовать уравнение в дальнейшей работе.

Например, для крайней левой нижней зоны (a1) $R^2 = 0,9862$, $F = 3462$, $F_T = 1,0$. Так как $R^2 > 0,8$ и $F > F_T$, то данное уравнение использовалось для дальнейшего анализа.

Результаты регрессионного анализа отмеченных зон области рабочих режимов двигателя для доверительной вероятности $p = 0,95$ сведены в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты анализа зон рабочей области

Зона	R^2	F	F_T	x_1 , мин ⁻¹	x_2 , %	Y, л/ч
a1	0,9862	3462	1,32	925	14	3,95
a2	0,9718	1910	1,19	1275	13	5,18
a3	0,9885	4195	1,32	1625	10	5,79
a4	0,993	3578	1,19	1975	13	8,03
a5	0,9985	9448	2,19	2325	15	10,41
b1	0,9827	431	2,32	925	41	8,33
b2	0,9908	2274	2,28	1275	37	10,54
b3	0,9636	917	2,2	1625	30	11,46
b4	0,9967	546	3,33	1975	37	17,08
b5	0,9985	46334	2,33	2325	45	22,53
c1	0,9912	336	2,85	925	68	12,71
c2	0,951	11,6	6,26	1275	61	16,14
c3				1625	50	
c4	0,9916	402	2,81	1975	61	24,80
c5	0,9984	1697	2,9	2325	75	34,82
d2	0,9943	313	4,39	1275	84	21,10
d3	0,9973	583	3,97	1625	70	22,90
d4	0,996	1337	2,72	1975	84	32,77
e3	0,998	1660	2,81	1625	90	29,05

Для зоны $c3$ не удалось получить уравнение регрессии, т.к. в эту зону в процессе регистрации данных не попал ни один зарегистрированный режим. Поэтому эта зона в дальнейшем анализе не участвовала.

Анализ данных таблицы показывает, что выбранный вид уравнений регрессии (3) с доверительной вероятностью 90% достоверно описывает изменение часового расхода топлива $G_{то}$ от двух факторов: частоты вращения n и нагрузки $M_{ко}$, и данный вид уравнения может быть использован в дальнейшем анализе.

3.4 Получение общего уравнения регрессии для всей области рабочих режимов на основании полученных уравнений для каждой зоны

Получение общего уравнения регрессии для всей области рабочих режимов проводилось следующим образом:

а) Для каждой зоны определялась режимная точка. В качестве такой точки принято значение её центра (центр диапазона по частоте вращения и нагрузки для данной зоны). Значения этих факторов для центров зон приведены в таблице 1, x_1 – для частоты вращения и x_2 – для нагрузки двигателя.

б) Используя полученные уравнения регрессии для каждой зоны, определялись расчетные значения часового расхода топлива $G_{тоi}$ на каждом из режимов для каждой зоны, значения которых также представлены в табл.1 в виде искомой функции Y .

в) Используя полученную матрицу из 18 значений целевой функции Y и влияющих факторов x_i для всей области рабочих режимов, представленных в табл.1, в результате регрессионного анализа ищутся коэффициенты для уравнения вида (3) по изложенной ранее методике.

г) С помощью офисного приложения Excel, получено итоговое уравнение регрессии для всей области. Например, для часового расхода топлива оно выглядит следующим образом:

$$G_{\text{то}} = - 0,7219 + 2,6123 \cdot 10^{-3} \cdot n + 4,93 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{ко}} + 0,1743 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot M_{\text{ко}} - 0,2092 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 0,0172 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{ко}}^2, \text{ л/ч} \quad (3.19)$$

с. Оценка полученного уравнения.

Достоверность полученного уравнения регрессии осуществлялось по значениям коэффициента детерминации R^2 для оценки влияния неучтенных факторов и критерия Фишера F для оценки значимости полученного уравнения регрессии при использовании с доверительной вероятностью $p=0,95$. Коэффициент детерминации для полученного уравнения регрессии часового расхода топлива в приведенном выше примере составляет $R^2 = 0,9997$ и коэффициент Фишера равен $F = 7059$. Критическое значение критерия Фишера для доверительной вероятности $p = 0,95$ составляет $F_T = 2,6$, т.е. условие $F > F_T$ выполняется, что подтверждает статистическую значимость связи расхода топлива во всей области рабочих режимов от выбранных параметров.

3.5 Выводы по третьей главе

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработана методика получения многопараметровой характеристики часового расхода топлива дизельного двигателя по результатам анализа данных системы управления тракторного двигателя в процессе его эксплуатации, включающая:
 - разбивку области рабочих режимов на зоны не менее 8;
 - получения частных уравнений регрессии для каждой зоны;
 - получение уравнения регрессии для всей области рабочих режимов на основании частных уравнений для каждой зоны.
2. Определен вид частных уравнений регрессии и переменных для анализа часового расхода топлива как функции от таких переменных как частоты вращения n и ее значения в квадрате, нагрузки двигателя M и ее значения в

квадрате, сочетания переменных $n \cdot M$, позволяющий получать достоверную зависимость по массиву полученных данных. Использование данного вида уравнения позволило для различных зон области рабочих режимов двигателя получить уравнения регрессии с коэффициентом детерминации R^2 не менее 0,95.

3. Использование разработанной методики позволило по полученным частным уравнениям регрессии для часового расхода топлива для 18-ти зон получить регрессионную зависимость, такого же вида как и для частных уравнений, для всей области рабочих режимов с коэффициентом детерминации $R^2 \approx 1,0$ и критерием Фишера $F = 7059$, что подтверждает хорошую достоверность полученной зависимости и возможность ее использования в качестве базовой многопараметровой характеристики при диагностировании двигателя.
4. Предложенный подход получения многопараметровой характеристики может быть реализован по другим показателям двигателя, что позволит анализировать значения этих показателей и их изменение в процессе эксплуатации. Результатом такого анализа может быть оценка технического состояния отдельных узлов и агрегатов машины и своевременное проведение их технического обслуживания.

Глава 4. Построение многопараметровых характеристик двигателя Deutz BF 6M 2012 C

4.1 Основные характеристики двигателя Deutz BF 6M 2012 C

Deutz BF 6M 2012 C – рядный шестицилиндровый дизель с электронным управлением, турбонаддувом и охладителем наддувочного воздуха.

Основные технические характеристики двигателя Deutz BF 6M 2012 C [78, 121].

Число цилиндров – 6

Диаметр/ход поршня – 101/126 мм

Степень сжатия – 19

Рабочий объем – 6,06 л

Номинальная частота вращения – 2500 мин⁻¹

Мощность – 155кВт/208 л.с. при 2500 мин⁻¹

Максимальный крутящий момент – 743 Нм при 1500 мин⁻¹

Минимальная частота вращения холостого хода – 800 мин⁻¹

Наилучшая топливная экономичность – 202 г/кВт*ч

Охлаждение – жидкостное

Масса – 509 кг

Внешняя скоростная характеристика двигателя позволяет оценить характер изменения мощности и крутящего момента двигателя при положении органа управления мощностью в максимальном положении (100%). Характер протекания характеристики определяет тяговые качества трактора. Для двигателя Deutz BF 6M 2012 C характер изменения мощности и крутящего момента по внешней скоростной характеристике показан на рисунке 4.1 [17].

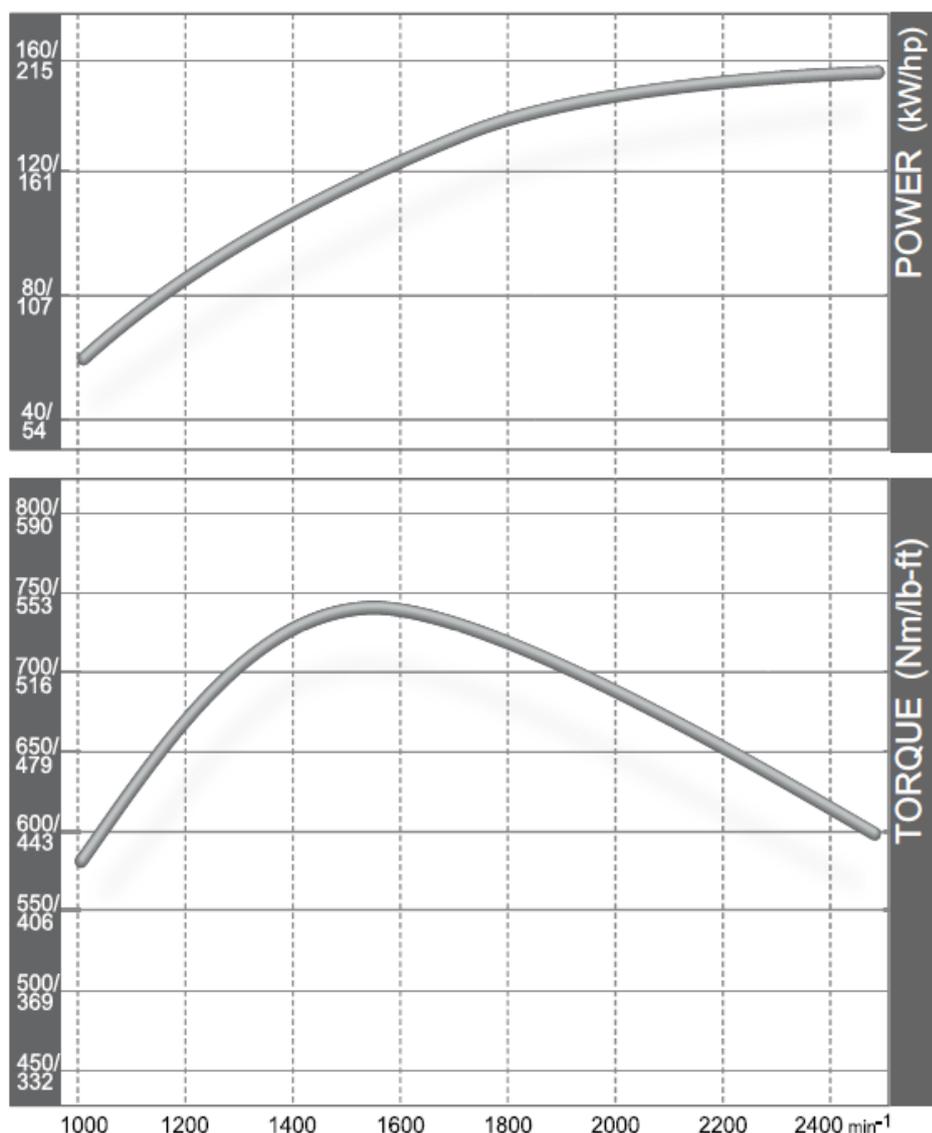


Рисунок 4.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6M 2012 C[17]

4.2 Многопараметровая характеристика часового расхода топлива

Многопараметровая характеристика двигателя представляет изменение какого-либо показателя двигателя (экономического, наддува, экологического и т.п.) в области рабочих режимов двигателя, определяемых осями: частота вращения вала – нагрузка (крутящий момент или среднее эффективное давление). Пример такой характеристики для двигателя ЯМЗ-238Н с изолиниями удельного эффективного расхода и постоянной мощности показан на рисунке 4.2 [24].

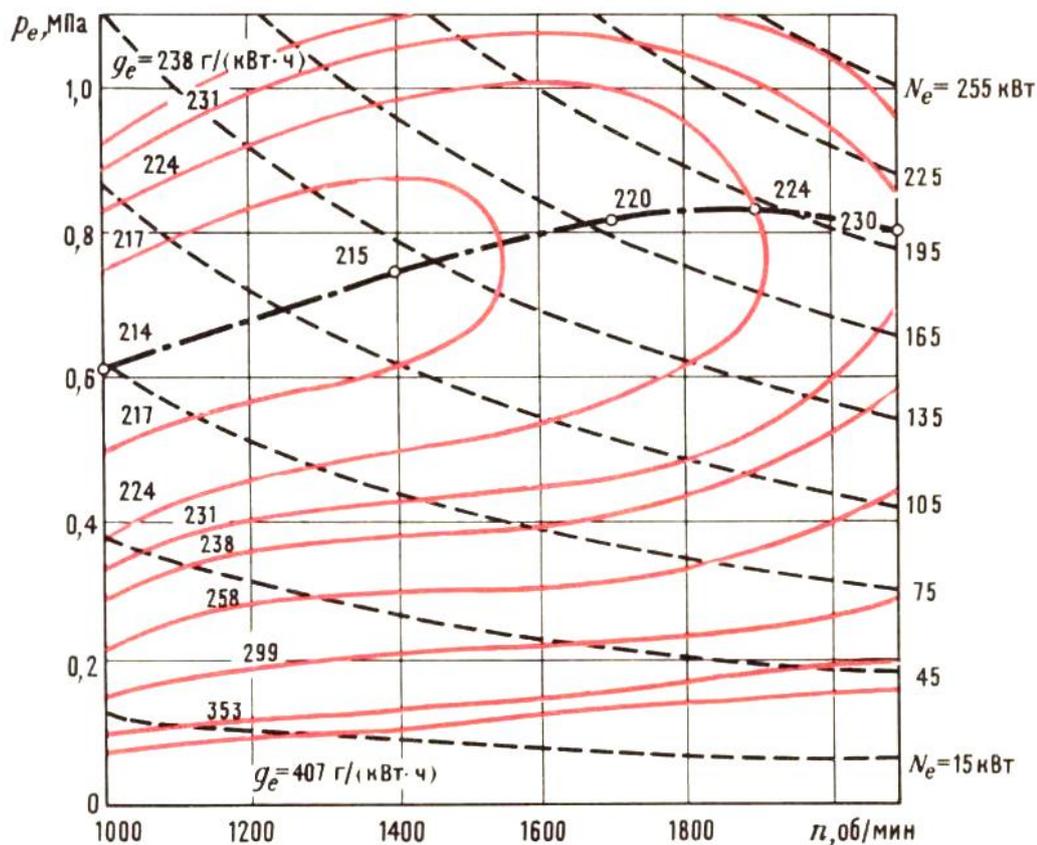


Рисунок 4.2 – Многопараметровая характеристика двигателя ЯМЗ-238Н.

Многопараметровые характеристики двигателей получают на основе стационарных стендовых испытаний двигателя. Для получения многопараметровой характеристики двигателя снимается серия нагрузочных характеристик при различных частотах вращения вала двигателя. После построения нагрузочных характеристик их результаты переносятся на многопараметровую характеристику [95]. Таким образом получение данных и построение многопараметровой характеристики является достаточно трудоемкой операцией.

Получение базы данных по какому-либо показателю с CAN шины в процессе эксплуатации техники, работающей в широком диапазоне частоты вращения и нагрузки, позволяет их использовать при соответствующей обработке для получения многопараметровой характеристики. Для решения данной задачи с базой данных проводилась обработка в следующей последовательности.

Область рабочих режимов была разбита по частоте вращения (ось абсцисс, рис.4.3) на 5 диапазонов 750 - 1100, 1101 - 1450, 1451 - 1800, 1801 - 2150, 2151 - 2500 мин⁻¹, которые условно обозначены а, b, с, d и е, соответственно. Каждая из пяти областей дополнительно разбита по нагрузке (ось ординат), руководствуясь плотностью данных. Первая (а) и пятая (е) области разбита на 3 части, вторая (b) и четвертая (d) – на 4 части, третья (с) – на 5 частей. Условное обозначение каждой области определяется диапазоном по частоте вращения (а...е) и нумерацией по нагрузке (1...5) начиная с 0%.

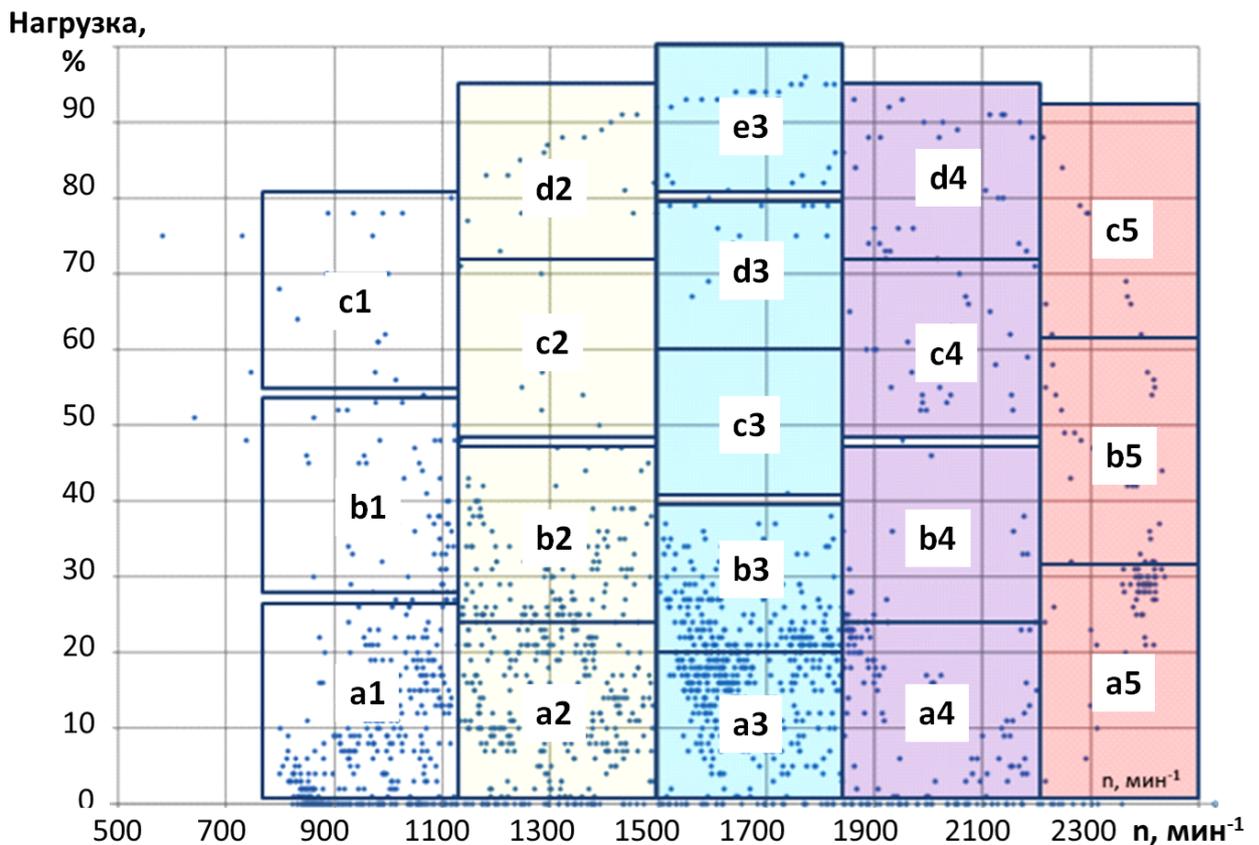


Рисунок 4.3. Разбивка области рабочих режимов двигателя Deutz BF 6M 2012 C на зоны по частоте вращения и нагрузке.

Для каждой из полученных зон, было получено уравнение регрессии в соответствии с известной методикой регрессионного анализа данных.

Пример одного из таких уравнений, для крайней левой нижней зоны *a1* ($n = 750 - 1100$ мин⁻¹, $M_{к0} = 0...27$ %), выглядит следующим образом:

$$G_{то} = 0,3817 + 0,8311 \cdot 10^{-3} \cdot n + 11,69 \cdot 10^{-3} \cdot M_k + 0,1583 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot M_k + \\ + 0,6131 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 + 0,3274 \cdot 10^{-3} \cdot M_k^2, \text{ л/ч}$$

Для этого уравнения $R^2 = 0,9862$, $F = 3462$, $F_T = 1,0$. Так как $R^2 > 0,8$ и $F > F_T$, то данное уравнение использовалось для дальнейшего анализа. Такие уравнения были получены для каждой зоны, представленной на рисунке 4.

Результаты регрессионного анализа отмеченных зон области рабочих режимов двигателя для доверительной вероятности $p = 0,95$ сведены в таблицу 2. Для зоны $c3$ не удалось получить уравнение регрессии, т.к. в эту зону в процессе регистрации данных не попал ни один зарегистрированный режим. Поэтому эта зона в дальнейшем анализе не участвовала.

Анализ данных таблицы показывает, что выбранный вид уравнений регрессии (3) с доверительной вероятностью 95% достоверно описывает изменение часового расхода топлива $G_{то}$ от двух факторов: частоты вращения n и нагрузки $M_{ко}$, и данный вид уравнения может быть использован в дальнейшем анализе.

Таблица 4.1 – Результаты анализа зон рабочей области

Зона	R^2	F	F_T	$x_1, \text{мин}^{-1}$	$x_2, \%$	$Y, \text{л/ч}$
a1	0,9862	3462	1,32	925	14	3,95
a2	0,9718	1910	1,19	1275	13	5,18
a3	0,9885	4195	1,32	1625	10	5,79
a4	0,993	3578	1,19	1975	13	8,03
a5	0,9985	9448	2,19	2325	15	10,41
b1	0,9827	431	2,32	925	41	8,33
b2	0,9908	2274	2,28	1275	37	10,54
b3	0,9636	917	2,2	1625	30	11,46
b4	0,9967	546	3,33	1975	37	17,08
b5	0,9985	46334	2,33	2325	45	22,53
c1	0,9912	336	2,85	925	68	12,71
c2	0,951	11,6	6,26	1275	61	16,14
c4	0,9916	402		1975	61	24,80
c5	0,9984	1697	2,81	2325	75	34,82
d2	0,9943	313	2,9	1275	84	21,10
d3	0,9973	583	4,39	1625	70	22,90
d4	0,996	1337	3,97	1975	84	32,77
e3	0,998	1660	2,72	1625	90	29,05

Для каждой зоны определялась режимная точка. В качестве такой точки принято значение центра зоны (центр диапазона по частоте вращения и нагрузки для данной зоны). Значения этих факторов для центров зон

приведены в таблице 4.1, x_1 – для частоты вращения и x_2 – для нагрузки двигателя.

Используя полученные уравнения регрессии для каждой зоны, определялись расчетные значения часового расхода топлива $G_{\text{тоi}}$ на каждом из режимов для каждой зоны, значения которых также представлены в табл.4.1 в виде искомой функции Y .

Используя полученную матрицу из 18 значений целевой функции Y и влияющих факторов x_i для всей области рабочих режимов, представленных в табл.4.1, в результате регрессионного анализа найдены коэффициенты для уравнения вида (3.3) по изложенной ранее методике.

С помощью программы Statistica, получено итоговое уравнение регрессии для всей области. Оно выглядит следующим образом:

$$G_{\text{то}} = - 0,7219 + 2,6123 \cdot 10^{-3} \cdot n + 4,93 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{ко}} + 0,1743 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot M_{\text{ко}} - 0,2092 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 0,0172 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{ко}}^2, \text{ л/ч} \quad (4.1)$$

Коэффициент детерминации для полученного уравнения регрессии составляет $R^2 = 0,9997$ и критерий Фишера равен $F = 7059$. Критическое значение критерия Фишера для доверительной вероятности $p = 0,9$ составляет $F_T = 2,14$, т.е. условие $F > F_T$ выполняется, что подтверждает статистическую значимость связи расхода топлива во всей области рабочих режимов от выбранных параметров.

4.3 Многопараметровая характеристика удельного эффективного расхода топлива

Для расчета удельного расхода топлива из исходного массива данных берутся данные о часовом расходе топлива, частоте вращения двигателя и нагрузке на двигатель. Из получившегося массива отсеиваются точки, соответствующие холостому ходу, когда нагрузка на двигатель равна нулю. Полученный массив имеет достаточно большой объем, поэтому его обработка занимает продолжительное время и требует больших вычислительных

мощностей. Для решения этих проблем предлагается разбить всю область рабочих режимов на отдельные зоны и провести их обработку отдельно. В примере рабочая область разбита на 19 зон.

Таблица 4.2 – Разбивка области на зоны по частоте и нагрузке

		Границы диапазонов по частоте вращения, мин ⁻¹				
		750...1100	1101...1450	1451...1800	1801...2150	2151...2500
		1	2	3	4	5
Границы диапазонов по нагрузке, %	a	1...27	1...25	1...20	1...25	1...30
	b	27,0...54	25,0...49	20,0...40	25,0...49	30,0...60
	c	54,0...81	49,1...72	40,0...60	49,1...72	60,0...90
	d		72,0...96	60,0...80	72,0...96	
	e			80,0...100		

Далее составляется таблица, в первом столбце которой находится часовой расход топлива, который является в данном расчете функцией. В остальных столбцах находятся влияющие факторы. В данном случае это частота вращения двигателя, нагрузка на двигатель, произведение частоты вращения на нагрузку, квадрат частоты вращения и квадрат нагрузки. Для повышения удобства расчетов частота вращения разделена на 1000, нагрузка на двигатель – на 10. В результате расчетов получено уравнение множественной регрессии для каждой зоны. Все полученные уравнения занесены в таблицу. Далее определены значения факторов в центре каждой зоны, и на основе уравнения регрессии для соответствующей зоны рассчитано значение часового расхода топлива для центра этой зоны. На основе полученных 19 точек, находится уравнение множественной регрессии, описывающее всю область рабочих режимов.

По полученному уравнению рассчитывается часовой расход топлива для всей области.

$$Gt = -0,7219 + 0,0026123 * n + 0,00493 * M + 0,0001743 * n * M + 0,0000002092 * n^2 + 0,0000172 * M^2$$

где n – частота вращения двигателя, M – нагрузка на двигатель

Для расчета удельного расхода топлива необходимо знать эффективную мощность двигателя. В стандарте ISOSAEJ1939 предусмотрена передача нагрузки на двигатель в процентах. На различных режимах 100% нагрузки соответствуют различному значению крутящего момента. 100% соответствуют внешней скоростной характеристике. Для перевода нагрузки в процентах в крутящий момент в Нм, необходима скоростная характеристика двигателя. Использование характеристики показанной на рисунке 4.1 позволяет решить эту задачу [17].

По данной характеристике определяются значения коэффициента пересчета нагрузки в крутящий момент для каждой частоты вращения двигателя.

$$k_M = M_{кп} / M_{кном} \quad (4.2)$$

Где $M_{кп}$ - крутящий момент при данной частоте вращения, $M_{кном}$ - номинальный крутящий момент.

Таблица 4.3 – Коэффициент пересчета момента

Коэффициент пересчета момента, км											
		Нагрузка, %									
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
n, мин ⁻¹	700	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
	800	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
	900	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
	1000	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
	1100	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04
	1200	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12
	1300	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18
	1400	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22
	1500	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
	1600	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23
	1700	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22
	1800	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
	1900	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18
	2000	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
	2100	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12
	2200	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09
2300	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	
2400	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	
2500	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	

Далее рассчитывается значение крутящего момента в зависимости от нагрузки и частоты вращения

$$M_k = M_{\text{нагр}} * k_M * k_1 \quad (4.3)$$

где $M_{\text{нагр}}$ - нагрузка на двигатель, k_M – коэффициент пересчета нагрузки в крутящий момент, k_1 – коэффициент пропорциональности.

Коэффициент пропорциональности устанавливает соответствие между крутящим моментом и нагрузкой.

$$k_1 = M_{\text{к ном}}/100 \quad (4.4)$$

где $M_{\text{к ном}}$ - номинальный крутящий момент.

На основе этих расчетов строится график изменения крутящего момента.

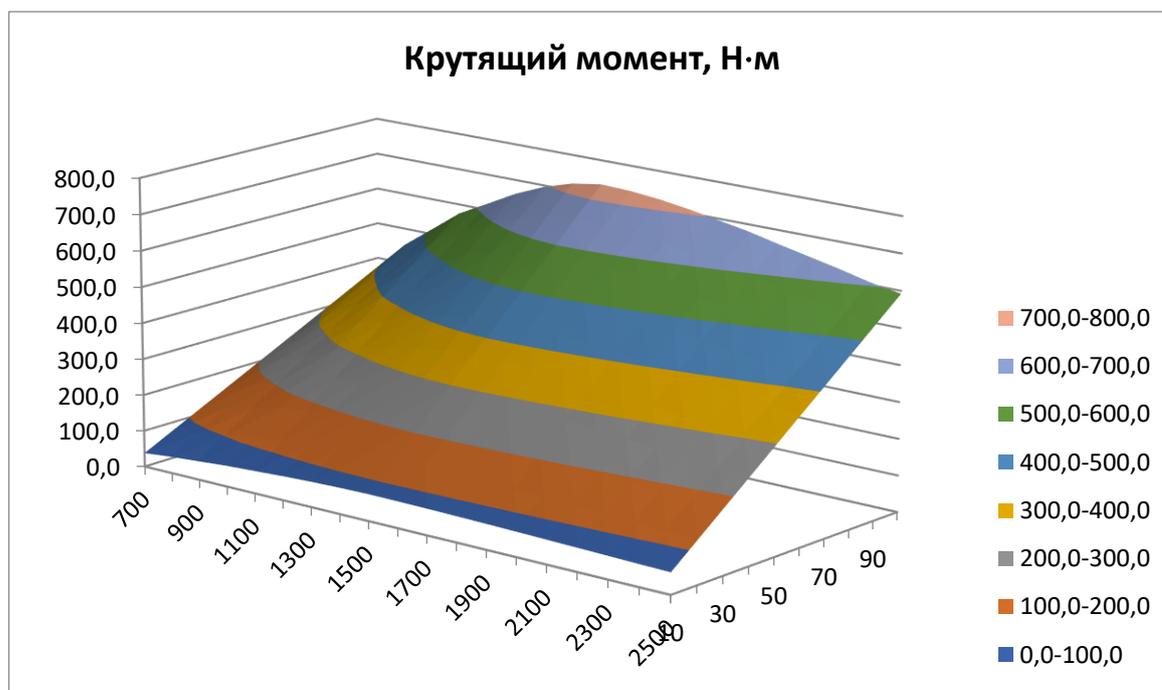


Рисунок 4.3 – Крутящий момент двигателя

Затем рассчитывается эффективная мощность

$$N_e = M_k * n / 9550 \quad (4.5)$$

где M_k - крутящий момент, n - частота вращения двигателя.

Потом рассчитывается удельный расход топлива

$$g_e = G_{\text{тл}} * 1000 * \rho_{\text{т}} / N_e \quad (4.6)$$

где $G_{\text{тл}}$ - часовой расход топлива л/ч, $\rho_{\text{т}}$ - плотность топлива, N_e - эффективная мощность.

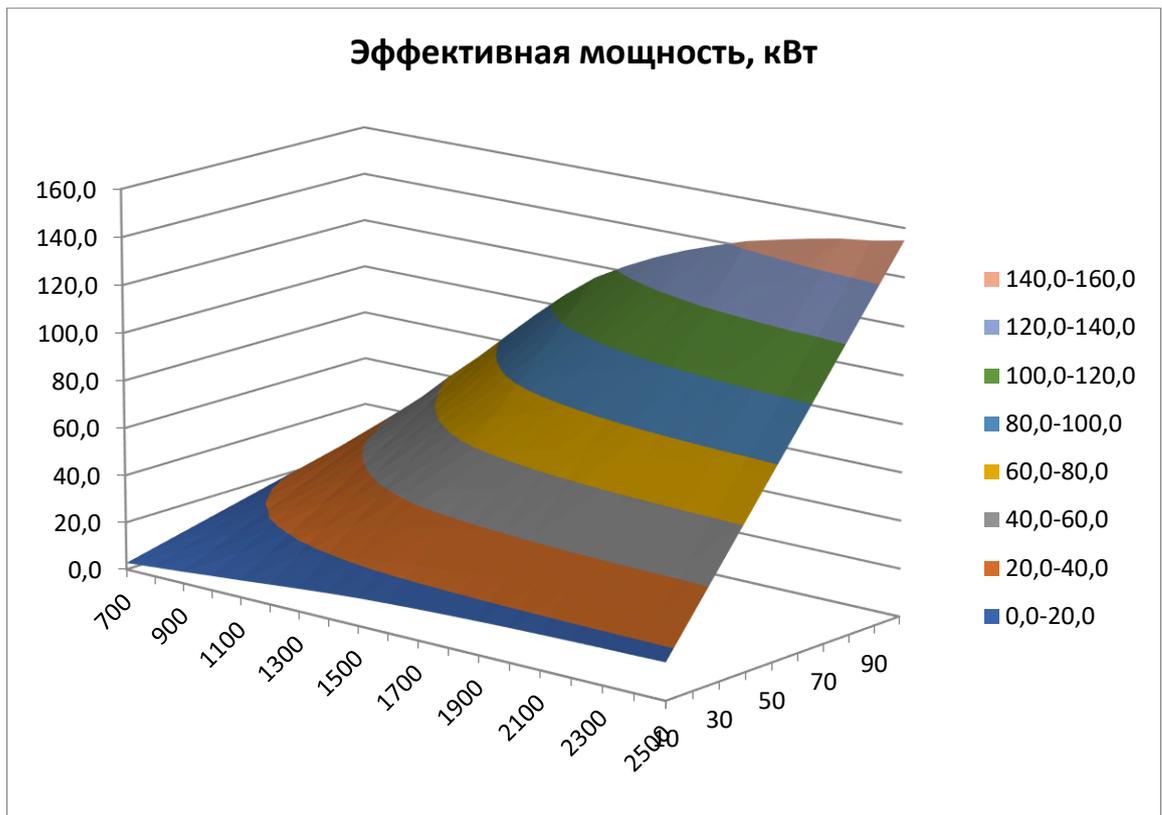


Рисунок 4.4 – Эффективная мощность двигателя

На основе расчетов строится график удельного расхода топлива от частоты вращения и крутящего момента.

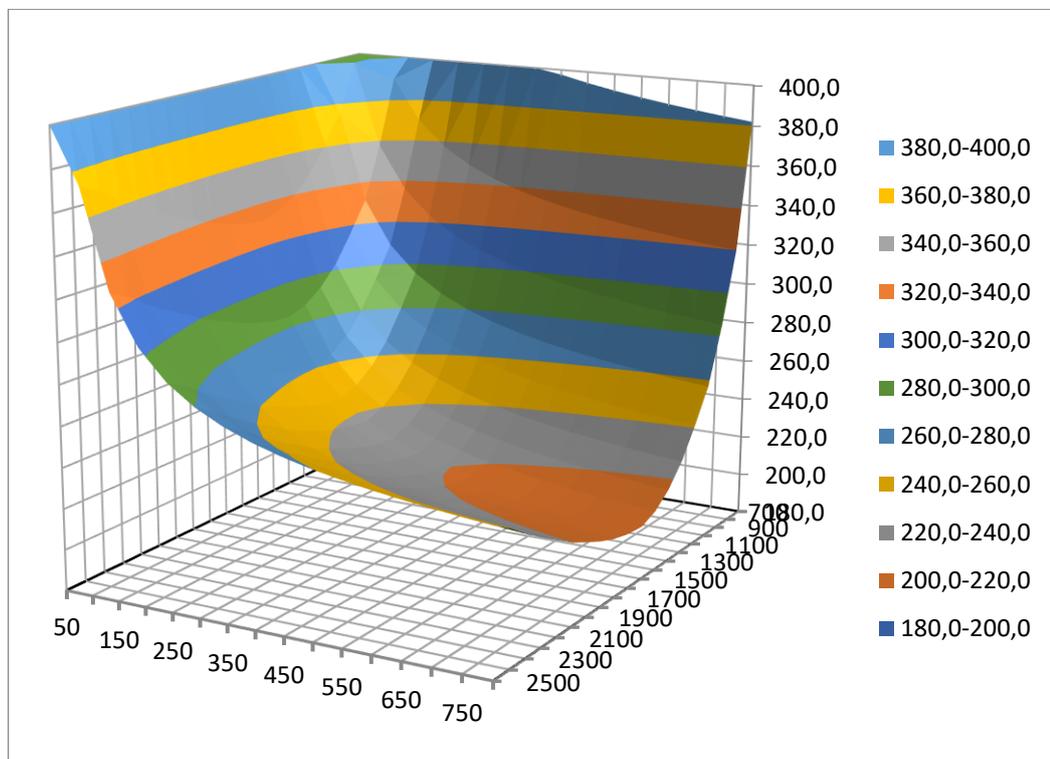


Рисунок 4.5 – Удельный эффективный расход топлива

Таким образом, изложенные материалы и приведенные на рисунках данные подтверждают правомерность применения разработанной методики, которая

позволила получить при доверительной вероятности $p = 0,95$ в диапазоне изменения частоты вращения $700...2500$ мин⁻¹ и нагрузки – $0...100\%$ многопараметровую характеристику двигателя Deutz BF 6M 2012 C по часовому и удельному эффективному расходу топлива, которые могут быть использованы для анализа и оценки технического состояния двигателя и своевременного проведения технического обслуживания.

Полученное расчетное значение минимального удельного расхода топлива 207 г/кВт·ч по многопараметровой характеристике отличаются от значения по данным фирмы Deutz (202 г/ кВт·ч) на 5 г/ кВт·ч или на $2,5\%$, что подтверждает хорошую достоверность разработанной методики.

4.4 Выводы по четвертой главе

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Использование разработанной методики позволило по полученным частным уравнениям регрессии для 18-ти зон получить регрессионную зависимость, такого же вида как и для частных уравнений, для всей области рабочих режимов для часового расхода топлива с коэффициентом детерминации $R^2 \approx 1,0$ и критерием Фишера $F = 7059$, что подтверждает хорошую достоверность полученной зависимости и возможность ее использования в качестве базовой многопараметровой характеристики при диагностировании двигателя.
2. Разработана методика построения многопараметровой характеристики удельного расхода топлива (г/кВт·ч) дизельного двигателя по результатам анализа данных системы управления тракторного двигателя в процессе его эксплуатации в координатах частота вращения (мин⁻¹) – крутящий момент (Н·м).
3. Учет характера изменения крутящего момента по внешней скоростной характеристике дизеля Deutz BF 6M 2012 C позволил получить при

доверительной вероятности $p = 0,95$ в диапазоне изменения частоты вращения 700...2500 мин⁻¹ и нагрузки – 0...100% многопараметровую характеристику двигателя как по часовому расходу топлива, так и по удельному эффективному расходу топлива, которые могут быть использованы для анализа и оценки технического состояния двигателя и своевременного проведения технического обслуживания.

4. Полученное расчетное значение минимального удельного расхода топлива 207 г/кВт·ч по многопараметровой характеристике отличается от значения по данным фирмы Deutz (202 г/ кВт·ч) на 5 г/ кВт·ч или на 2,5%, что подтверждает хорошую достоверность разработанной методики.

5. Использование давления наддува в качестве оценки технического состояния двигателя

5.1. Техническое состояние трактора и эффективность его эксплуатации

Эффективность эксплуатации сельскохозяйственной техники во многом зависит от работы двигателя и его систем. Современные двигатели для мобильных машин в сельском хозяйстве это наддувные дизели с электронным управлением, обеспечивающие хорошие экономические и экологические характеристики, своевременное обслуживание которых обеспечит их длительный срок службы и высокую рентабельность производства.

Поддержание высокого уровня технического состояния машин позволит снизить затраты на производство продукции. Ухудшение состояния машин сопровождается снижением производительности, увеличением сроков проведения работ, возникновением накладок, при проведении работ, когда необходимо проводить следующую обработку, а еще не закончили текущую, увеличением расхода топливно-смазочных материалов. В конечном итоге это все ведет к снижению урожайности и значительному росту себестоимости продукции [80]. Эти закономерности характерны как для крупных, так и для фермерских хозяйств [67].

В современных сельскохозяйственных машинах применяются системы электронного управления работой различных узлов. В них входит электронный блок управления (ЭБУ), датчики и исполнительные механизмы (ИМ). В зависимости от полученных с датчиков сигналов, ЭБУ, по заложенному в него алгоритму, управляет узлом с помощью исполнительных механизмов. В таких системах встроен алгоритм самодиагностики, но он отслеживает только критические состояния системы, когда какой-то из элементов вышел из строя [70]. Дальнейшее развитие систем управления привело к тому, что некоторые современные трактора и комбайны могут передавать данные телеметрии на сервер для дальнейшего их использования. Но перечень данных параметров ограничен. Так, например, передаются такие

показатели как количество топлива, скорость перемещения, координаты и др., необходимые для эффективной организации процесса производства. Но такие системы также не позволяют оценивать техническое состояние машин в процессе их эксплуатации. Таким образом, необходим также и алгоритм, который позволит отслеживать изменение технического состояния двигателя.

Одна из особенностей системы управления – это децентрализация, за каждый агрегат отвечает свой блок управления. И для согласования работы они связаны общей шиной данных. Каждый ЭБУ передает свой набор данных, который может быть использован другими блоками. Этот поток данных можно использовать для оценки технического состояния.

На большинстве современных тракторов и комбайнов используются дизельные двигатели с турбонаддувом. С одной стороны, эффективность работы турбокомпрессора влияет на давление наддува, и как следствие, на топливо-энергетические показатели двигателя, а с другой – эффективная работа двигателя обеспечивает высокие энергетические характеристики турбокомпрессора, и соответственно, давление наддува, т.е. изменение работы двигателя повлияет на работу турбокомпрессора.

Изменение давления наддува в процессе эксплуатации техники может быть связано с различными факторами:

- повышение сопротивления или нарушение герметичности впускного или выпускного тракта;
- нарушение рабочего процесса в двигателе по различным причинам;
- частичное разрушение колес турбины или компрессора ТКР;
- нарушение регулировок механизмов и систем двигателя и др.

Таким образом для оценки работы и состояния двигателя и его системы наддува, а также трактора в целом, можно в качестве диагностического параметра использовать давление наддува. Однако влияние изменения давления наддува в процессе эксплуатации на мощностные и экономические показатели двигателя и показатели эффективности работы трактора в

литературе освещено недостаточно, что не позволяет оценить целесообразность такого подхода.

При возникновении большинства причин трактор продолжает эксплуатироваться при сохранении исходного значения расхода топлива, что приводит не только к ухудшению экономических и мощностных характеристик двигателя, но и к увеличению уровня теплонапряженности, и как следствие, к снижению надежности и ресурса работы двигателя. По этой причине расчетные исследования проводились при значении часового расхода топлива для номинального режима работы по методике, подробно изложенной в работе [5].

Исследования были проведены для трактора Terrioп АТМ4200, имеющего следующие характеристики, представленные в таблице 5.1 [125].

5.2 Исследования двигателя Deutz BF 6M 2012 C с разными давлениями наддува

Для оценки влияния давления наддува на показатели работы трактора, необходимо сделать оценку изменения показателей двигателя при изменении давления наддува. Поэтому на первом этапе исследований был произведен тепловой расчет двигателя Deutz BF 6M 2012 C при изменении давления наддува от 0,28 до 0,18 МПа с шагом 0,02 МПа. Расчеты выполнялись в среде Excel по программе, написанной в соответствии с методикой, изложенной в работе [5].

В качестве исходных данных приняты значения параметров для двигателя, приведенные в разделе 4.1. В базовом расчете обеспечивалось такое протекание рабочего цикла, при котором выполнялись получение двигателем необходимой мощности на номинальном режиме работы и часового расхода топлива (удельного расхода топлива). Процедура получения рабочего цикла проводилась в соответствии с методикой, описанной в работе [5]. Полученные результаты рабочего цикла приведены в приложении 2 для базового варианта (вариант 0).

Расчеты рабочего цикла при других значениях давления наддува выполнялся при условии сохранения большинства параметров рабочего цикла. Изменение исходных данных производилось только с давлением наддува P_k и коэффициентом избытка воздуха α .

Изменение коэффициента избытка воздуха было связано с необходимостью сохранения часового расхода топлива на уровне 39,2 кг/ч как у исправного двигателя. Как правило, изменение давления наддува не приводит к изменению регулировок подачи топлива у дизелей и поэтому подача топлива у исправной топливной системы должна оставаться на постоянном уровне.

Основные показатели результатов расчета рабочего цикла двигателя Deutz BF 6M 2012 C на номинальном режиме работы при изменении абсолютного значения давления наддува от 280 до 180 кПа приведены в таблице 5.1.

Приведенные результаты расчета показывают, что при снижении давления наддува от 280 до 180 кПа или на 36% коэффициент избытка воздуха уменьшается от 1,72 до 1,33 или на 23% в связи со снижением расхода воздуха от 960 до 746 кг/ч (на 22%) при сохранении часового расхода топлива 39,2 кг/ч. Меньшее снижение расхода воздуха, чем давления наддува связано со снижением температуры заряда в конце впуска (начале сжатия) с 439 до 349 К или на 21%. Поэтому и коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом уменьшается только с 0,946 до 0,855 или на 10%.

Снижение температуры свежего заряда приводит к снижению температуры в конце сжатия с 1344 до 1068 К или на 21%, и максимальной температуры сгорания с 2157 до 2106 К или на 2%. Такое незначительное изменение максимальной температуры сгорания связано со сгоранием более богатой горючей смеси (уменьшение α).

Таблица 5.1. Изменение показателей рабочего цикла двигателя Deutz BF 6M 2012 Спри уменьшении давления наддува.

Показатель		Значения показателя					
Давление наддува	$P_k, \text{кПа}$	280	260	240	220	200	180
Коэффициент избытка воздуха	α	1,72	1,65	1,58	1,5	1,42	1,33
Номинальная мощность двигателя	$N_e, \text{кВт}$	155,1	153,1	150,8	148,5	145,7	142,5
Удельный эффективный расход топлива	$g_e, \text{г/кВтч}$	252	256	260	264	269	275
Часовой расход топлива	$G_T, \text{кг/ч}$	39,2	39,2	39,2	39,2	39,2	39,2
Коэффициент наполнения	η_v	0,946	0,937	0,928	0,916	0,902	0,885
Часовой расход воздуха	$G_B, \text{кг/ч}$	960	921	881	839	794	746
Температура газов на выпуске	$T_r, \text{К}$	762	772	784	799	818	843
Среднее индикаторное давление	$P_i, \text{МПа}$	1,46	1,444	1,426	1,408	1,386	1,36
Индикаторный КПД	η_i	0,399	0,394	0,389	0,384	0,378	0,371
Удельный индикаторный расход топлива	$g_i, \text{г/кВтч}$	212	215	218	221	224	228
Среднее давление механических потерь	$P_m, \text{МПа}$	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231
Среднее эффективное давление	$P_e, \text{МПа}$	1,229	1,213	1,195	1,177	1,155	1,129
Механический КПД	η_m	0,842	0,84	0,838	0,836	0,833	0,83
Эффективный КПД	η_e	0,336	0,331	0,326	0,321	0,315	0,308
Давление в цилиндре в начале сжатия	$P_a, \text{кПа}$	263	243	223	203	183	163
Коэфф. остаточных газов	$\gamma_{ост.}$	0,027	0,028	0,029	0,03	0,031	0,032
Температура заряда в начале сжатия	$T_a, \text{К}$	439	422	405	387	368	349
Давление в конце сжатия	$P_c, \text{МПа}$	15,3	14,13	12,97	11,81	10,64	9,48
Температура в конце сжатия	$T_c, \text{К}$	1344	1293	1239	1184	1127	1068
Максимальное давление сгорания	$P_z, \text{МПа}$	18,36	16,96	15,57	14,17	12,77	11,38
Максимальная температура сгорания	$T_z, \text{К}$	2157	2140	2124	2113	2106	2106

Не смотря на снижение температуры заряда в начале цикла, температура отработавших газов из-за обогащения горючей смеси растет с 762 до 843 К,

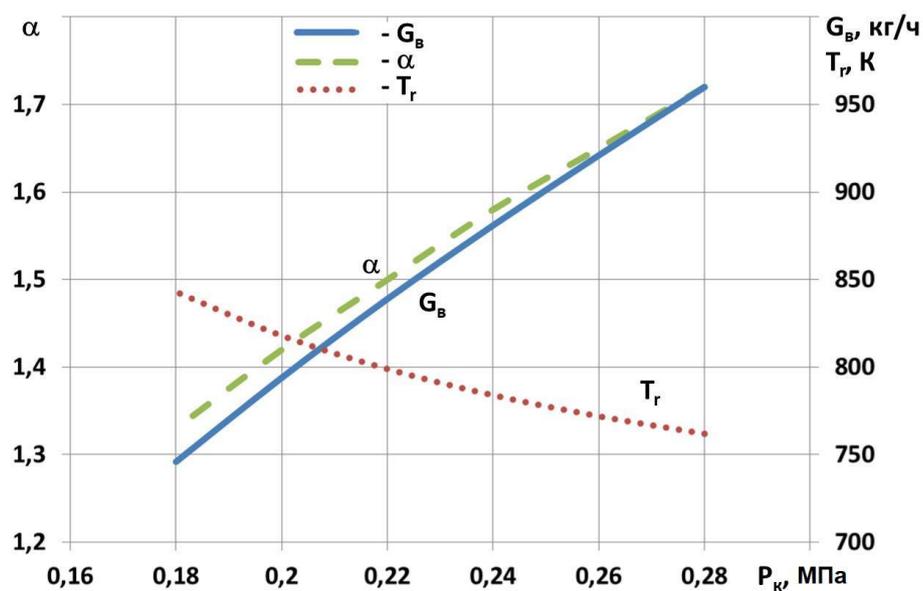
т.е. на 81 К или на 11 %, что вызывает повышение теплонапряженного состояния элементов выпускного тракта двигателя и сокращает ресурс выпускных клапанов и колеса турбины.

Снижение давления наддува на 36% приводит к адекватному снижению давления в начале сжатия с 263 до 163 кПа или на 38%, давлению в конце сжатия с 15,3 до 9,48 МПа или на 38% и максимальному давлению сгорания с 18,36 до 11,38 МПа или на 38%. Такое снижение давлений в рабочем цикле при сохранении среднего давления механических потерь на уровне 0,231 МПа приводит к снижению характеристик рабочего цикла:

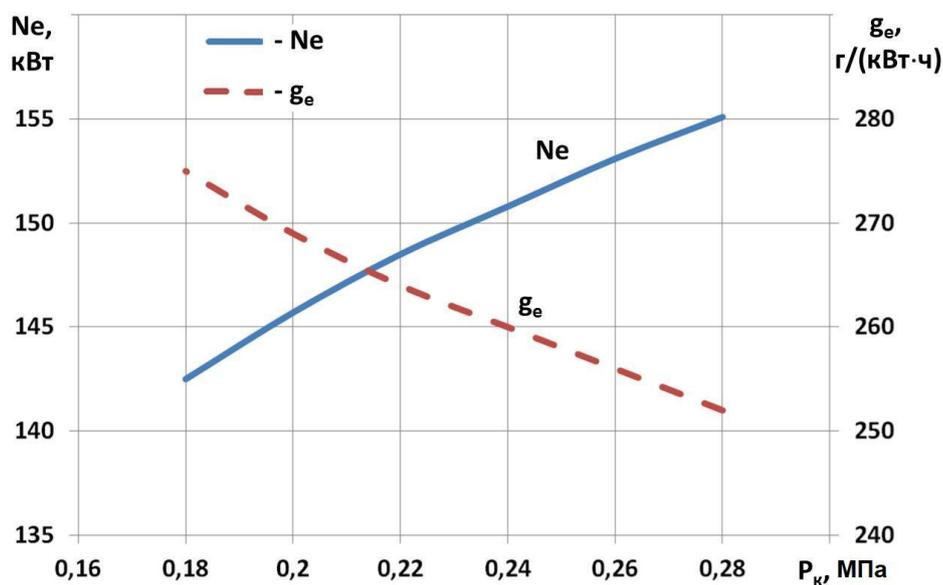
- среднее индикаторное давление снижается с 1,46 до 1,36 МПа или на 7%;
- среднее эффективное давление снижается с 1,229 до 1,129 МПа или на 8%;
- индикаторный КПД цикла снижается с 0,399 до 0,371 или на 7%;
- эффективный КПД цикла снижается с 0,336 до 0,308 или на 8%;
- механический КПД цикла снижается с 0,842 до 0,83 или на 1,4%.

В результате снижения характеристик рабочего цикла увеличивается удельный индикаторный расход топлива с 212 до 228 г/кВтч или на 8% и удельный эффективный расход топлива с 252 до 275 г/кВтч или на 9%. Эффективная мощность двигателя снижается с 151,1 до 142,5 кВт или на 6%.

В результате расчетов были получены параметры характеризующие рабочий цикл двигателя и основные из них такие как: эффективная мощность N_e , крутящий момент M_k , удельный эффективный расход топлива g_e , температура отработавших газов T_r , часовой расход G_b и коэффициент избытка воздуха α . Изменение этих показателей от давления наддува при сохранении часового расхода топлива на номинальном режиме работы 39,2 кг/ч представленные на рисунке 5.1.



а)



б)

Рисунок 5.1. Влияние давления наддува на показатели работы дизеля Deutz BF 6M 2012 C при изменении давления наддува P_k и $G_T = 39,2$ кг/ч.

5.3 Исследования тяговых характеристик трактора Terrion АТМ4200 с двигателями разного технического состояния

Тяговые свойства трактора в первую очередь зависят от мощности установленного двигателя, и поэтому на следующем этапе исследований была проведена серия тяговых расчетов трактора Terrion АТМ4200, имеющего

двигатели различного технического состояния с давлениями наддува от 0,28 до 0,18 МПа.

Характеристики двигателей для различных вариантов тракторов задавались на основании результатов тепловых расчетов двигателей при различных давлениях наддува, изложенных ранее. За основу характеристик принимались мощностные и экономические показатели двигателя на номинальном режиме и эмпирические зависимости их изменения от частоты вращения и нагрузки, как часто используется в теории двигателей [38] и теории трактора [41]. Внешняя скоростная характеристика для двигателя Deutz BF 6М 2012 С нормального технического состояния показана на рисунке 5.2.

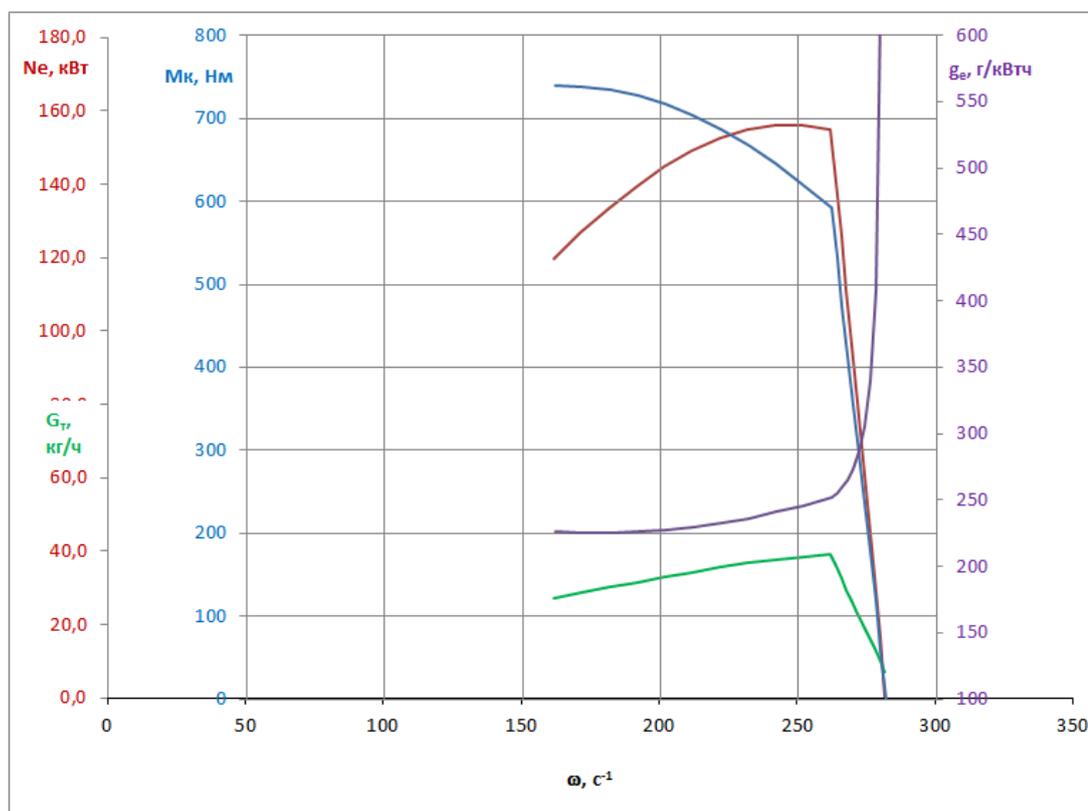


Рисунок 5.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6М 2012 С мощностью 155 кВт (наддув 280 кПа)

В соответствии с методикой получения внешней скоростной характеристики дизеля вначале были получены такие характеристики для двигателей различного технического состояния с разными давлениями

наддува. Эти характеристики, которые использовались для тягового расчета трактора, приведены в приложении 3.

Расчеты выполнялись в среде Excel по программе, написанной в соответствии с методикой, изложенной в работе [42]. Исходные данные для трактора задавались в соответствии с характеристиками трактора, приведенными в таблице 5.2 по данным источника [123] и работ [94, 73]. Тяговые характеристики получены для работы по стерне.

Основные условия расчета тяговой характеристики трактора приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3. 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, c^{-1} ;	261,7
$\lambda_{кз}$	- коэффициент нагрузки ведущих колес трактора заднего моста;	0,6
$\lambda_{кп}$	- коэффициент нагрузки колес трактора переднего моста;	0,4
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;	0,09
δ_n	- допустимое буксование движителей на заданном почвенном фоне;	0,14
v_{TP}	- действит. скорость трактора при номинальном тяговом усилии $P_{кр.н}$, м/с	3
$v_{T_{min}}$	- min теорет. скорость движения трактора на 1 передаче рабочего диапазона , м/с;	2,47
$v_{T_{max}}$	- max теорет. скорость движения трактора на высшей передаче рабочего диапазона , м/с;	4,31
z	- число основных передач	4
G_T	- вес трактора без балласта, кН	82,0
$G_{бз}$	- балласт на задний мост, кН	4,5
$G_{бп}$	- балласт на передний мост, кН	5,4

Тяговая характеристика трактора Terrion АТМ4200 с двигателем нормального технического состояния показана на рисунке 5.3. Тяговые характеристики трактора с двигателями различного технического состояния приведены в приложении 4.

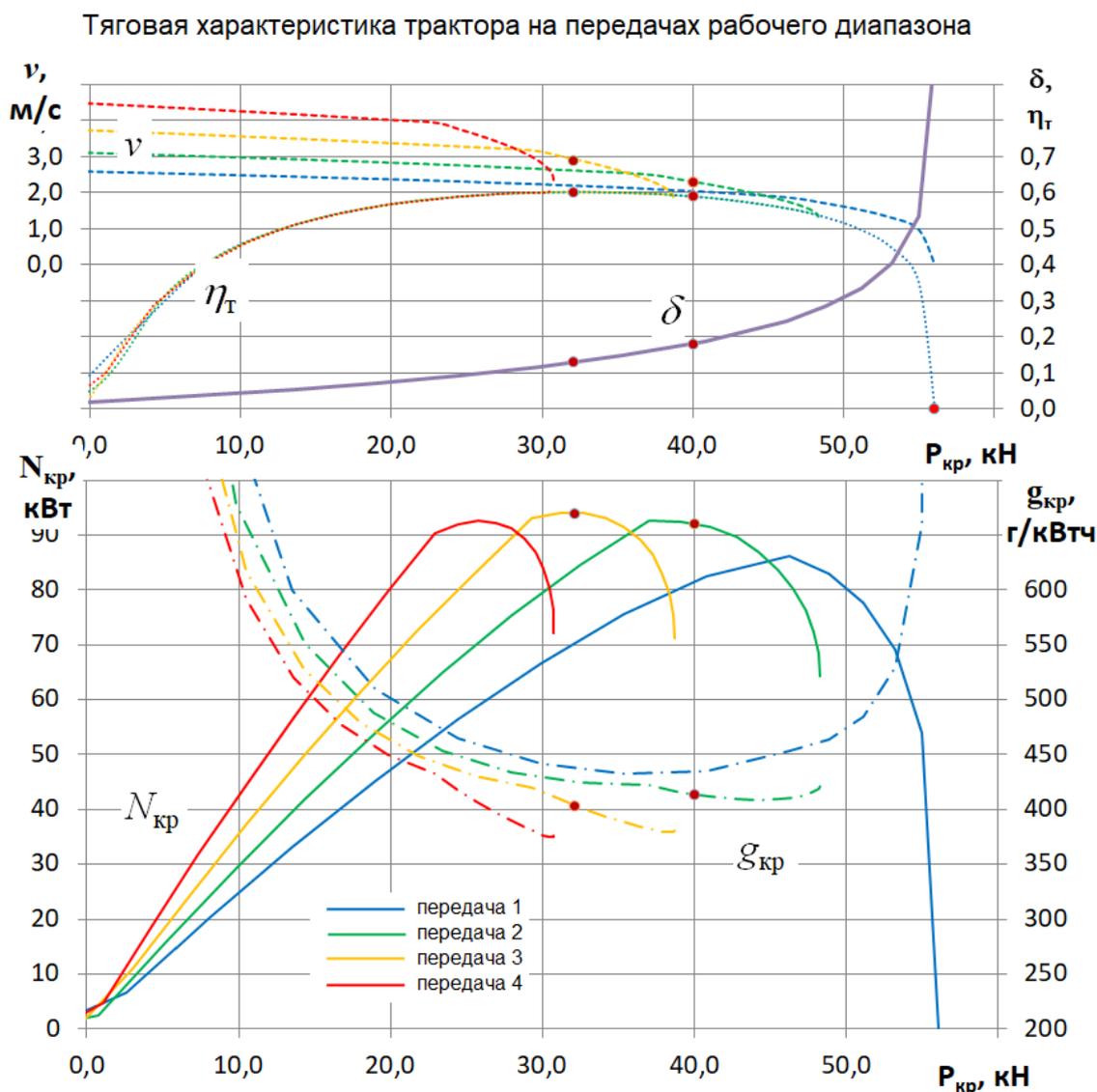


Рисунок 5.3. Тяговая характеристика трактора Terrion АТМ4200 с двигателем мощностью 155 кВт (наддув 280 кПа)

На тяговой характеристике трактора (рис. 5.3) точками на кривых отмечены значения показателей для характерных режимов работы трактора:

- режим максимальной тяговой мощности ($N_{кр} = \max$);
- режим при номинальном тяговом усилии ($P_{кр} = 40$ кН);
- режим максимального тягового усилия ($P_{кр} = \max$).

Таблица 5.4. Базовая комплектация трактора Terrion ATM4200

Наименование	Характеристика
Тяговый класс, т	4
Колесная формула	4К4а
Двигатель	Deutz BF 6М 2012 С (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	СОМ 2 (опция СОМ 3А)
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-сцепные 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/ 540Е/ 1000/ 1000Е об/мин. Базовый хвостовик — Ø35 – 6 шлицов. Легкосменные хвостовики ВОМ (опция)
Масса эксплуатационная в базовой комплектации, кг	8200
Максимально допустимая (полная) масса, кг	12000

Результаты расчетов трактора Terrion АТМ4200 и их анализ проводился для режима максимальной производительности (максимальной крюковой мощности) и для режима работы при номинальном тяговом усилии, которое принималось равным $P_{кр} = 40$ кН в соответствии с тяговым классом трактора.

Результаты расчета показали, что максимальное тяговое усилие для работы трактора с любым из исследованных двигателей составляло $P_{крmax} = 56$ кН, т.к. его значение ограничивалось сцепными качествами движителей.

Для режима максимальной крюковой мощности трактора результаты приведены в таблице 5.5. С двигателями различного технического состояния максимальная мощность достигалась при работе на 3-й передаче.

Как следует из представленных в таблице результатов, при снижении давления наддува с 280 до 180 кПа максимальная крюковая мощность $N_{крmax}$ снижается на 7,9 кВт с 94 до 86,1 кВт или на 8,4%. Значение крюковой силы на этих режимах снижается на 2,7 кН с 32,1 до 29,4 кН или на такие же 8,4%. Одинаковое снижение связано с тем, что действительная скорость трактора практически сохраняется на уровне 2,9...2,94 м/с. Удельный крюковой расход топлива увеличивается с 403 до 436 г/кВтч или на 8%.

Таблица 5.5. Результаты тягового расчета трактора Terrion АТМ4200 при максимальной производительности

Давление наддува	МПа	0,28	0,26	0,24	0,22	0,2	0,18
Максимальная крюковая мощность $N_{крmax}$	кВт	94	92,6	91,3	89,9	88,1	86,1
Передача на которой она получена		3	3	3	3	3	3
Значение крюковой силы	кН	32,1	31,54	31,5	31	30	29,4
Значение удельного крюкового расхода топлива	г/кВтч	403	410	413	421	428	436
Значение скорости движения	м/с	2,93	2,94	2,90	2,90	2,94	2,93
Значение коэффициента буксования		0,13	0,127	0,125	0,124	0,121	0,115
Значение тягового КПД		0,601	0,601	0,601	0,601	0,601	0,6

Снижение тягового усилия на режиме максимальной производительности при снижении давления наддува двигателя приводит к снижению

коэффициента буксования с 0,13 до 0,115 или на 12%. А значение тягового КПД практически не меняется и составляет 0,6.

Таким образом, ухудшение технического состояния двигателя, приводящее к снижению давления наддува с 280 до 180 кПа, приводит к снижению максимальной крюковой мощности трактора на 8,4% из-за снижения крюковой силы на этом режиме и увеличению удельного крюкового расхода топлива на 8%.

Аналогично ранее проведенному анализу показателей тяговой характеристики для режима максимальной крюковой мощности трактора, рассмотрим эти показатели для режима одинакового тягового усилия равного номинальному $P_{кр} = 40$ кН. Результаты расчетов для этого режима работы трактора с двигателями различного технического состояния приведены в таблице 5.6. Следует отметить, что лучшую производительность при номинальном тяговом усилии удастся получать только 2-й передаче, как например, показано на рисунке 5.3. Для этого условия проводился анализ тяговых характеристик трактора с двигателями разного технического состояния. Характер изменения показателей тягового расчета также представлен на рисунке 5.4.

Таблица 5.6. Результаты тягового расчета трактора Terrion ATM4200 при номинальном тяговом усилии 40 кН.

Давление наддува	МПа	0,28	0,26	0,24	0,22	0,2	0,18
Эффективная мощность двигателя	кВт	155	153	150	148	145	143
Номинальное тяговое усилие, $P_{кр}$	кН	40	40	40	40	40	40
Крюковая мощность, $N_{кр}$	кВт	92	91	89,4	87,9	85,6	82,5
Удельный крюковой расход топлива, $g_{кр}$	г/кВт·ч	414	417	421	423	427	431
Действительная скорость движения, v_d	м/с	2,30	2,28	2,24	2,20	2,14	2,06

Из приведенных данных видно, что для режима работы с номинальным тяговым усилием при изменении характеристик двигателя из-за снижения

давления наддува от 0,28 до 0,18 Мпа максимальная крюковая мощность снизилась с 92 до 82,5 кВт, т.е. на 9,5 кВт или на 10,3%, удельный крюковой расход топлива вырос с 414 до 431 г/кВт·ч или на 4%, а скорость движения снизилась с 2,3 до 2,06 м/с или на 10,4%. Также можно отметить, что интенсивность снижения крюковой мощности и действительной скорости трактора возрастает с уменьшением давления наддува. Такое изменение характеристик трактора приводит к снижению производительности работы и увеличению затрат на топливо.

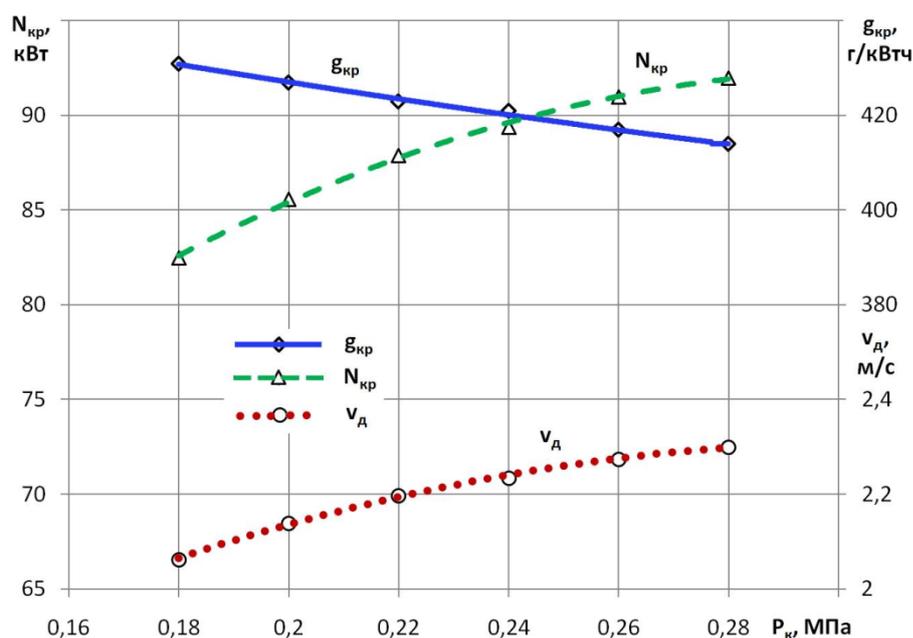


Рисунок 5.4. Влияние давления наддува двигателя на показатели работы трактора Terrion АТМ4200 при номинальном тяговом усилии $P_{кр} = 40$ кН.

Поддержание высокого уровня технического состояния машин позволяет снизить затраты на производство продукции. Ухудшение состояния машин сопровождается снижением производительности, увеличением сроков проведения работ, возникновением накладок, при проведении работ, когда необходимо проводить следующую обработку, а еще не закончили текущую, увеличением расхода топливо-смазочных материалов. В конечном итоге это все ведет к снижению урожайности и значительному росту себестоимости

продукции [80]. Эти закономерности характерны как для крупных, так и для фермерских хозяйств [67].

Как было показано ранее снижение давления наддува двигателя в процессе эксплуатации техники оказывает влияние на тяговые свойства трактора, снижается производительность агрегата. В конечном итоге приводит к увеличению затрат и росту себестоимости продукции.

5.4 Оценка экономических потерь при работе трактора с пониженным давлением наддува

В результате нарушения нормальной работы трактора из-за ухудшения его технического состояния увеличиваются потери сельскохозяйственных предприятий, что приводит к росту себестоимости продукции и снижению прибыли. В результате снижаются темпы развития предприятий, обновления современной техникой, росте уровня жизни и т.п.

Изложенные ранее данные по ухудшению показателей трактора из-за снижения давления наддува двигателя позволяют сделать ориентировочную экономическую оценку увеличения потерь сельскохозяйственных предприятий от эксплуатации такой техники.

Для оценки степени повышения затрат при выполнении сельскохозяйственных работ трактором при снижении давления наддува на основе полученных результатов проведенных тяговых расчетов было принято условие работы трактора Terrion АТМ4200 с постоянным тяговым усилием 40 кН, для которого был проведен анализ ранее.

Работа трактора рассматривалась с плугом Lemken EurOpal 9, характеристики которого приведены в таблице 5.7 по данным источников [60, 46]. Для выбора ширины захвата плуга рассмотрены различные варианты, приведенные в таблице 5.5.

Таблица 5.7. Характеристики плуга EurOpal 9 [46].

Европал 9 (Рама 160 x 160 x 10mm)						
Кол. Корпусов	4	4+1	5	5+1	6	6+1
Рабочая ширина захвата (см)	120/240	150/300	150/300	180/300	180/300	210/315
Вес (кг) ²	1.280	1.510	1.495	1.725	1.710	1.940
кВт/л.с (от - до)	88/120-132/180	103/140-162/220	103/140-162/220	118/160-199/270	118/160-199/270	132/180-228/310

Для 5-ти корпусного плуга Lemken EurOpal 9, имеющим изменяемую рабочую ширину захвата В от 150 до 300 см для мощности трактора от 103 до 162 кВт приведена зависимость требуемой мощности от ширины захвата, показанную на рисунке 5.5.

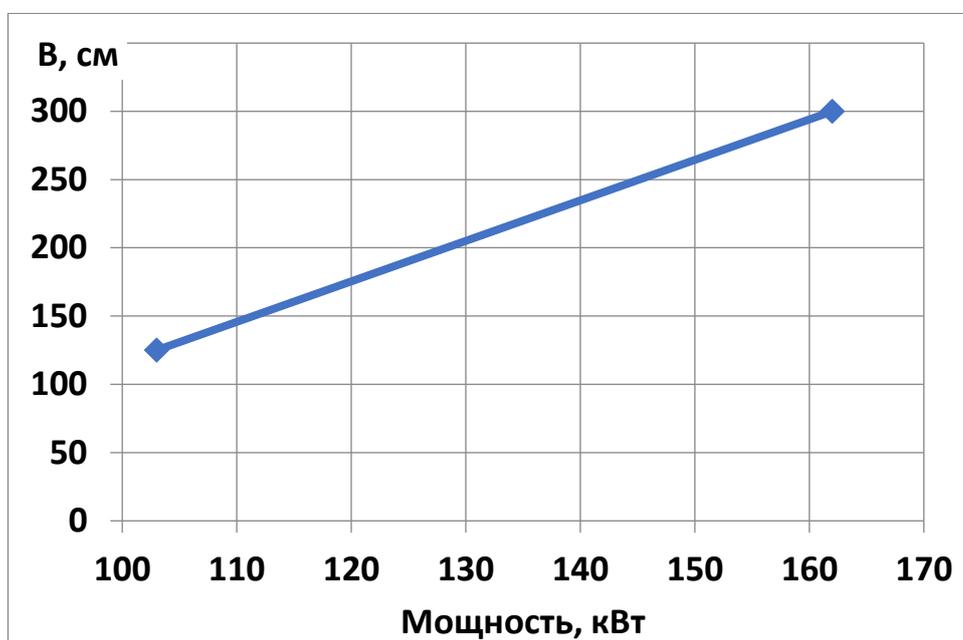


Рисунок 5.5 Возможная ширина захвата 5-ти корпусного плуга Lemken EurOpal 9 в зависимости от мощности трактора.

Из представленных на рисунке 5.5 данных можно выбрать рабочую ширину захвата $B = 2,5$ м, которая обеспечивается трактором мощностью 145 кВт и данная ширина захвата может быть использована для оценки производительности полевых работ.

Экономическая оценка потерь осуществлялась в соответствии с ГОСТ 34393-2018 [13] и рекомендациями, приведенными в литературе [8, 116] для средних значений показателей по РФ [80].

Прямые эксплуатационные затраты на выполнение единицы наработки i -го вида работы $Z_{ЭКCi}$ в соответствии с [13] вычисляются по формуле:

$$Z_{ЭКCi} = Z_{O.Ti} + Z_{ТСМi} + Z_{Рi} + A_i + И_{В.Мi}, \quad (5.1)$$

где: $Z_{O.Ti}$ – затраты средств на оплату труда обслуживающего персонала на единицу наработки;

$Z_{ТСМi}$ – затраты средств на оплату топливо-смазочных материалов (ТСМ) на единицу наработки;

$Z_{Рi}$ – затраты средств на ремонт и техническое обслуживание на единицу наработки;

A_i – амортизационные отчисления на единицу наработки;

$И_{В.Мi}$ – издержки средств на вспомогательные технологические материалы на единицу наработки.

Принимая затраты $Z_{Рi}$, A_i и $И_{В.Мi}$ одинаковыми для эксплуатации тракторов с двигателями разного технического состояния, рассмотрим только изменение затрат на оплату труда $Z_{O.Ti}$ на топливо $Z_{ТСМi}$.

Затраты средств на оплату труда обслуживающего персонала $Z_{O.Ti}$ рекомендуется определять по формуле:

$$Z_{O.Ti} = \frac{\sum_{k=1}^{n_{\text{мех}}} \lambda_k \tau_k K_3}{W_{\text{СМ}i}}, \quad (5.2)$$

где: λ_k – количество обслуживающего персонала k -ой квалификации, чел.;

τ_k – часовая оплата труда обслуживающего персонала k -ой квалификации, единиц/чел.·ч;

K_3 – коэффициент, учитывающий уровень социальных отчислений от зарплаты, регламентируемых законодательством;

$n_{\text{мех}}$ – число обслуживающего персонала, чел.;

$W_{\text{СМ}i}$ – производительность самоходной техники, МТА за 1 ч сменного времени на i -ом виде работы, единиц наработки (га).

При анализе потерь от эксплуатации техники с неисправностями количество обслуживающего персонала λ_k , их часовая оплата труда τ_k , коэффициент K_3 и число обслуживающего персонала $n_{\text{мех}}$ принималось неизменным, и тогда затраты средств на оплату труда остаются зависимыми только от производительности самоходной техники $W_{\text{СМ}i}$.

Затраты денежных средств на оплату ТСМ вычисляются по формуле:

$$Z_{\text{ТСМ}i} = g_{\text{т}i} \cdot \text{Ц}_{\text{т}} \cdot K_{\text{СМ.м}}, \quad (5.3)$$

где: $g_{\text{т}i}$ – удельный расход моторного топлива, кг/га;

$\text{Ц}_{\text{т}}$ – цена моторного топлива;

$K_{\text{СМ.м}}$ – коэффициент учета цены смазочных материалов по топливу.

Расчеты показателей работы трактора выполнялись по методике, подробно описанной в работе [30]. Цены приняты по состоянию на январь 2025 г. Полученные результаты сведены в таблицу 5.6. Там же приводятся значения изменения показателей по отношению к работе трактора при давлении наддува 0,28 МПа (нормальное техническое состояние), принятом за базу.

Представленные в таблице 5.7 данные показывают, что при ухудшении технического состояния двигателя приводящего к снижению давления наддува и снижающие действительную скорость, и производительность трактора снижают сменную производительность $W_{\text{с}}$ и увеличивают трудоемкость операции $T_{\text{об}}$. А увеличение погектарного расхода топлива $g_{\text{т}}$, приводит к росту расхода топлива на вспашку $G_{\text{вс}}$ и растут затраты на топливо при вспашке $Z_{\text{тв}}$.

Анализ полученных данных показывает, что снижение давления наддува с 0,28 до 0,18 МПа приводит к снижению скорости движения с 2,3 до 2,06 м/с, и производительности с 2,07 до 1,85 га/ч – на 10,43%. В свою очередь это приводит к увеличению удельного расхода топлива с 18,4 до 19,18 кг/га или на 4,2%. Снижение производительности трактора приводит к росту времени на выполнение технологической операции, который достигает 11,7%, и

приводит к увеличению затрат на заработную плату, и возможному снижению урожайности, так как работы будут выполнены не в оптимальные сроки, а с задержками.

Таблица 5.8. Результаты расчета потерь из-за снижения производительности и увеличения расхода топлива

Показатель	Базовый	Изменение показателя				
Давление наддува P_k , МПа	0,28	0,26	0,24	0,22	0,2	0,18
Снижение P_k , %	0	7,1	14,3	21,4	28,6	35,7
Скорость V_d , м/с	2,3	2,28	2,24	2,2	2,14	2,06
Снижение V_d , %	0	0,87	2,61	4,35	6,96	10,43
Производительность W , га/ч	2,070	2,052	2,016	1,980	1,926	1,854
Снижение W , %	0	0,87	2,61	4,35	6,96	10,43
Сменная производительность W_c , га/смена	14,08	13,95	13,71	13,46	13,1	12,61
Снижение W_c , %	0	0,87	2,61	4,35	6,96	10,43
Удельный расход топлива g_r , кг/га	18,40	18,49	18,67	18,78	18,98	19,18
Увеличение g_r , %	0	0,50	1,46	2,06	3,14	4,23
Удельные затраты на топливо c_t , руб/га	1541	1548	1563	1572	1589	1606
Увеличение c_t , %	0	0,50	1,46	2,06	3,14	4,23
Расход топлива на вспашку $G_{вс}$, т	18,40	18,49	18,67	18,78	18,98	19,18
Увеличение $G_{вс}$, %	0	0,50	1,46	2,06	3,14	4,23
Затраты на топливо при вспашке $Z_{тв}$, тыс.руб	1 541	1 548	1 563	1 572	1 589	1 606
Увеличение $Z_{тв}$, %	0	0,50	1,46	2,06	3,14	4,23
Трудоемкость $T_{об}$, чел.ч	483,1	487,3	496,0	505,1	519,2	539,4
Увеличение $T_{об}$, %	0	0,88	2,68	4,55	7,48	11,7
Удельные трудозатраты $\tau_{об}$, чел.ч/га	0,483	0,487	0,496	0,505	0,519	0,539
Увеличение $\tau_{об}$, %	0	0,88	2,68	4,55	7,48	11,7
Доля затрат на оплату труда в себестоимости, %	26,5	26,73	27,21	27,70	28,48	29,59
Увеличение доли затрат на оплату труда в себестоимости, %	0	0,19	0,54	0,76	1,16	1,57
Доля затрат на ТСМ в себестоимости, %	37	37,19	37,54	37,76	38,16	38,57
Увеличение доли затрат на ТСМ в себестоимости, %	0	0,23	0,71	1,20	1,98	3,09
Увеличение себестоимости продукции, %	0	0,42	1,25	1,97	3,14	4,65

Из анализа данных таблицы можно сделать вывод, что на обработку полей в 1000 га потребуется дополнительно 56,28 чел.ч, что составляет около 8 рабочих смен. В конечном итоге это приведет к увеличению затрат на производство продукции и её себестоимости до 3,8%.

Характер влияния снижения давления наддува двигателя из-за ухудшения его технического состояния на удельные трудозатраты $\tau_{об}$ и затраты на топливо при вспашке $C_{ТВ}$ показан на рисунке 5.5.

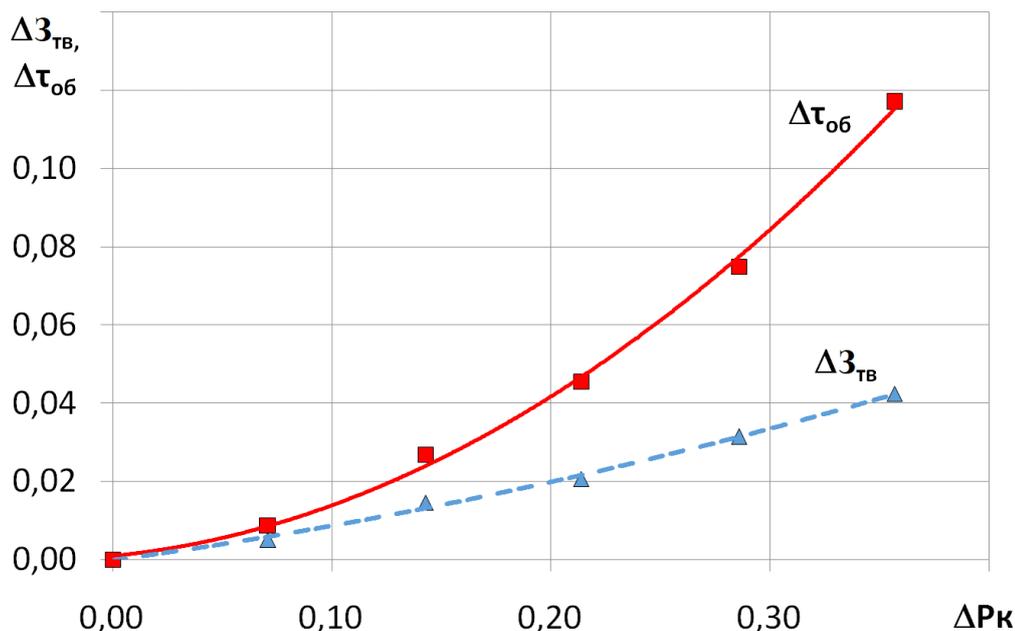


Рисунок 5.5. Изменение удельных трудозатрат $\Delta\tau_{об}$ и затрат на топливо $\Delta Z_{ТВ}$ при вспашке от снижения давления наддува ΔP_k .

Из представленных на рисунке 5.5 данных видно, что снижение давления наддува приводит к нелинейному изменению затрат, рост которых увеличивается быстрее снижения давления наддува и эффект затрат усугубляется. Своевременное устранение неисправности двигателя уменьшит потери и повысит эффективность производства сельскохозяйственной продукции.

Увеличение прямых эксплуатационных затрат при производстве сельскохозяйственной продукции увеличивает ее себестоимость и при сохранении стоимости реализации снижает получаемую прибыль, а, следовательно, и возможности развития производства и условия жизни сельхозпроизводителя. Анализ статей затрат на производство продукции в

АПК показывает, что в общей трудоемкости производства продукции растениеводства на обработку почвы доля затрат труда в зависимости от производимой культуры может составлять от 16 до 37% или в среднем 26,5%. Доля затрат на расход топлива смазочных материалов в зависимости от вида используемой техники, культуры и др. также может колебаться в пределах от 26 до 48% или в среднем 37% [107, 25]. Таким образом доля затрат на оплату труда и топливо смазочные материалы в себестоимости продукции может составлять более 60%.

Рассматривая статьи затрат на оплату труда и ТСМ и их изменение в зависимости от технического состояния двигателя трактора Terrior ATM4200 и различных давлений наддува, приведенные в таблице 5.6 следует отметить, что при изменении давления наддува с 280 до 180 кПа доля затрат на оплату труда в себестоимости увеличивается на 1,57 %. Доля затрат на ТСМ в себестоимости при этом увеличивается на 3,09 %. Принимая затраты по другим статьям неизменными, можно ожидать увеличения себестоимости производимой продукции на 4,65 %.

Проведенный экономический анализ влияния технического состояния двигателя трактора Terrior ATM4200, проявляющийся в уменьшении давления наддува, показал целесообразность своевременного устранения неисправности двигателя для восстановления нормального давления наддува.

Контроль давления наддува может быть осуществлен в процессе эксплуатации трактора по методике, описанной в работе [68]. Погрешность предлагаемого метода позволяет оценить достоверно снижение давление наддува на 10-15%. Устранение неисправности двигателя на таком уровне снижения давления позволит ограничить потери от снижения производительности на уровне 1,5-3% вместо 10-12% и потери от расхода топлива на уровне 1-1,5% вместо 4%. Следует отметить, что изложенный в работе подход не требует специальной доработки трактора, а достаточно только считывать значения давления в процессе работы трактора и после

математической обработки сообщать полученное значение, например, на панель диагностики трактора.

На основании изложенного материала можно сделать следующие выводы.

1. В процессе эксплуатации мобильной техники с надувными двигателями существует множество факторов нарушения нормальной работы систем двигателя, приводящим к снижению давления наддува и ухудшению показателей двигателя, которые могут быть обнаружены только при очередном техническом обслуживании или серьезной поломке двигателя.
2. Проведенный расчетный анализ влияния давления наддува на работу трактора Terrion АТМ4200 показал, что при снижении давления наддува на 36% приводит к снижению мощности двигателя на 8% и увеличению удельного эффективного расхода топлива на 9%. Такое изменение параметров двигателя приводит при работе трактора на номинальном тяговом усилии 40 кН к снижению производительности на 10,4% и повышению затрат на топливо на 4,2%.
3. Снижение производительности трактора приводит к росту времени на выполнение технологической операции, который достигает 11,7%, и приводит к увеличению затрат на заработную плату, например на обработку полей площадью 1000 га потребуется дополнительно 56,28 чел.ч, что составляет около 8 рабочих смен.
4. Своевременное устранение неисправности с помощью мониторинга давления наддува в процессе эксплуатации трактора на уровне снижения давления наддува на 10-15% относительно нормы позволит ограничить уровень потерь от снижения производительности до 1,5...3% вместо 10...12% и по расходу топлива 1...1,5% вместо 4%.

5.5. Многопараметровая характеристика давления наддува

Получение многопараметровой характеристики осуществлялось на основании статистической обработки массива данных, полученного в процессе работы трактора Terrioп АТМ4200 через диагностический разъем и обработанного с помощью ранее описанной программы для декодирования протокола SAE J1939 CAN-шины.

5.5.1 Подготовительные операции по базе данных

Кадр данных передачи информации давления наддува имеет идентификатор 0x018FEF200 и регистрируется одновременно с другими данными потока информации. В отличие от данных по частоте вращения и нагрузки двигателя данные по давлению наддува передаются по шине данных гораздо реже. Если частота последовательной регистрации данных составляла через 0,02 с, то значения по давлению регистрировались только через 0,5 с или в 25 раз реже.

Для получения многопараметровой характеристики давления наддува использовался массив зарегистрированных данных показанный на рисунке 5.6 в виде точек на поле рабочих режимов в координатах: частота вращения – нагрузка.

Используя подход для анализа массива данных изложенный в главе 3, перед началом обработки область рабочих режимов была разделена на зоны. Каждая зона имела ограничения по частоте вращения и нагрузке и учитывала количество зарегистрированных значений (точек) в каждой зоне. Размер зоны выделялся таким образом, чтобы количество точек в каждой зоне было не менее 150, что позволяет с хорошей достоверностью получать уравнения регрессии и рассматривать большое число влияющих факторов. В итоге рабочая область была разделена на 18 зон как показано на рисунке 5.6 и в таблице 5.9.

Для каждой зоны выполнялся регрессионный анализ данных и определялось уравнение регрессии. Полученное уравнение позволяет определить давление наддува для центра зоны.

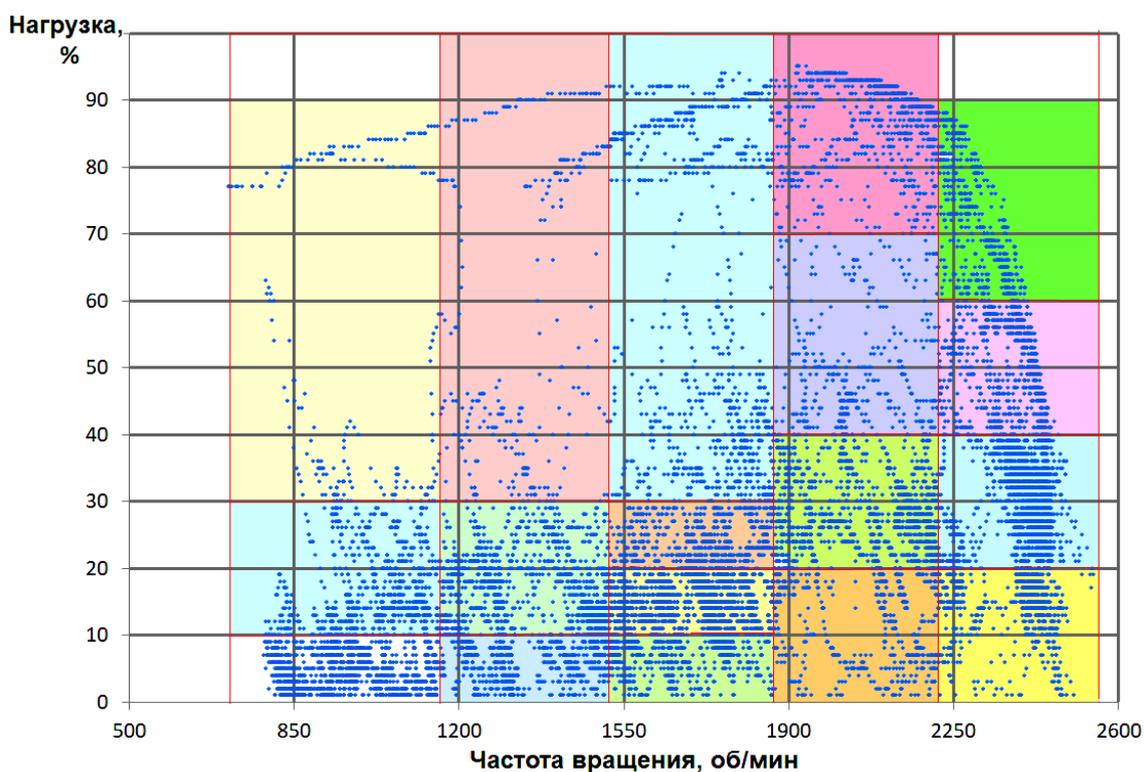


Рисунок 5.6 Область зарегистрированных режимов давления наддува.

Таблица 5.9. Результаты статистического анализа данных давления по зонам области рабочих режимов двигателя Deutz BF 6M 2012 C

№ зоны	Частота вращения, мин ⁻¹	Нагрузка, %
1	700...1150	0...9,9
2	700...1150	10...29,9
3	700...1150	30...90
4	1151...1500	0...9,9
5	1151...1500	10...29,9
6	1151...1500	30...100
7	1501...1850	0...9,9
8	1501...1850	10...19,9
9	1501...1850	20...29,9
10	1501...1850	30...100
11	1851...2200	0...19,9
12	1851...2200	20...39,9
13	1851...2200	40...69,9
14	1851...2200	70...100
15	2201...2550	0...19,9
16	2201...2550	20...39,9
17	2201...2550	40...59,9
18	2201...2550	60...90

В качестве независимых влияющих факторов рассматривались частота вращения n , нагрузка M двигателя, их сочетания в различной степени и скорости их изменения. Учет скорости изменения частоты вращения и нагрузки позволил повысить достоверность получаемых уравнений регрессии для каждой зоны.

5.5.2 Получение базовой многопараметровой характеристики по давлению наддува

На первом этапе исследований проводилась оценка значимости переменных параметров уравнений регрессии для каждой зоны. В начале рассматривались уравнения расчета давления наддува, учитывающие все возможные переменные.

1. По частоте вращения n : n , n^2 , n^3 .
2. По нагрузке M : M , M^2 , M^3 .
3. По скорости изменения n и M : dn/dt , dM/dt , $(dn/dt)^2$, $(dM/dt)^2$.
4. По сочетаниям переменных: nM ; $nM(dn/dt)$; $nM(dn/dt)(dM/dt)$; $nM(dM/dt)$; n^2M ; nM^2 ; $n^2M(dn/dt)$; $nM^2(dM/dt)$; $nM^2(dn/dt)$.

Таким образом, максимальное количество факторов, входящих в уравнение может быть 18. При анализе получаемых коэффициентов уравнения регрессии оценивалась их значимость по критерию Стьюдента, как уже отмечалось в главе 3 согласно источникам [46,6,7]. Рассчитанное по формуле значение t_a для коэффициента «а» по данным массива переменной x_i , функции y_i , среднего значения переменной \bar{x} и расчетного значения \hat{y} при анализе n переменных по формуле

$$t_a = \frac{|a|}{\sqrt{\frac{\sum(y_i - \hat{y}_i)^2}{(n-2)\sum(x_i - \bar{x})^2}}} \quad (5.4)$$

сравнивалось с табличным значением критерия Стьюдента t_{vp} для степени свободы ν и доверительной вероятности p . Если полученное значение $t_a > t_{vp}$, то коэффициента «а» принимается значимым.

Получение уравнений регрессии на процессоре при работе трактора предполагает использование одинаковых видов уравнения для каждой зоны, поэтому в результате анализа полученных уравнений регрессии наилучший результат по виду уравнений выбран в виде:

$$Y_i = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3 + b_4 \cdot x_4, \quad (5.5)$$

где: b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 - коэффициенты уравнения;

$$x_1 = n \cdot M \cdot 10^{-4}$$

$$x_2 = dn/dt \cdot 10^{-3}$$

$$x_3 = dM/dt \cdot 10^{-3}$$

$$x_4 = n^2 \cdot 10^{-6}$$

Полученные для каждой зоны области рабочих режимов двигателя коэффициенты уравнений регрессии представлены в таблице 5.10.

Таблица 5.10. Значения коэффициентов уравнений регрессии для каждой зоны

№ зоны	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4
1	101,77	0,0837	-0,003	-1,95	2,59
2	101,94	-0,181	0,384	0,237	2,49
3	104,19	2,459	2,850	2,92	-8,38
4	100,55	-1,142	-2,537	-3,45	4,18
5	101,77	0,084	-0,003	-1,95	2,59
6	105,60	1,245	2,690	-3,96	-2,92
7	95,02	-5,992	4,001	34,54	9,22
8	91,33	0,028	2,936	14,66	6,92
9	82,41	2,191	8,247	24,32	7,47
10	70,01	1,625	1,962	3,44	12,13
11	94,30	-1,838	-17,550	-67,24	8,18
12	95,94	2,309	-4,577	-35,51	4,57
13	87,46	0,157	-8,603	-32,21	11,00
14	-142,53	15,11	-4,063	-23,64	9,11
15	144,90	-0,807	-8,847	-62,12	-1,44
16	27,71	4,958	-11,200	-54,37	15,38
17	-269,61	7,063	-20,770	-86,91	64,91
18	-507,23	14,70	-9,247	-39,75	86,70

На следующем этапе исследований для получения базового уравнения регрессии для всей области рабочих режимов была использована изложенная ранее в 3-й главе разработанная методика. Для этого в каждой зоне определялось значение давления наддува по полученным регрессионным зависимостям для центра зоны по частоте вращения и нагрузке в соответствии с данными таблицы 5.9. Полученные результаты расчетов по уравнению (5.5) в соответствии со значениями коэффициентов, приведенных в таблице 5.10, сведены в таблицу 5.11.

Таблица 5.11. Значения давления наддува для центра каждой зоны.

№ зоны	n, мин ⁻¹	M, %	P _к , кПа	Y _i =ln(P _к -100)
1	925	5	104,0	1,393
2	925	20	103,7	1,317
3	925	60	110,7	2,367
4	1325	5	107,1	1,965
5	1325	20	106,5	1,879
6	1325	65	111,2	2,416
7	1675	5	115,9	2,764
8	1675	15	110,8	2,381
9	1675	25	112,5	2,528
10	1675	65	121,7	3,079
11	2025	10	124,1	3,183
12	2025	30	128,7	3,358
13	2025	55	134,3	3,535
14	2025	85	154,9	4,006
15	2375	10	134,9	3,551
16	2375	30	149,8	3,908
17	2375	50	180,4	4,387
18	2375	75	243,6	4,967

Предварительный анализ изменения давления наддува от частоты вращения и нагрузки двигателя показал сильно прогрессивный рост давления наддува при увеличении частоты вращения и нагрузки, который не мог быть

обеспечен кубической зависимостью. В тоже время характер изменения давления имеет плавно нарастающий вид. Для улучшения достоверности получаемых результатов проводился анализ не для абсолютного значения давления наддува P_i , а для условно избыточного сверх 100 кПа ($P_i - 100$). Анализ проводился для логарифма избыточной величины, которая определялась по выражению:

$$Y_i = \ln(P_i - 100) \quad (5.6)$$

Полученные значения приведены в таблице 5.9.

Регрессионный анализ полученных данных проводился при последовательном отсеивании статистически не значимых переменных и оценкой значимости полученного уравнения по критерию Фишера F . Начальный вид зависимости имел вид:

$$Y_i = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3 + b_4 \cdot x_4 + b_5 \cdot x_5, \quad (5.7)$$

где: $b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$ - коэффициенты уравнения;

$$x_1 = n \cdot 10^{-3}$$

$$x_2 = M \cdot 10^{-2}$$

$$x_3 = n^2 \cdot 10^{-6}$$

$$x_4 = M^2 \cdot 10^{-4}$$

$$x_5 = n \cdot M \cdot 10^{-5}$$

Последовательность проведения операций и получаемые значения коэффициентов уравнений регрессии и их значимость по критерию Фишера F показаны в таблице 5.12.

Таблица 5.12. Последовательность получения уравнения регрессии.

№пп	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	F	R^2
1	0,953	0,0692	0,2667	0,470	1,181	0,0625	73,0	0,9682
2	1,008	-	0,2586	0,490	1,188	0,0637	98,8	0,9682
3	0,994	-	0,3198	0,497	1,249	-	141,6	0,9681
4	1,031	-	-	0,498	1,617	-	224,8	0,9677
5	1,199	-	-	0,541	-	-	87,4	0,8452

Как следует из данных, представленных в таблице 5.10, по мере исключения факторов с значение $t_b < t_{vp}$, увеличивается значимость уравнения регрессии (критерий F) при сохранении коэффициента детерминации R^2 . Исключение фактора, имеющего меньшее значение коэффициента Стьюдента t_b , удовлетворяющего условию $t_b > t_{vp}$, привело к снижению критерия F и коэффициента детерминации R^2 .

Таким образом, полученное уравнение регрессии для области рабочих режимов двигателя Deutz BF 6M 2012 С при доверительной вероятности 0,95 и критерии Фишера $F = 225 > F_{кр} = 2,4$ имеет вид:

$$Y_i = 1,031 + 0,498 \cdot n^2 \cdot 10^{-6} + 1,617 \cdot n^2 \cdot 10^{-4} \quad (5.8)$$

Используя зависимость (5.6) после преобразования величин получим уравнение для расчета абсолютного давления наддува двигателя при работе на стационарном режиме ($dn/dt = 0$, $dM/dt = 0$) в виде:

$$P_k = e^{1,031} \cdot e^{0,498 \cdot n^2 \cdot 10^{-6}} \cdot e^{1,617 \cdot M^2 \cdot 10^{-4}} + 100 \quad , \text{кПа} \quad (5.9)$$

где: n – частота вращения, мин⁻¹;

M – нагрузка, %.

На основании полученного уравнения регрессии (5.9) построена многопараметровая базовая характеристика изменения давления наддува в области рабочих режимов двигателя Deutz BF 6M 2012 С, которая показана на рисунка 5.7 для условий стационарной работы ($dM_{кв}/dt = 0$ и $dn/dt = 0$).

Предложенный подход получения многопараметровой характеристики может быть реализован по другим показателям двигателя. Полученные в процессе эксплуатации трактора Terrion АТМ 4200 данные с CAN-шины в течение 208 с позволили построить многопараметровые характеристики двигателя Deutz BF 6M 2012 С. Эти характеристики позволяют анализировать значения эффективности работы двигателя по удельному эффективному расходу топлива и давлению наддува и их изменение в процессе эксплуатации. Результатом такого анализа может быть оценка технического состояния отдельных узлов и агрегатов машины и своевременное проведение их технического обслуживания.

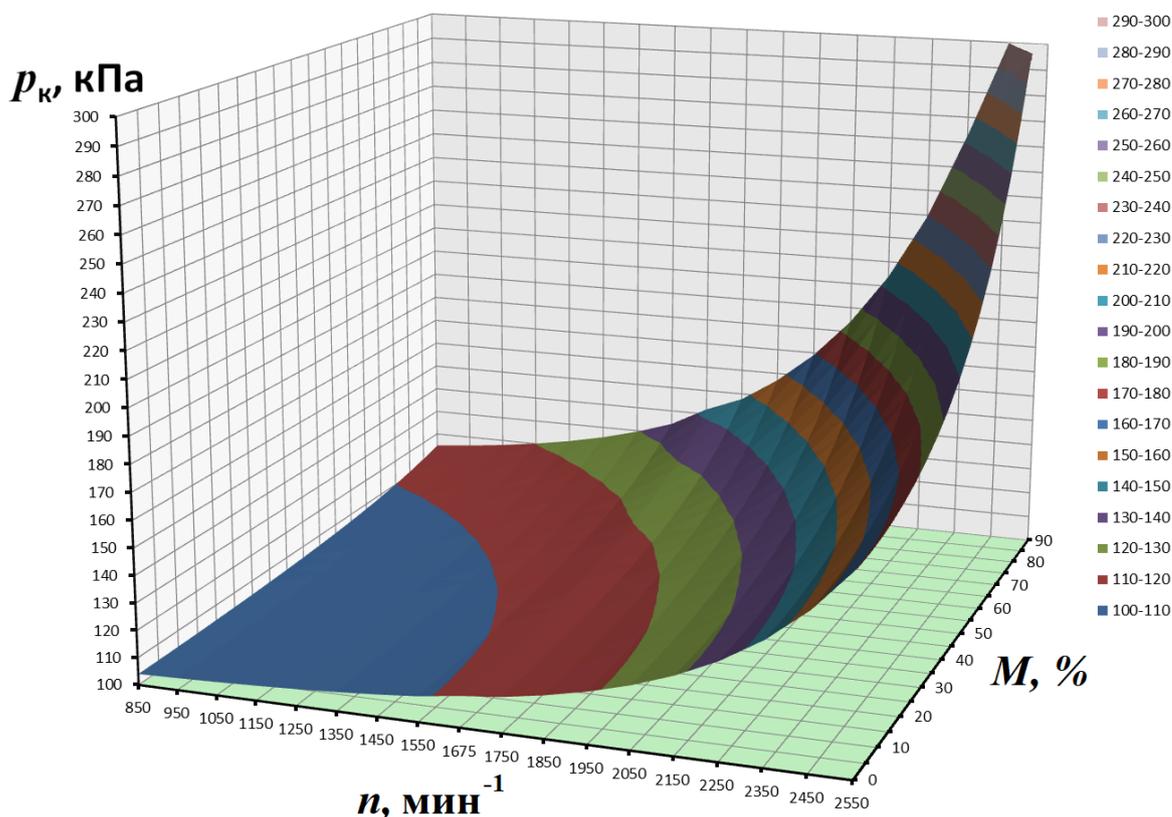


Рисунок 5.7 – Многопараметровая характеристика по давлению наддува двигателя Deutz BF 6M 2012 C

5.5.3 Проверка достоверности оценки давления наддува по выборке

Базовое уравнение регрессии (5.9) позволяет получить описание изменения давления наддува по многопараметровой характеристике двигателя Deutz BF 6M 2012 C и в процессе эксплуатации трактора, полученные данные по CAN шине при минимальной обработке сравнивать со значениями базовой характеристики. Для оценки достоверности получаемых данных при использовании такого подхода была сделана тестовая проверка. Процесс проверки осуществлялся следующим образом.

1. В поле рабочих режимов двигателя выбраны некоторые области для регрессионного анализа характера изменения давления в ней в соответствии с зависимостью (5.5).

2. Из выбранной области случайным образом из массива данных выбраны 150 режимов с данными: $x_1 = n \cdot M \cdot 10^{-4}$; $x_2 = dn/dt \cdot 10^{-3}$; $x_3 = dM/dt \cdot 10^{-3}$ и $x_4 = n^2 \cdot 10^{-6}$.
3. Для выбранных данных проводился регрессионный анализ с получением частного уравнения регрессии для области.
4. Определялись значения частоты вращения и нагрузки для центра области.
5. По полученному уравнению определялось для центра области контрольное значение давления наддува для стационарного режима ($dn/dt = 0$ и $dM/dt = 0$), т.е. в учет принимались только коэффициенты b_0, b_1 , и b_4 .
6. Для этого же центра области определялось давление наддува по базовой многопараметровой характеристике (5.9).
7. Оценивалось расхождение в значениях полученных давлений наддува по базовой характеристике и по значению, полученному по выборке.

В таблице 5.13 представлены границы по частоте вращения и нагрузке для пяти выбранных тестовых областей режимов для оценки достоверности получаемых результатов по описанной ранее методике. Выбранные области распределены таким образом, что в них имеется достаточное количество зарегистрированных режимов (более 1000).

Таблица 5.13 Границы выбранных областей режимов для оценки достоверности получаемых результатов

№пп	Изменение параметра для области			
	n, об/мин		M, %	
	min	max	min	max
1	700	1150	20	30
2	1150	1500	0	10
3	1500	1850	40	50
4	1850	2200	85	95
5	2200	2500	10	20

В таблице 5.14 приведены полученные значения для пяти тестовых областей:

- значения частоты вращения и нагрузки для центра каждой области;
- коэффициенты полученных уравнений регрессии, по которым определялась величина контрольного давления наддува для центра области;
- значения контрольного давления наддува, полученного по уравнению для области;
- значения давления наддува, полученного по базовой характеристике, рассчитанное по уравнению (5,9);
- отклонение контрольного давления от давления по характеристике в абсолютных и относительных величинах.

Таблица 5.14 Результаты обработки данных по тестовым областям.

№ПП	Среднее для области		Коэффициенты уравнения			Р _к , кПа		Отклонение	
	п, об/мин	М, %	b ₀	b ₁	b ₄	Контроль	По х-ке	кПа	%
1	925	25	103,34	0,365	1,966	105,9	104,8	1,12	1,07
2	1325	5	102,03	1,098	2,551	107,2	106,8	0,49	0,46
3	1675	45	79,98	2,941	5,271	116,9	115,7	1,20	1,04
4	2025	90	-323,4	24,45	13,45	177,4	180,1	-2,65	-1,47
5	2225	15	93,20	-0,664	8,351	132,3	134,2	-1,92	-1,43

Приведенные в таблице 5.14 результаты показывают, что абсолютное значение отклонения не превышало 3 кПа или 1,5%, что можно считать достаточно хорошей достоверностью предложенной методики оценки давления наддува по выборке из 150 режимов работы двигателя.

Таким образом, полученная многопараметровая характеристика, описываемая уравнением (5.9) может быть использована для оценки отклонения давления наддува при изменении технического состояния двигателя в процессе эксплуатации трактора и принятия решения о необходимости восстановления двигателя.

5.5.4 Использование давления наддува для оценки технического состояния двигателя трактора Terrion АТМ 4200

5.5.4.1 Исследование давления наддува при неработающей форсунке.

В процессе эксплуатации техники неисправность одной из форсунок многоцилиндрового двигателя является достаточно частым событием в сравнении с другими неисправностями. Для 6-ти цилиндрового двигателя, которым является двигатель Deutz BF 6M 2012 C, выход из строя форсунки может быть не сразу замечен и техника будет далее эксплуатироваться, пока при очередной проверке технического состояния двигателя она не будет обнаружена.

Неработающая форсунка одного из цилиндров многоцилиндрового двигателя приводит к изменению энергии отработавших газов двигателя, а, следовательно, и к давлению наддува от турбокомпрессора. Поэтому оценка изменения давления наддува при эксплуатации машины с одной неработающей форсункой представляется актуальной.

Для проведения такого исследования была отключена 3-я форсунки дизеля Deutz BF 6M 2012 C и в процессе работы трактора производилась регистрация данных системы управления через диагностический разъем. Зарегистрированные данные обрабатывались по описанной ранее методике, и полученные результаты сравнивались с базовой многопараметровой характеристикой, полученной для двигателя со всеми работающими форсунками и описанной в разделе 5.5.2.

Результаты исследований работы трактора с двигателем без одной работающей форсунки и данные по результатам их обработки показаны в таблице 5.15. Методика обработки данных была аналогичной проведенной обработке с тестовыми областями.

1. Область зарегистрированных режимов разбивалась на участки, границы которых по частоте вращения (минимальное и максимальное значения) и нагрузке (минимальное и максимальное значения) для шести выбранных областей режимов для определения давления наддува в центре участка по

описанной ранее методике. Выбранные области распределены таким образом, что в них имеется достаточное количество зарегистрированных режимов (более 10).

2. Определялись коэффициенты уравнений регрессии для области (b_0 , b_1 и b_4) и переменных x_1 , x_2 , x_3 , и x_4 для уравнения вида (5.5), по которым определялась величина давления наддува для центра участка при стационарном режиме ($b_2=0$ и $b_3=0$).
3. Определялись значения частоты вращения и нагрузки для центра каждого участка.
4. Для центра участка по полученным уравнениям рассчитывались значения давления наддува при работе двигателя без форсунки $P_{кф}$ и давления наддува по базовой характеристике $P_{кхар}$ для работающего двигателя со всеми форсунками по ранее полученной зависимости (5,9).
5. Вычислялась величина отклонения давления $P_{кф}$ от давления по характеристике в абсолютных Δ и относительных величинах.

В таблице 5.15 для каждого полученного уравнения регрессии участка приведены значения критерия Фишера F и коэффициент детерминации R^2 .

Сопоставление значений давления наддува для двигателя без форсунки $P_{кф}$ и изменение давления наддува двигателя Deutz BF 6M 2012 C по базовой характеристике $P_{кхар}$ при нагрузке 5 % приведены на рисунке 5.8.

Как следует из представленных результатов в таблице и на рисунке при работе двигателя без одной форсунки давление наддува снижается. По мере роста частоты вращения это различие в давлениях растет и при частоте вращения более 2000 мин⁻¹ становится более 5 %. При частоте вращения 2275 мин⁻¹ давление наддува отличается уже на 16,4 кПа или на 12 %.

Таким образом при установке граничного отклонения давления наддува от базового на уровне 10 %, что позволяет описанный ранее метод, данная неисправность будет выявлена при частоте вращения более 2200 мин⁻¹. Следует отметить, что встроенная система диагностики данную неисправность не определяла (код неисправности не выявлялся).

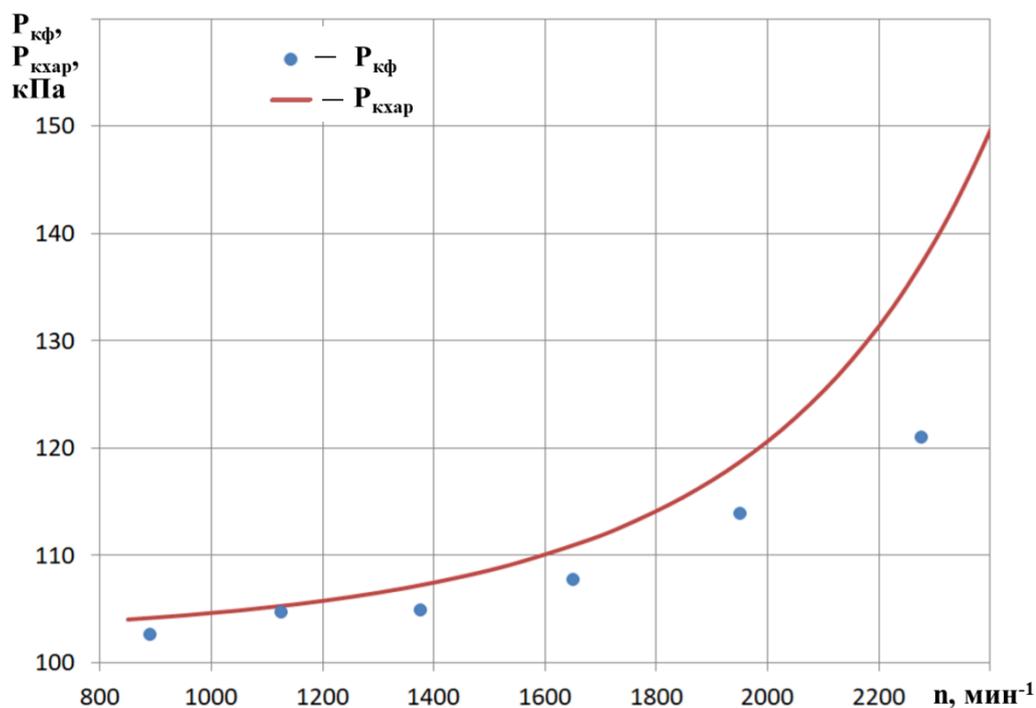


Рисунок 5.8. Сопоставление значений давления наддува для двигателя без форсунки $P_{кф}$ и изменение давления наддува двигателя Deutz BF 6M 2012 C по базовой характеристике $P_{кхар}$ при нагрузке 5 %.

5.5.4.2 Исследование давления наддува при нарушении герметичности впускного тракта двигателя.

Нарушение герметичности впускного тракта двигателя также относится к часто встречающимся неисправностям. Негерметичный впускной тракт после компрессора приводит к утечке свежего заряда и снижает давление наддува. Данная неисправность обычно контролируется по звуку истекающего воздуха, что сложно выполнить, т.к. на фоне работающего двигателя это достаточно проблематично и выполняется только при обнаруженном сильном снижении давления наддува и существенном снижении мощности двигателя.

Для проведения исследования с негерметичным впускным трактом дизеля Deutz BF 6M 2012 C была сделана небольшая щель на участке между компрессором и радиатором охладителя наддувочного воздуха. В процессе работы трактора с негерметичным впускным трактом производилась регистрация данных системы управления через диагностический разъем.

Зарегистрированные данные обрабатывались по описанной ранее методике, и полученные результаты сравнивались с базовой многопараметровой характеристикой, как и при исследовании с неработающей форсункой.

Результаты исследований работы трактора с негерметичной впускной системой двигателя и данные по результатам их обработки показаны в таблице 5.16. Методика обработки данных была аналогичной проведенной обработке с неработающей форсункой.

В таблице 5.16, как и в предыдущей таблице для каждого полученного уравнения регрессии участка приведены значения критерия Фишера F и коэффициент детерминации R^2 .

Сопоставление значений давления наддува для двигателя с негерметичным впускным трактом $P_{кн}$ и изменение давления наддува двигателя Deutz BF 6M 2012 C по базовой характеристике $P_{кхар}$ при нагрузке 7,5 % приведены на рисунке 5.9.

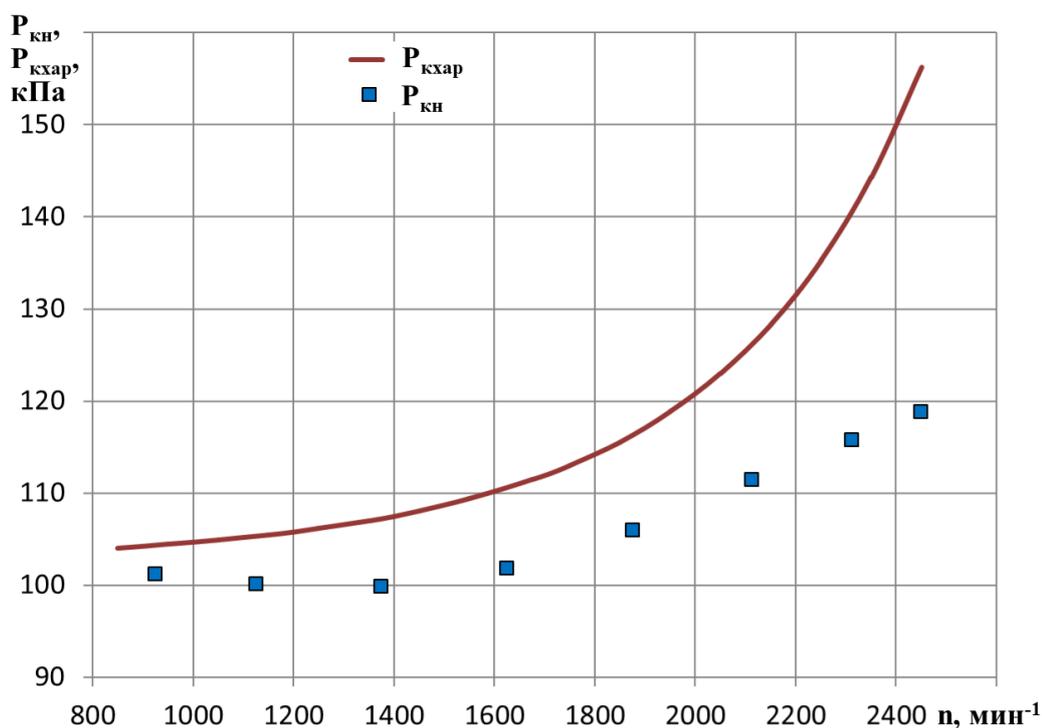


Рисунок 5.9. Сопоставление значений давления наддува для двигателя с негерметичным впускным трактом $P_{кн}$ и изменение давления наддува от частоты вращения по базовой характеристике $P_{кхар}$ при нагрузке 7,5 %.

Таблица 5.15 Результаты обработки данных работы двигателя без одной форсунки

Границы участка					b ₀	b ₁	b ₄	F	R ²	n _{ср} , мин ⁻¹	M _{ср} , %	P _{кф} , кПа	P _{кхар} , кПа	Δ, кПа	δ, %
№	n, мин ⁻¹		M, %												
1	780	1000	0	10	91,06	2,903	12,973	24,62	0,78	890	5	102,6	104,2	1,55	1,49
2	1000	1250	0	6	102,22	0,247	1,909	5,25	0,70	1125	3	104,7	105,3	0,55	0,52
3	1250	1500	0	10	100,73	0,485	2,033	9,91	0,77	1375	5	104,9	107,2	2,32	2,16
4	1500	1800	0	10	100,99	2,764	1,663	3,79	0,47	1650	5	107,8	110,9	3,12	2,81
5	1800	2100	0	10	81,01	1,162	8,362	4,63	0,70	1950	5	113,9	118,7	4,76	4,01
6	2100	2450	0	20	74,97	2,389	7,856	22,10	0,94	2275	10	121,1	137,5	16,44	11,96

Таблица 5.16 Результаты обработки данных работы двигателя с негерметичной системой впуска

Границы участка					b ₀	b ₁	b ₄	F	R ²	n _{ср} , мин ⁻¹	M _{ср} , %	P _{кн} , кПа	P _{кхар} , кПа	Δ, кПа	δ, %
№	n, мин ⁻¹		M, %												
1	850	1000	0	15	103,63	-19,69	-1,33	206,4	0,26	925	7,5	101,1	104,3	3,2	3,1
2	1000	1250	0	15	100,06	-34,28	2,32	3026	0,77	1125	7,5	100,1	105,3	5,2	4,9
3	1250	1500	0	15	99,20	-49,49	3,01	3026	0,87	1375	7,5	99,8	107,3	7,5	7,0
4	1500	1750	0	15	91,83	-55,02	6,30	3086	0,85	1625	7,5	101,8	110,5	8,8	8,0
5	1750	2000	0	15	91,05	-58,33	6,56	3308	0,86	1875	7,5	105,9	116,3	10,4	8,9
6	2000	2225	0	15	89,28	-42,92	6,49	3490	0,87	2112,5	7,5	111,4	126,1	14,7	11,6
7	2225	2400	0	15	94,40	-33,18	5,06	1909	0,87	2312,5	7,5	115,7	140,6	24,9	17,7
8	2400	2500	0	15	88,33	-25,43	5,85	220,3	0,35	2450	7,5	118,8	156,2	37,5	24,0

Как следует из представленных результатов в таблице и на рисунке при работе двигателя с негерметичным впускным трактом давление наддува снижается. По мере роста частоты вращения это различие в давлениях растет и при частоте вращения более 1200 мин^{-1} становится более 5 %. При частоте вращения 2450 мин^{-1} давление наддува отличается уже на 37,5 кПа или на 24 %.

Таким образом при установке граничного отклонения давления наддува от базового на уровне 10 %, что позволяет описанный ранее метод, данная неисправность будет выявлена при частоте вращения более 2110 мин^{-1} . Следует отметить, что встроенная система диагностики данную неисправность не определяла (код неисправности не выявлялся).

5.5.4.3 Исследование давления наддува при повышенном сопротивлении воздушного фильтра.

Замена воздушного фильтра входит в обязательную операцию при очередном техническом обслуживании двигателя. Для двигателя Deutz BF 6M 2012 C замена фильтра предусмотрена через 1000 м.ч работы или при наличии индикатора давления (системы диагностирования фильтра) - ежедневно (через 10 часов) при наличии сигнала. Поэтому контроль состояния воздушного фильтра на засоренность является ежедневной процедурой [78, 121].

В процессе засорения воздушного фильтра снижается давление во впускном коллекторе и в результате снижается давление наддува. Работа индикатора давления основана на регистрации перепада давления между окружающей средой и впускным коллектором после воздушного фильтра. Индикатор срабатывает при наличии критического перепада давления из-за засоренности воздушного фильтра и требуется его замена.

Целью исследования влияния степени засоренности воздушного фильтра на уровень снижения давления наддува являлась оценка возможности диагностирования воздушного фильтра описанным ранее методом.

Для проведения исследования с частично засоренным воздушным фильтром дизеля Deutz BF 6M 2012 C установлена ширма в корпусе воздушного фильтра частично перекрывающая поверхность фильтр-патрона. В процессе работы трактора с таким фильтром производилась регистрация данных системы управления через диагностический разъем. Зарегистрированные данные обрабатывались по описанной ранее методике, и полученные результаты сравнивались с базовой многопараметровой характеристикой, как и при предыдущих исследованиях с неисправностями двигателя.

Результаты исследований работы трактора с частично перекрытым воздушным фильтром двигателя и данные по результатам их обработки показаны в таблице 5.17. Методика обработки данных была аналогичной проведенной обработке с неисправностями двигателя, описанными ранее.

В таблице 5.17, как и в предыдущей таблице для каждого полученного уравнения регрессии участка приведены значения критерия Фишера F и коэффициент детерминации R^2 . Там же приведено сопоставление значений давления наддува для двигателя с частично засоренным воздушным фильтром $P_{кв}$ и давления наддува двигателя Deutz BF 6M 2012 C по базовой характеристике $P_{кхар}$.

Сопоставление полученных значений давления наддува каждого участка для двигателя с частично засоренным воздушным фильтром $P_{кв}$ и кривой изменения давления наддува двигателя Deutz BF 6M 2012 C по базовой характеристике $P_{кхар}$ от частоты вращения при нагрузке 7,5 % показаны на рисунке 5.10.

Как следует из представленных результатов в таблице и на рисунке при работе двигателя с частично засоренным фильтром давление наддува снижается. По мере роста частоты вращения это различие в давлениях растет и при частоте вращения 1375 мин^{-1} становится равным 5 %. При частоте вращения 2425 мин^{-1} давление наддува отличается уже на 30,4 кПа или на 19,9 %.

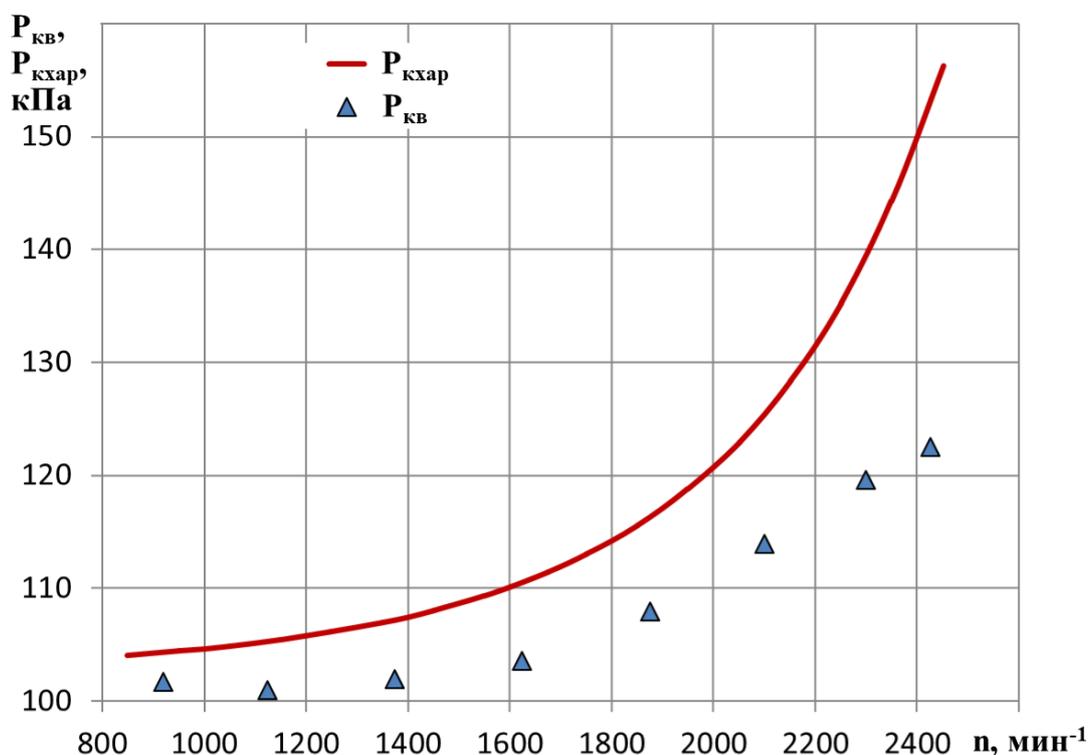


Рисунок 5.10. Сопоставление значений давления наддува для двигателя с частично засоренным воздушным фильтром $P_{кв}$ и изменение давления наддува от частоты вращения по базовой характеристике $P_{кхар}$ при нагрузке 7,5 %.

Таким образом при установке граничного отклонения давления наддува от базового на уровне 10 %, что позволяет описанный ранее метод, данная неисправность будет выявлена при частоте вращения около 2200 мин⁻¹. Следует отметить, что встроенная система диагностики данную неисправность также не определяла (код неисправности не выявлялся).

Следующий цикл исследований был проведен с воздушным фильтром, имеющим «степень засоренности» определяемую индикатором как предельная, при которой загорелась лампочка возникновения неисправности на панели приборов (требующая замены фильтра).

Результаты исследований работы трактора с этим воздушным фильтром двигателя и данные по результатам их обработки показаны в таблице 5.16. Методика обработки данных была аналогичной.

В таблице 5.18, как и в предыдущих таблицах для каждого отмеченного участка указаны границы по частоте вращения (минимальное и максимальное значения) и нагрузке (минимальное и максимальное значения) выбранных

областей режимов. Для каждого участка в результате статистической обработки получены уравнения регрессии участка и приведены коэффициенты этих уравнений для стационарных режимов работы двигателя. Для каждого полученного уравнения приведены значения критерия Фишера F и коэффициент детерминации R^2 . Там же приведено сопоставление значений давления наддува для двигателя с частично засоренным воздушным фильтром $P_{кв}$ и давления наддува двигателя Deutz BF 6M 2012 C по базовой характеристике $P_{кхар}$.

На рисунке 5.11. показано сопоставление значений давления наддува для двигателя с «предельно засоренным» воздушным фильтром $P_{кв}$ и изменение давления наддува от частоты вращения по базовой характеристике $P_{кхар}$ при нагрузке 5 %.

Как следует из представленных результатов в таблице и на рисунке при работе двигателя с воздушным фильтром «предельной засоренности» давление наддува на нагрузке около 5 % практически не меняется до частоты вращения 2000 мин^{-1} , оставаясь ниже значения давления наддува по базовой характеристике на 6-16 кПа. По мере роста частоты вращения более 2000 мин^{-1} давление наддува резко снижается ниже уровня атмосферного давления на 10 – 15 кПа при 2250 мин^{-1} , что, вероятно, явилось причиной срабатывания индикатора засоренности воздушного фильтра.

Таблица 5.17 Результаты обработки данных работы двигателя с «частично засоренным» воздушным фильтром

№	Границы участка				b ₀	b ₁	b ₄	F	R ²	n _{ср} , мин ⁻¹	M _{ср} , %	P _{кн} , кПа	P _{кхар} , кПа	Δ, кПа	δ, %
	n, мин ⁻¹		M, %												
1	840	1000	0	15	104,04	-29,34	-0,3573	188,3	0,243	920	7,5	101,7	104,3	2,6	2,5
2	1000	1250	0	15	101,41	-43,18	2,496	1070	0,726	1125	7,5	100,9	105,3	4,4	4,2
3	1250	1500	0	15	100,85	-47,87	3,163	2278	0,851	1375	7,5	101,9	107,3	5,4	5,0
4	1500	1750	0	15	96,10	-59,01	5,538	3216	0,884	1625	7,5	103,5	110,5	7,0	6,3
5	1750	2000	0	15	89,09	-75,26	8,356	4156	0,903	1875	7,5	107,9	116,3	8,4	7,2
6	2000	2200	0	15	84,58	-54,74	8,606	3426	0,952	2100	7,5	113,9	125,4	11,5	9,2
7	2200	2400	0	15	88,07	-38,83	7,219	1831	0,855	2300	7,5	119,6	139,4	19,9	14,3
8	2400	2450	0	15	90,14	-35,78	6,606	464,7	0,612	2425	7,5	122,5	152,9	30,4	19,9

Таблица 5.18 Результаты обработки данных работы двигателя с «предельно засоренным» воздушным фильтром

№	Границы участка				b ₀	b ₁	b ₄	F	R ²	n _{ср} , мин ⁻¹	M _{ср} , %	P _{кн} , кПа	P _{кхар} , кПа	Δ, кПа	δ, %
	n, мин ⁻¹		M, %												
1	820	1000	0	4	97,70	-4,231	0,5113	85,4	0,19	910	2	98,0	104,2	6,2	5,9
2	1000	1200	0	8	95,68	-5,447	2,724	591	0,71	1100	4	98,7	105,1	6,4	6,1
3	1200	1400	0	6	96,64	-5,451	1,906	1553	0,85	1300	3	99,6	106,5	6,9	6,5
4	1400	1600	0	6	96,76	-3,205	1,231	201	0,39	1500	3	99,4	108,6	9,2	8,5
5	1600	1800	0	7	93,82	-2,207	2,212	195	0,34	1700	3,5	100,1	111,8	11,8	10,5
6	1800	2000	0	8	91,98	-1,626	2,482	91,2	0,18	1900	4	100,8	117,0	16,2	13,8
7	2000	2200	0	10	104,54	2,662	-2,208	689	0,62	2100	5	95,1	125,3	30,2	24,1
8	2200	2300	0	10	109,64	7,089	-4,925	342	0,58	2250	5	85,5	135,0	49,5	36,7
9	2300	2440	0	10	112,62	2,454	-3,753	310	0,35	2370	5	91,8	146,2	54,3	37,2

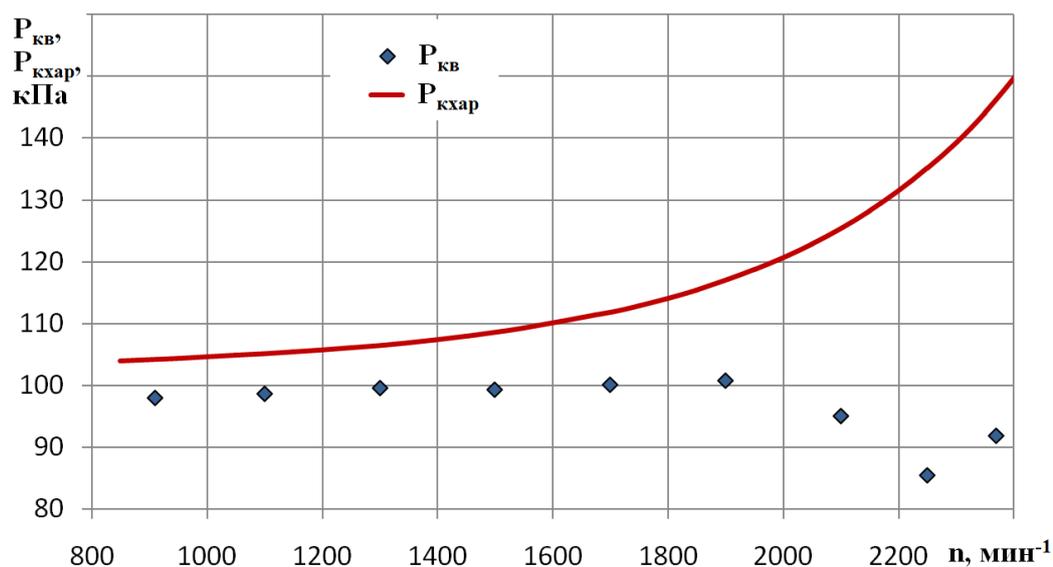


Рисунок 5.11. Сопоставление значений давления наддува для двигателя с «предельно засоренным» воздушным фильтром $P_{\text{кв}}$ и изменение давления наддува от частоты вращения по базовой характеристике $P_{\text{кхар}}$ (нагрузка 5 %).

Сопоставление давлений наддува при работе двигателя с «предельно засоренным» воздушным фильтром и базовым давлением при одинаковых режимах работы показывает, что начиная с 900 мин^{-1} , величина давления наддува ниже 5% и при частоте вращения 1700 мин^{-1} и более становится более 10 %. При частоте вращения 2370 мин^{-1} давление наддува отличается уже на 54, кПа или на 37,2 %.

Использование предложенной методики оценки снижения давления наддува в процессе эксплуатации трактора со сравнением давления с базовой характеристикой при отклонении на уровне 10% позволяет заранее предвидеть необходимость устранения неисправности и исключить эксплуатацию трактора с пониженной производительностью.

5.6 Выводы по пятой главе.

На основании изложенного материала можно сделать следующие выводы.

1. В процессе эксплуатации мобильной техники с надувными двигателями существует множество факторов нарушения нормальной работы систем двигателя, приводящим к снижению давления наддува и ухудшению показателей двигателя, которые могут быть обнаружены только при очередном техническом обслуживании или серьезной поломке двигателя.
2. Проведенный расчетный анализ влияния давления наддува на работу трактора Terrion АТМ4200 показал, что при снижении давления наддува на 36% приводит к снижению мощности двигателя на 8% и увеличению удельного эффективного расхода топлива на 9%. Такое изменение параметров двигателя приводит при работе трактора на номинальном тяговом усилии 40 кН к снижению производительности на 10,4% и повышению затрат на топливо на 4,2%.
3. Снижение производительности трактора приводит к росту времени на выполнение технологической операции, который достигает 11,7%, и приводит к увеличению затрат на заработную плату, например на обработку полей площадью 1000 га потребуется дополнительно 56,28 чел.ч, что составляет около 8 рабочих смен.
4. Своевременное устранение неисправности с помощью мониторинга давления наддува в процессе эксплуатации трактора на уровне снижения давления наддува на 10-15% относительно нормы позволит ограничить уровень потерь от снижения производительности до 1,5...3% вместо 10...12% и по расходу топлива 1...1,5% вместо 4%.
5. При исследовании давления наддува для получения уравнения регрессии по многопараметровой характеристике необходимо учитывать не только частоту вращения и нагрузку, но и их изменение по времени dn/dt и dM/dt .
6. Определен вид частных уравнений регрессии и переменных для анализа давления наддува как функции от таких переменных как частоты вращения

в квадрате n^2 , ее скорости изменения dn/dt , скорости изменения нагрузки dM/dt и сочетания переменных частоты вращения и нагрузки $n \cdot M$, позволяющий получать достоверную зависимость по массиву полученных данных. Использование данного вида уравнения позволило для различных зон области рабочих режимов двигателя получить достоверные уравнения регрессии с оценкой по критерию Фишера.

7. Использование разработанной и проверенной на расходе топлива методики позволило по полученным частным уравнениям регрессии для избыточного давления наддува для 18-ти зон и стационарного режима работы ($dn/dt=0$ и $dM/dt=0$) получить регрессионную уравнение в виде экспоненциальной зависимости от двух переменных: квадрата частоты вращения n^2 и квадрата нагрузки M^2 . Получаемое уравнение регрессии для всей области рабочих режимов имеет коэффициент детерминации $R^2=0,97$ и критерий Фишера $F = 225$, что подтверждает хорошую достоверность полученной зависимости и возможность ее использования в качестве базовой многопараметровой характеристики при диагностировании двигателя. Проверка достоверности полученной зависимости для предсказания давления наддува показала расхождение полученных результатов от предсказанных не более 3 кПа или 2% и выявлять расхождение измеренного давления наддува при эксплуатации техники от базовой многопараметровой характеристики по давлению наддува до 10%.
8. Исследования нарушений нормальной работы двигателя при выходе из строя одной форсунки дизеля Deutz BF 6M 2012 C, нарушения герметичности впускного тракта и частичном засорении воздушного фильтра, которые не фиксировались встроенной системой диагностики трактора Terrion ATM 4200, показали возможность их определения по снижению давления наддува:
 - для одной неработающей форсунки на 16 кПа или 12%;
 - для негерметичной впускной системе на 38 кПа или 24%;
 - для частично засоренного воздушного фильтра на 30 кПа или 20%.

9. Полученные результаты исследований показали возможность получения многопараметровой характеристики дизеля Deutz BF 6M 2012 C по разработанной методике и оценку его технического состояния по снижению давления наддува более 10 % и контролю значения давления наддува в эксплуатации без подключения дополнительных устройств и преднамеренного отрыва трактора Terrion АТМ 4200 от технологического процесса.

Заключение

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Разработанная методика сбора и предварительной обработки данных CAN-шины в процессе эксплуатации трактора позволяет с помощью разработанной и зарегистрированной программы для декодирования протокола SAE J1939 CAN-шины получать массивы данных включающие: время регистрации, расход топлива, температуру охлаждающей жидкости, абсолютное давление наддува, давление масла, частоту вращения, нагрузку двигателя, скорости движения и др.
2. Разработана методика получения многопараметровой характеристики дизельного двигателя по результатам анализа данных системы управления тракторного двигателя в процессе его эксплуатации, включающая:
 - разбивку области рабочих режимов на зоны;
 - получения частных уравнений регрессии для каждой зоны;
 - получение уравнения регрессии для всей области рабочих режимов на основании частных уравнений для каждой зоны.

По разработанной методике получены уравнения регрессии для всей области многопараметровой характеристики дизеля Deutz BF 6M 2012 C по удельному расходу топлива с коэффициентом детерминации $R^2 \approx 1,0$ и критерием Фишера $F = 7059$ и по давлению наддува имеет коэффициент детерминации $R^2 = 0,97$ и критерий Фишера $F = 225$, что подтверждает хорошую достоверность полученных зависимостей и возможность их использования в качестве базовых многопараметровых характеристики при диагностировании двигателя.

3. Проведенный экономический анализ влияния давления наддува на работу трактора Tertron ATM4200 показал, что при снижении давления наддува на 36% приводит из-за снижения мощности двигателя к снижению производительности на 10,4% и повышению затрат на топливо на 4,2%. Своевременное устранение неисправности с помощью мониторинга

давления наддува в процессе эксплуатации трактора на уровне снижения давления наддува не более 10-15% относительно нормы позволит ограничить уровень потерь от снижения производительности до 1,5...3% вместо 10...12% и по расходу топлива до 1...1,5% вместо 4%.

4. Разработанная методика получения контрольных значений давления наддува в процессе эксплуатации техники и их использования для оценки технического состояния двигателя показала необходимость учета скорости изменения частоты вращения и нагрузки в процессе регрессионного анализа зарегистрированных данных, которые необходимы при получении частных уравнений регрессии для каждой зоны и исключаются для получения базовой многопараметровой характеристики и сравнения контрольных значений со значениями по базовой характеристике. Проверка достоверности полученной зависимости для предсказания давления наддува показала расхождение полученных результатов от предсказанных не более 3 кПа или 2% и выявлять расхождение измеренного давления наддува при эксплуатации техники от базовой многопараметровой характеристики по давлению наддува до 10%.
5. Экспериментальная проверка оценки технического состояния двигателя Deutz BF 6M 2012 C с помощью разработанного метода показала возможность выявления неисправностей, которые не фиксировались встроенной системой диагностики трактора Terrion ATM4200 по снижению давления наддува:
 - для одной неработающей форсунки на 16 кПа или 12%;
 - для негерметичной впускной системе на 38 кПа или 24%;
 - для частично засоренного воздушного фильтра на 30 кПа или 20%.
6. Разработанные методики получения базовых многопараметровых характеристик и контрольных значений диагностических параметров позволяют получать достоверные результаты отклонений при их сравнении до 10 % и заблаговременно принимать решение о

необходимости проведения технического обслуживания для снижения эксплуатационных затрат.

Список литературы

1. Адлер, Ю.П. Введение в планирование эксперимента / Ю.П. Адлер. – Москва: Металлургия, 1969. – 157 с.
2. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий/ Ю.П. Адлер, Е.В. Марков, Ю.В. Грановский. – Москва: Наука, 1976. – 278 с.
3. Алгазин, Д.Н. Безразборная диагностика турбокомпрессоров двигателей КамАЗ / Д.Н. Алгазин, Е.А. Забудская // Вестник ОмГАУ. – 2015. – № 2 (18). – С. 71-75
4. Алексеев, О.А. Обоснование средств диагностирования турбокомпрессоров мобильных энергетических средств: дис ... канд. техн. наук: 05.20.03 / О.А. Алексеев. – Оренбург, 2007. – 175 с.
5. Богатырев А.В., Девянин С.Н., Чумаков В.Л. Тракторы и автомобили. Тепловой расчет ДВС. Учебное пособие. / А.В. Богатырев, С.Н. Девянин, В.Л. Чумаков, Д.В. Анашин, Р.С.Федоткин – М.: ООО «Сам полиграфист», 2024, - 49 с.
6. Бондарчук С.С., Бондарчук И.С.. Статобработка экспериментальных данных в MS Excel: учебное пособие. – Томск: Издательство Томского государственного педагогического университета, 2018. – 433 с.
7. Брандт З. Анализ данных. Статистические и вычислительные методы для научных работников и инженеров: Пер. с англ. — М.: Мир, ООО «Издательство АСТ». 2003. — 686 с.
8. Водяников, В.Т. Экономическая оценка инвестиционных проектов в сельском хозяйстве: учебник/В.Т. Водяников. – Москва : РГАУ-МСХА имени К. А. Тимирязева, 2023. – 242 с.
9. Волков, А. В. Виброакустическая диагностика турбокомпрессоров тепловозных дизелей: дис...канд. техн. наук: 05.22.07 / А.В. Волков. – Ростов н/Д. – 2005. – 215 с.
10. Гаффаров, А.Г. Восстановление турбокомпрессоров автомобильных дизелей применением усовершенствованного ремонтного комплекса подшипникового узла: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.10 / А. Г. Гаффаров. – Оренбург, 2012. – 16 с.
11. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
12. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учебное пособие для вузов/ В.Е. Гмурман.- 5-е изд., перераб. и доп.- Москва: Высш. школа, 1977.- 479 с.
13. ГОСТ 34393-2018 Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. – М.: Стандартинформ. 2018, - 12 с.

14. Гузалов, А. С. Обоснование эксплуатационных параметров трактора с применением двухступенчатой системы наддува при первой управляемой ступени : специальность 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Гузалов Артёмбек Сергеевич, 2021. – 171 с. – EDN GMYHOY.
15. Гузалов, А. С. Повышение эффективности использования энергетических средств путем применения комбинированной системы наддува / А. С. Гузалов, О. Н. Дидманидзе, С. Н. Девянин // Международный технико-экономический журнал. – 2020. – № 5. – С. 59-68. – DOI 10.34286/1995-4646-2020-74-5-59-68.
16. Гурский, Е.И. Теория вероятностей с элементами математической статистики / Е.И. Гурский. – Москва: Высш. Школа. – 1971. – 328 с.
17. ДВИГАТЕЛИ ДЛЯ АЭРОПОРТНОЙ ТЕХНИКИ СЕРИИ BFM 2012 / Информационный проспект. Сайт компании DEUTZ AG. https://deutz.nt-rt.ru/images/manuals/bfm_2012_aeroport_eng.pdf (дата обращения: 12.01.2025)
18. Девянин С.Н., Щукина В.Н., Павлов Я.Д., & Симоненко А.Н. (2018). Экспериментальная установка с дизельным двигателем IVECO. Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина», 3(85), 16- 20.
19. Девянин, С. Н. Контроль технического состояния двигателя по расходу топлива на режиме холостого хода / С. Н. Девянин, В. Н. Щукина // Сборник статей по итогам II международной научно-практической конференции «ГОРЯЧКИНСКИЕ ЧТЕНИЯ», посвященной 150-летию со дня рождения академика В.П. Горячкина, Москва, 18 апреля 2018 года. – Москва: Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева, 2019. – С. 480-485.
20. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента/ Н. Джонсон, Ф. Лион. – Москва: Мир, 1981. – 516 с.
21. Дидманидзе, О. Н. Способы оценки технического состояния ЦПГ двигателя / О. Н. Дидманидзе, С. Н. Девянин, А. И. Сучков // Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, 25–26 января 2022 года. – Москва: ООО «Сам полиграфист», 2022. – С. 7-19.
22. Дидманидзе, О. Н. Стратегия развития тракторостроения в России / О. Н. Дидманидзе, С. Н. Девянин, Е. П. Парлюк // Современные достижения аграрной науки : научные труды всероссийской (национальной) научно-практической конференции, посвященной 80 летию д.с.-х.н., профессора, член-корр. РАН, почетного члена АН РТ,

- академика АИ РТ, трижды Лауреата Государственных и Правительственной премии в области науки и техники, Заслуженного деятеля науки РФ, Заслуженного работника сельского хозяйства РТ Мазитова Назиба Каюмовича, Казань, 02 ноября 2020 года / Казанский государственный аграрный университет. – Казань: Казанский государственный аграрный университет, 2020. – С. 273-279.
23. Длин, А.М. Математическая статистика в технике/ А.М. Длин. – Москва: Советская наука, 1958.- 466 с.
24. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубков, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с..
25. Елисеева М. А. Анализ динамики и структуры затрат на производство продукции растениеводства в ООО «Дружба». »[Электронный ресурс] URL: https://min.urgau.ru/images/2021/06_2021/36_06_2021.pdf (дата обращения 23.02.2025)
26. Ждановский, Н.С. Методика проверки технического состояния тракторных двигателей в полевых условиях бестормозным методом / Н.С. Ждановский. – Москва: ГОСНИТИ, 1963. – 29 с.
27. Ждановский, Н.С. Методика проверки технического состояния тракторных двигателей в полевых условиях бестормозным методом/ Н.С. Ждановский // Использование и ремонт машинно-тракторного парка в сельском хозяйстве. – Москва, 1964. – С. 316-348
28. Ждановский, Н.С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко. – Ленинград: Колос, 1974. – 223 с.
29. Ждановский, Н.С. Неустановившиеся режимы работы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа/ Н.С. Ждановский, А.И. Ковригин. – Ленинград: Машиностроение, 1974. – 222 с.
30. Зангиев А.А., Шпилько А.В., Левшин А.Г. Эксплуатация машинно-тракторного парка. – М.: КолосС, 2008. – 320 с.
31. Иофинов, С.А. Система автоматизированного контроля работы трактора/ С.А. Иофинов, Н.Н. Гевейлер, Ю.С. Смирнов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1978. - № 7. – С.14-16.
32. Иофинов, С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка/ С.А. Иофинов. – Москва: Колос, 1974.- 480 с.
33. Карасев В.А., Михайлова И.Ю., Румшицкий Л.З., Троицкая С.Д. Организация эксперимента: учебное пособие. - — М.: МИСиС, 1998. — 123 с.

34. К определению основных показателей тракторных двигателей в условиях неустановившихся бестормозных режимов / Н.С. Ждановский, Б.А. Улитовский, И.Т. Агапов, Л.И. Карпов // Записки Ленингр. с.-х. ин-та. – Ленинград: 1970. – Т.149, Вып.3. – С.3-14.
35. Киртбая, Ю.К. Организация использования машинно-тракторного парка / Ю.К. Киртбая. – Москва: Колос, 1974. – 288 с.
36. Киртбая, Ю.К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка / Ю.К. Киртбая. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Колос, 1982. – 319 с.
37. Колпаков, В.Е. Диагностика автотракторных двигателей с использованием инфракрасной термографии / В.Е. Колчин, Л.В. Тишкин // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. – 2012. - №33.- С. 369-372.
38. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2008. – 496 с.
39. Красовский, Г.И. Планирование эксперимента / Г.И. Красовский, Г.Ф. Филаретов. – Минск: Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.
40. Курочкин, В.Н. Техничко-экономический анализ инженерных решений: учебное пособие / В.Н. Курочкин. – Зеленоград: АЧГАА, 2003. – 86 с.
41. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства: учебник. – М: ИНФРА-М, 2022. – 506 с.
42. Кутьков Г.М., Богатырев А.В. Тяговый расчет трактора: методические указания / Г.М. Кутьков, А.В. Богатырев. М.: «Росинформагротех», 2017, 80 с.
43. Лебедев, А.Н. Моделирование в научно-технических исследованиях / А.Н. Лебедев. – Москва: Радио и связь, 1989. – 224 с.
44. Лившиц, В.М. Экспериментальное определение приведенного момента инерции тракторных двигателей / В.М. Лившиц, В.А. Змановский // Вопросы диагностики и обслуживания машин. – Новосибирск, 1968.
45. Лихачев, В.С. Испытания тракторов: учебное пособие для вузов / В.С. Лихачев. – Москва: Машиностроение, 1974. – 288 с.
46. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул: Учебное пособие для вузов. – М.: Высш. шк. 1988. – 239 с.
47. Магнитский, Ю.А. Метод непосредственного среднего индикаторного давления в цилиндре поршневого двигателя / Ю.А. Магнитский, В.Д. Карминский // Автомобильная промышленность. – 1963. - № 10. – С. 6-8.
48. Математическая обработка результатов измерений в лабораториях физического практикума: методические указания / сост. В.А. Овчинников, Ю.Г. Карпов, А.А. Повзнер. Екатеринбург: УрФУ, 2010. 20 с.
49. Мелешик, Н.Н. Повышение эффективности функционирования машинно-тракторных агрегатов путем оптимизации инерционных

- вращающихся масс двигателя: диссертация кандидата технических наук. – зерноград, 1995. – 221 с.
50. Мельников, С.В. Методика испытаний машин с применением математической теории планирования экспериментов / С.В. Мельников, П.М. Рощин // Новое в методах испытаний тракторов и сельскохозяйственных машин. – Москва, 1970.- Вып. 6, разд. 2.- С.196-204.
51. Мельников, С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников. – Ленинград: Колос, 1980. – 168 с.
52. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. Ч. 2. Нормативно справочный материал / Минсельхозпрод РФ. – Москва: ВНИИЭСХ, 1998. – 253 с.
53. Мендрин Г.И., Хлынин, С. М., Кляйн Т. Ф. и др. Некоторые методы статистической обработки и анализа результатов научных исследований. - Томск: СибГМУ, 2003. — 62 с.
54. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельском хозяйстве. – Москва: ВИМ, 1995.
55. Методические рекомендации по испытанию тракторных агрегатов в эксплуатационных условиях. – Киев: УНИИМЭСХ, 1974. – 98 с.
56. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов и их отбору для финансирования.- Москва: Информэлектро, 1994.-114 с
57. Методические указания по разработке технологии и средств диагностирования машин. – Москва: ГОСНИТИ, 1975. – 45 с.
58. Михлин, В.М. Направление исследований в области диагностики и прогнозирования технического состояния машин / В.М. Михлин // Труды Всесоюз. н.-и. технол. ин-та ремонта и эксплуатации машинно – тракторного парка. – Москва, 1970. – Т.24. – С. 88-106.
59. Михлин, В.М. Прогнозирование технического состояния машин / В.М. Михлин. – Москва: Колос, 1976. – 288с.
60. Модельный ряд техники ЛЕМКЕН/ Информационный проспект. Сайт компании LEMKEN GMBH & CO. KG. https://www.lemken.kz/production/navesnye_plugi/evropa/ (дата обращения: 12.01.2025)
61. Морозов, А.Х. Техническая диагностика в сельском хозяйстве / А.Х. Морозов. – М.: Колос, 1979. -207 с.
62. Немировский, А.С. Вероятностные методы в измерительной технике (Измерение стационарных случайных процессов) / А.С. Немировский. – Москва: Изд-во стандартов, 1964.- 216с.

63. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. – Москва: Колос, 1984. – 335 с.
64. Нормативно справочный материал для экономической оценки сельскохозяйственной техники. – Москва: ЦНИИТЭИ, 1980. – 296 с.
65. Оценка методов подачи спирта в цилиндры дизельного двигателя экспериментальной установкой / С. М. Гайдар, Д. А. Пикин, Я. Д. Павлов [и др.] // *Агроинженерия*. – 2022. – Т. 24. – № 2. – С. 71-75.
66. Оценка технического состояния машины по данным ее системы управления / В. И. Трухачев, О. Н. Дидманидзе, С. Н. Девянин, Н. Н. Пуляев // *Чтения академика В. Н. Болтинского : семинар, Москва, 20–21 января 2021 года*. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью «Сам Полиграфист», 2021. – С. 10-19.
67. Павленко, И. В. Анализ эффективности производства зерна в сельскохозяйственном производственном кооперативе / И. В. Павленко // *Островские чтения*. – 2017. – № 1. – С. 246-251. – EDN ZPEDAH.
68. Павлов, Я. Д. Использование давления наддува для оценки технического состояния ДВС / Я. Д. Павлов // *Материалы Международной научной конференции молодых учёных и специалистов, посвящённой 150-летию со дня рождения А.Я. Миловича : Сборник статей, Москва, 03–05 июня 2024 года*. – Москва: Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева, 2024. – С. 625-627. – EDN NQTSBG.
69. Павлов, Я. Д. Способы получения данных о работе трактора через диагностический разъем / Я. Д. Павлов // *Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, 25–26 января 2022 года*. – Москва: ООО «Сам полиграфист», 2022. – С. 172-181. – EDN UTNDPB.
70. Павлов, Я. Д. Способы получения данных о работе трактора через диагностический разъем / Я. Д. Павлов // *Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, 25–26 января 2022 года. Том Часть 2*. – Москва: ООО «Сам полиграфист», 2022. – С. 172-181. – EDN UTNDPB.O
71. 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. – EDN VSCVNM.
72. Патент № 2756718 С1 Российская Федерация, МПК G01M 15/04. Способ удаленного контроля технического состояния мобильной машины с двигателем внутреннего сгорания : № 2020134621 : заявл. 21.10.2020 : опубл. 04.10.2021 / В. Н. Щукина, С. Н. Девянин.
73. Полное руководство по эксплуатации устройства Terrion 4200 для пользователей. Сайт instrukciyaRus.ru <https://instrukciyarus.ru/rukovodstvo-po-ekspluataczii-terrion-4200/?ysclid=m90tj35dbm551110820> (дата обращения: 12.01.2025)

74. «Приоритет 2030»[Электронный ресурс] URL: <https://priority2030.ru/analytics>(дата обращения 23.02.2025)
75. Разработка экспериментальной установки для оценки методов подачи этанола в ДВС / Д. А. Пикин, Я. Д. Павлов, А. В. Бижаев [и др.] // Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, 25–26 января 2022 года. – Москва: ООО «Сам полиграфист», 2022. – С. 44-52.
76. Расчетно-графическая оптимизация степени сжатия и угла опережения зажигания при регулировании бензинового двигателя / С. Н. Девянин, В. Л. Чумаков, А. В. Бижаев, А. В. Капустин // Чтения академика В. Н. Болтинского : Сборник статей, Москва, 25–26 января 2022 года. – Москва: Общество с ограниченной ответственностью «Сам Полиграфист», 2022. – С. 183-191.
77. Редреев, Г.В. К вопросу о режимах обкатки турбокомпрессоров с применением ремонтно-восстановительных составов / Г.В. Редреев, А.Н. Русанов // Вестник ОмГАУ. – 2012. – № 1 (5). – С. 68-71.
78. Руководство по эксплуатации 2012. Двигатели с жидкостным охлаждением марки DEUTZ. 0312 1370 ru. Кёльн: Компания DEUTZ AG. 2003 – 87 с.
79. Руководство по эксплуатации EurOpal. LEMKEN GmbH & Co. KG. 2006 – 76 с.
80. Рыкова, И. Н. Оценка себестоимости и рентабельности производства пшеницы в Российской Федерации / И. Н. Рыкова, А. А. Юрьева, В. А. Морина // Вестник НГИЭИ. – 2022. – № 8(135). – С. 87-103. – DOI 10.24412/2227-9407-2022-8-87-103. – EDN HSOVLG.
81. Савельев, Г.М. Повышение эксплуатационной надежности автомобильных дизелей ЯМЗ с наддувом: учеб. пособие для институтов повышения квалификации / Г.М. Савельев, Б.Ф. Лямцев, Е.П. Слабов. – М.: 1988. – 96 с.
82. Саркисов, П. И. Расчёт рабочего процесса и оптимизация двигателя Д12А-525А / П. И. Саркисов. — Текст : непосредственный // Молодой ученый. — 2009. — № 8 (8). — С. 20-32. — URL: <https://moluch.ru/archive/8/560/> (дата обращения: 06.06.2022).
83. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021663396 Российская Федерация. Автоматизированное построение индикаторной диаграммы четырёхтактного рядного двигателя : № 2021662573 : заявл. 10.08.2021 : опубл. 16.08.2021 / М. П. Р. Вальехо, С. Н. Девянин ; заявитель федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет дружбы народов».
84. Свирщевский, А.Б. Влияние протекания характеристики крутящего момента на работу двигателя при не установившейся нагрузке / А.Б. Свирщевский // Тракторы и сельхозмашины. – 1959. - № 6. – С. 13-15.

85. Силовые агрегаты ЯМЗ-238БЕ2, ЯМЗ-238БЕ ЯМЗ-238ДЕ2, ЯМЗ-238ДЕ. Руководство по эксплуатации 238ДЕ-3902150 РЭ / Под ред. Н.Л. Шамаль, В.К. Кузнецов, Д.В. Бойков, Б.П. Бугай и др. – Ярославль, ОАО «АВТОДИЗЕЛЬ» (Ярославский моторный завод), 2007. – 332 с.
86. Скибневский, К.Ю. Технологические рекомендации по организации диагностирования тракторов/ К.Ю. Скибневский, В.И. Савельев, Ю.Ю. Титов, Г.Я. Тельнова, Н.М. Хмелева. – Москва: ГОСТНИТИ, 1980 – 135с.
87. Смирнов, Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений / Н.В. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский. – Москва: Наука, 1965. – 511 с.
88. Совершенствование бортовых систем диагностирования автомобильных дизелей / Я. А. Борщенко // Вестник МАНЭБ. – 2006. – Т. 11, № 6. – С. 9-12. – EDN YSDNGP..
89. Статистические методы в инженерных исследованиях: лабораторный практикум/ В.П. Бородюк, А.П. Вошинин, А.З. Иванов и др. – Москва: Высш. школа, 1983. – 216 с.
90. Степнов, М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний:
91. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей/ Габитов И.И., Грехов Л.В., Неговора А.В.— Уфа: Изд-во БГАУ, 2008. — 240 с.
92. Терских, И.П. Научные основы функциональной диагностики эксплуатационных параметров машинно-тракторных агрегатов: автореф. дис. докт. техн. наук. – Ленинград, 1973. – 52с.
93. Т.Методика статистической обработки информации о надежности технических изделий на ЭЦВМ / Гос. ком. стандартов Совета Министров СССР. Всесоюз. науч.-исслед. ин-т стандартизации. – М.: [Изд-во стандартов], 1974. - 56 с.
94. Трактора Террион (Terrion) — модели их технические характеристики. Сайт «Грузовая и спецавтотехника» / Обзор специализированной техники. <https://uszn-kaltan.ru/selhoz-trans/traktor-terriion.html>(дата обращения: 12.01.2025).
95. Тракторные дизели: справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др. – Москва: Машиностроение, 1981. – 535с.
96. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний: ГОСТ 7057-81. – Москва: Изд-во стандартов, 1985. – 25 с.
97. Тракторы сельскохозяйственные. Определение показателей при испытаниях через вал отбора мощности: ГОСТ 30747-2001. – Москва: Изд-во стандартов, 2002. – 8 с.
98. Трубников, Г.И. Обкатка и испытания автотракторных двигателей / Г.И. Трубников. – Москва: Сельхозгиз, 1960. – 108 с.

99. Установление технического состояния тракторных дизелей без их разборки/ М.С. Бовда, Г.В. Веденяпин, А.Х.Морозов, В.И. Фортуна. – Волгоград: Волгоградиздат, 1962. – 74 с.
100. Устройство измерительное ИМД-ЦМ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации: Инструкции по техническому диагностированию дизелей 2.781.802 Д. – Москва, 1989. – 82 с.
101. Учет основных средств. Методические рекомендации. Амортизация. Нормы. – Москва: Изд-во «Ось-89», 1999. – 208 с.
102. Хан, Г. Статистические модели в инженерных задачах/ Г. Хан, С. Шапиро; пер. с англ. – Москва: Мир, 1969. – 395с.
103. Цеддиес, Ю. Экономика сельскохозяйственных предприятий: учебное пособие/ Ю. Цеддиес, Э. Райш, А.А. Угаров. – Москва: Издательство МСХ, 2000. – 400 с.
104. Чичиланов, И.И. Обзор методов и средств диагностирования двигателей тракторов / А.Г. Арженовский, И.И. Чичиланов // Совершенствование конструкций и повышение эффективности эксплуатации колесных и гусеничных машин в АПК: Межвузовский сб. науч. тр. – зерноград, 2010. – С. 16-21.
105. Чичиланов, И. И. Совершенствование методики и средств диагностирования дизельных двигателей : специальность 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Чичиланов Илья Иванович, 2017. – 211 с. – EDN UTKZPN.
106. Чумаков, В. Л. Снижение выбросов оксидов при управлении процессом сгорания в дизельном двигателе / В. Л. Чумаков, С. Н. Девянин // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2021. – Т. 15. – № 1. – С. 48-56.
107. Шевченко Н.В, Железная Е.В. Экономическая эффективность ресурсосберегающих технологий обработки почвы в условиях засушливого земледелия/ Ресурсосберегающие и экологически сбалансированные технологии и технические средства в растениеводстве: Сб. науч. тр./ВНИПТИМЭСХ. – зерноград, 2005. – С. 223-232.
108. Шеффе, Г. Дисперсионный анализ/ Г. Шеффе; пер. с англ. – Москва: Физматгиз, 1963.- 625с.
109. Шпилько, А.В. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники / А.В. Шпилько. – Москва, 1998. – 219 с.
110. Шпилько, А.В. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. Часть 1

111. Шпилько, А.В. Методика определения экономической эффективности технологий сельскохозяйственной техники. Часть 2/А.В. Шпилько, В.И. Драгайцев, Н.М. Морозов. – Москва: М-во сел.хоз-ва и прод. РФ, 1998.
112. Шубин, В.М. Исследование способов выключения цилиндров и измерения расхода топлива в условиях бестормозных режимов тракторных двигателей / В.М. Шубин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1959. – С. 112-118.
113. Шхвацабая, Г.Я. Приборы и методы их применения при испытаниях и исследованиях тракторов и сельскохозяйственных машин / Г.Я. Шхвацабая. – Тбилиси: Изд-во Мецниереба, 1967.- 238с.
114. Щетинин, Н.В. Особенности измерения углового ускорения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания/ Н.В. Щетинин, А.Г. Арженовский // Материалы науч. конф. АЧГАА – зерноград, 2001.- Вып. 2. – С. 81-82.
115. Щетинин, Н.В. Совершенствование методики и средств определения энергетических параметров двигателя по угловому ускорению коленчатого вала на переходном режиме/ Н.В. Щетинин, А.Г. Арженовский; АЧГАА. – зерноград, 2004. – 7 с. –Деп. в ВИНТИ 09.03.04 №401-В2004.
116. Экономическая оценка инженерных решений при производстве продукции растениеводства. Дипломное проектирование : учебнометодическое пособие / сост. : Н. Г. Королевич [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2018. – 172 с.
117. Экономическая оценка конструкторской части дипломных проектов, выполняемых на кафедрах сельскохозяйственных машин и эксплуатации машинно-тракторного парка: методические указания. – зерноград, 2001
118. Экономическая эффективность механизации сельскохозяйственного производства / А.В. Шпилько, В.И. Драгайцев, Н.М. Морозов и др. – Москва, 2001. – 346 с.
119. Юдин, М.И. Планирование эксперимента и обработка его результатов / М.Ю. Юдин. – Краснодар: КГАУ, 2004. – 239с.
120. Ashley, S. Testing vehicle inertia/ S. Ashley //Mechanical Engineering. 1995. - №117.- С.17-19
121. DEUTZ AG. Service-Technik. Instandhaltungstechnik Motoren – Deutz-Mülheimer Straße 147-149, D – 51057 Köln – 366 s.
122. Hecker, F., Hahn H. Mathematical Modeling and Parameter Identification of a Planar Servo-Pneumatic Test Facility / F. Hecker, H. Hahn // Nonlinear Dynamics. – 1997. - №14, - С. 269-277.
123. Jay K. Miller Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems - CarTech, 2008. 152 p.

124. Rangwala A.S. Turbo-machinery dynamics. Design and Operation. - The McGraw-Hill Companies, 2005. – 554 p.
125. Terrion. Сельскохозяйственная техника / Информационный проспект. ЗАО «Агротехмаш» - 24 с.
126. Watson N., Janota M.S. Turbocharging the Internal Combustion Engine - Palgrave Macmillan Press, 1982. — 608 p.
127. Weaving J.H. (Ed.) Internal Combustion Engineering: Science & Technology. - Elsevier Science Publishers Ltd, 1990. — XVII, 865 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ

«Программа для декодирования протокола SAE J1939 CAN-шины»

Исходный код:

```

import controlP5.*;
ControlP5 cp5;
import java.io.File;
Table table;
Table table_new;
String name;
String textValue = "Decoding done";
String[] names;
PFont f;
int d=0;
void setup () {
size (800, 500);
f = createFont("Arial", 32, true);
File dir = new File(dataPath(""));
names = dir.list();
println(names);
cp5 = new ControlP5(this);
cp5.addButton("decode")
.setPosition(350,350)
.setSize(100,50);
cp5.addScrollableList("filelist").close();
cp5.get(ScrollableList.class, "filelist")
.setPosition(150, 100)
.setSize(500, 600)
.setBarHeight(50)
.setItemHeight(50)
.addItem(names);

}
void filelist(int n) {
File dir = new File(dataPath(""));
name = dir.list()[n];
println(name);
d=0;
}
void decode () {
table = loadTable(name, "header");
table_new = new Table();
table_new.addColumn("Time s");
table_new.addColumn("Engine speed rev/min");
table_new.addColumn("Engine load %");
table_new.addColumn("Temperature cooling fluid C");
table_new.addColumn("Fuel flow l/h");
table_new.addColumn("Acceleration pedal %");
table_new.addColumn("Speed km/h");
table_new.addColumn("Boost pressure kPa");
table_new.addColumn("Oil pressure kPa");
println(table.getRowCount() + " total rows in table");
}

```

```

for (TableRow row : table.rows()) {
float Time = row.getFloat("Time");
int Identifier = row.getInt("Identifier");
if (Identifier == 217056256) {
float n = ((row.getInt("Data4")*256+row.getInt("Data3"))*0.125);
// println("n=" + n);
int m = (row.getInt("Data2")-125);
// println("M=" + m);
    TableRow newRow = table_new.addRow();
newRow.setFloat("Time s", Time);
newRow.setFloat("Engine speed rev/min", n);
newRow.setInt("Engine load %", m);
newRow.setString("Temperature cooling fluid C", "-");
newRow.setString("Fuel flow l/h", "-");
newRow.setString("Acceleration pedal %", "-");
newRow.setString("Speed km/h", "-");
newRow.setString("Boost pressure kPa", "-");
newRow.setString("Oil pressure kPa", "-");
    /*
newRow.setString("Time s", "-");
newRow.setString("Engine speed rev/min", "-");
newRow.setString("Engine load %", "-");
newRow.setString("Temperature cooling fluid C", "-");
newRow.setString("Fuel flow l/h", "-");
newRow.setString("Acceleration pedal %", "-");
newRow.setString("Speed km/h", "-");
newRow.setString("Boost pressure kPa", "-");
newRow.setString("Oil pressure kPa", "-");
    */
    }
if (Identifier == 419360256) {
int t = (row.getInt("Data0")-40);
// println("T=" + t);
    TableRow newRow = table_new.addRow();
newRow.setFloat("Time s", Time);
newRow.setInt("Temperature cooling fluid C", t);
newRow.setString("Engine speed rev/min", "-");
newRow.setString("Engine load %", "-");
newRow.setString("Fuel flow l/h", "-");
newRow.setString("Acceleration pedal %", "-");
newRow.setString("Speed km/h", "-");
newRow.setString("Boost pressure kPa", "-");
newRow.setString("Oil pressure kPa", "-");
    }
if (Identifier == 419361280) {
float g = ((row.getInt("Data1")*256+row.getInt("Data0"))*0.05);
//println("Gt=" + g);
    TableRow newRow = table_new.addRow();
newRow.setFloat("Time s", Time);
newRow.setFloat("Fuel flow l/h", g);
newRow.setString("Engine speed rev/min", "-");
newRow.setString("Engine load %", "-");

```

```

newRow.setString("Temperature cooling fluid C", "-");
newRow.setString("Acceleration pedal %", "-");
newRow.setString("Speed km/h", "-");
newRow.setString("Boost pressure kPa", "-");
newRow.setString("Oil pressure kPa", "-");
}
if (Identifier == 217056000) {
float acc = (row.getInt("Data1")*0.4);
//println("Accel=" + acc);
    TableRow newRow = table_new.addRow();
newRow.setFloat("Time s", Time);
newRow.setFloat("Acceleration pedal %", acc);
newRow.setString("Engine speed rev/min", "-");
newRow.setString("Engine load %", "-");
newRow.setString("Temperature cooling fluid C", "-");
newRow.setString("Fuel flow l/h", "-");
newRow.setString("Speed km/h", "-");
newRow.setString("Boost pressure kPa", "-");
newRow.setString("Oil pressure kPa", "-");
}
if (Identifier == 419361024) {
float s = ((row.getInt("Data2")*256+row.getInt("Data1"))/256);
// println("V=" + s);
    TableRow newRow = table_new.addRow();
newRow.setFloat("Time s", Time);
newRow.setFloat("Speed km/h", s);
newRow.setString("Engine speed rev/min", "-");
newRow.setString("Engine load %", "-");
newRow.setString("Temperature cooling fluid C", "-");
newRow.setString("Fuel flow l/h", "-");
newRow.setString("Acceleration pedal %", "-");
newRow.setString("Boost pressure kPa", "-");
newRow.setString("Oil pressure kPa", "-");
}
if (Identifier == 419362304) {
int bp = (row.getInt("Data1")*2);
// println("Boost=" + bp);
    TableRow newRow = table_new.addRow();
newRow.setFloat("Time s", Time);
newRow.setInt("Boost pressure kPa", bp);
newRow.setString("Engine speed rev/min", "-");
newRow.setString("Engine load %", "-");
newRow.setString("Temperature cooling fluid C", "-");
newRow.setString("Fuel flow l/h", "-");
newRow.setString("Acceleration pedal %", "-");
newRow.setString("Speed km/h", "-");
newRow.setString("Oil pressure kPa", "-");
}
if (Identifier == 419360512) {
int op = (row.getInt("Data3")*4);
// println("Oil=" + op);
    TableRow newRow = table_new.addRow();

```

```

newRow.setFloat("Time s", Time);
newRow.setInt("Oil pressure kPa", op);
newRow.setString("Engine speed rev/min", "-");
newRow.setString("Engine load %", "-");
newRow.setString("Temperature cooling fluid C", "-");
newRow.setString("Fuel flow l/h", "-");
newRow.setString("Acceleration pedal %", "-");
newRow.setString("Speed km/h", "-");
newRow.setString("Boost pressure kPa", "-");
    }
}
saveTable(table_new, "data/new.csv");
println("Decoding done");
d=1;
}
void draw () {
background(240);
textFont(f, 32);
fill(0);
text("SAE J1939 Decoder", 280, 40);
if (d==1) {
text("Decoding done", 280, 450);
}
}
}

```

Листинг программы расчета рабочего цикла двигателя Deutz BF 6M 2012 C

Тепловой расчет двигателя

ДВС	Режим работы
BF6M 2012 C	Номинальный

1. Исходные данные расчета

Параметр	Вар.0	Вар. 1	Вар. 2	Вар. 3	Вар. 4	Вар. 5
$n, 1/\text{мин} =$	2500	2500	2500	2500	2500	2500
$D, \text{мм} =$	101	101	101	101	101	101
$S, \text{мм} =$	126	126	126	126	126	126
$S/D =$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,2475	1,2475
$V_h, \text{л} =$	1,009	1,009	1,009	1,009	1,0095	1,0095
Охлаждение	0	0	0	0	0	0
Тип двигателя	1	1	1	1	1	1
Смесеобразование	0	0	0	0	0	0
Тактность =	4	4	4	4	4	4
$i =$	6	6	6	6	6	6
$\epsilon =$	19	19	19	19	19	19
$\psi =$	0	0	0	0	0	0
$\epsilon_d =$	19	19	19	19	19	19
$\alpha =$	1,72	1,65	1,58	1,50	1,42	1,33

2. Параметры заряда на впуске

$P_k, \text{МПа} =$	0,28	0,26	0,24	0,22	0,2	0,18
$n_k =$	2	2	2	2	2	2
$T'_k, \text{K} =$	490	472	454	435	414	393
$\Delta T_k, \text{K} =$	60	60	60	60	60	60
$T_k, \text{K} =$	430	412	394	375	354	333
$P_r, \text{МПа} =$	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23
$T_{r1}, \text{K} =$	762	772	784	799	818	843
$\Delta T, \text{K} =$	0	0	0	0	0	0
$\Delta P, \text{МПа} =$	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
$P_a, \text{МПа} =$	0,263	0,243	0,223	0,203	0,183	0,163
$\gamma_{\text{ост},} =$	0,027	0,028	0,029	0,030	0,0307	0,0317
$T_a, \text{K} =$	439	422	405	387	368	349
$\eta_v =$	0,946	0,937	0,928	0,916	0,902	0,885

Процесс сжатия

$n_1 =$	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
$P_c, \text{МПа} =$	15,30	14,13	12,97	11,81	10,64	9,48
$T_c, \text{K} =$	1344	1293	1239	1184	1127	1068

4. Характеристики топлива и продуктов сгорания

C=	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
H=	0,126	0,126	0,126	0,126	0,126	0,126
O=	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004	0,004
H _u ,кДж/кг=	42500	42500	42500	42500	42500	42500
L _o ,кмоль=	0,499	0,499	0,499	0,499	0,4994	0,4994
M ₁ ,кмоль=	0,859	0,824	0,788	0,749	0,709	0,666
M _г ,кмоль=	0,023	0,023	0,023	0,022	0,022	0,021
M ₂ ,кмоль=	0,891	0,856	0,820	0,781	0,741	0,698
μ _o =	1,037	1,038	1,040	1,042	1,045	1,047
μ _д =	1,036	1,037	1,039	1,041	1,043	1,046
ΔH,кДж/кг=	0	0	0	0	0	0
C _{v1} ,кДж/кмольК	23,43	23,31	23,18	23,04	22,90	22,75
C _{vz} ,кДж/кмольК	27,52	27,57	27,53	27,51	27,87	27,87
C _{pz} ,кДж/кмольК	35,83	35,89	35,85	35,82	36,18	36,18

5. Процесс сгорания

ζ=	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73
λ _p =	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
λ _p =	0,00	0,00	0,00	0,00	0	0
T _z ,К=	2157	2140	2124	2113	2106	2106
φ=	1	1	1	1	1	1
P' _z ,МПа=	18,36	16,96	15,57	14,17	12,77	11,38
P _z ,МПа=	18,36	16,96	15,57	14,17	12,77	11,38
ρ=	1,385	1,431	1,484	1,548	1,625	1,719

6. Процесс расширения

δ=	13,72	13,28	12,80	12,27	11,70	11,05
n ₂ =	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26
P _b ,МПа=	0,678	0,652	0,627	0,602	0,576	0,551
T _b ,К=	1092	1092	1095	1101	1111	1128
T _{r2} ,К=	762	772	784	799	818	843

7. Индикаторные показатели

P' _i ,МПа=	1,570	1,553	1,534	1,514	1,490	1,463
φ _д =	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
P _i ,МПа=	1,460	1,444	1,426	1,408	1,386	1,360
η _i =	0,39864	0,394	0,389	0,384	0,378	0,371
g _i , г/кВтч=	212	215	218	221	224	228

8. Эффективные показатели

P _м ,МПа=	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231
P _е ,МПа=	1,229	1,213	1,195	1,177	1,155	1,129
η _м =	0,842	0,840	0,838	0,836	0,833	0,830
η _е =	0,336	0,331	0,326	0,321	0,315	0,308
g _е ,г/кВтч=	252	256	260	264	269	275
G _т ,кг/ч=	39,2	39,2	39,2	39,2	39,2	39,2
G _в ,кг/ч=	959,6	921,3	881,1	838,7	793,7	745,5

9. Напряженность двигателя

$N_e, \text{кВт} =$	155,1	153,1	150,8	148,5	145,7	142,5
$N_{\text{л}}, \text{кВт/л} =$	25,6	25,3	24,9	24,5	24,1	23,5
$N_{\text{п}}, \text{кВт/дм}^2 =$	32,3	31,9	31,4	30,9	30,3	29,6

10. Тепловой баланс двигателя

$Q_o, \text{кДж/ч} =$	1664009	1665356	1665345	1667608	1667003	1666822
$Q_e, \text{кДж/ч} =$	558411,3	551188,9	542989,6	534650,9	524489	513051
$C_1 =$	1,91	1,9	1,89	1,87	1,85	1,82
$m =$	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
$Q_{\text{охл}}, \text{кДж/ч} =$	538927	531702	528798	530232	531149	535832
$Q_{\text{ог}}, \text{кДж/ч} =$	492405	507437	519484	531841	552485	563974
$Q_{\text{нс}}, \text{кДж/ч} =$	0	0	0	0	0	0
$Q_{\text{ост}}, \text{кДж/ч} =$	74265	75028	74073	70883	58880	53964
$q_e, \% =$	33,6	33,1	32,6	32,1	31,5	30,8
$q_{\text{охл}}, \% =$	32,4	31,9	31,8	31,8	31,9	32,1
$q_{\text{ог}}, \% =$	29,6	30,5	31,2	31,9	33,1	33,8
$q_{\text{нс}}, \% =$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
$q_{\text{ост}}, \% =$	4,5	4,5	4,4	4,3	3,5	3,2
$q_o, \% =$	100,0	100,0	100,0	100,0	100	100

Скоростные характеристики двигателя Deutz BF 6M 2012 C разного технического состояния

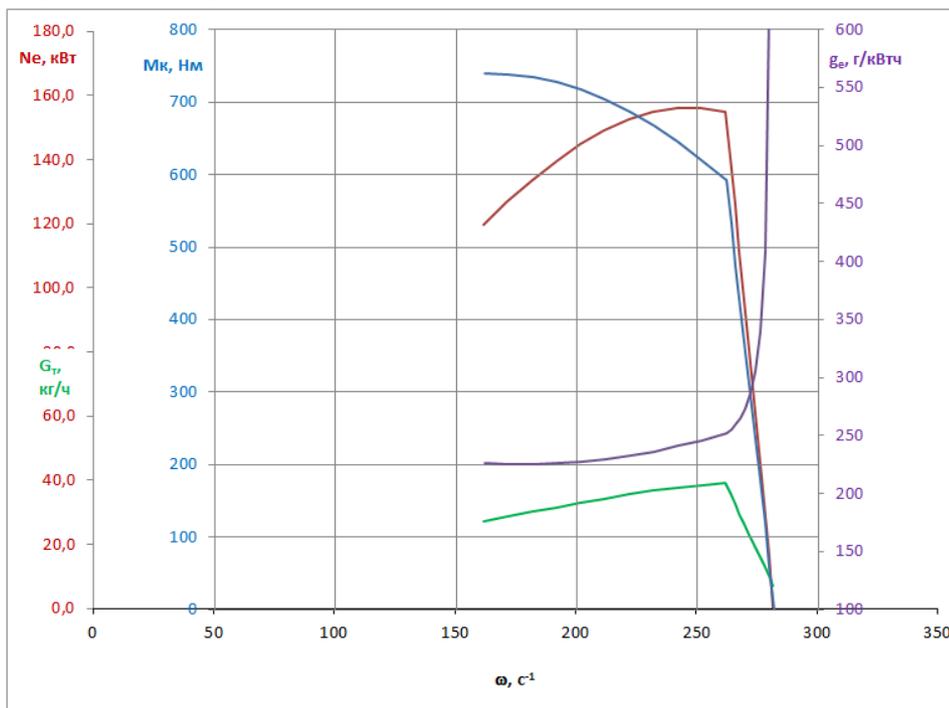


Рисунок П2.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6M 2012 C мощностью 155 кВт (наддув 280 кПа)

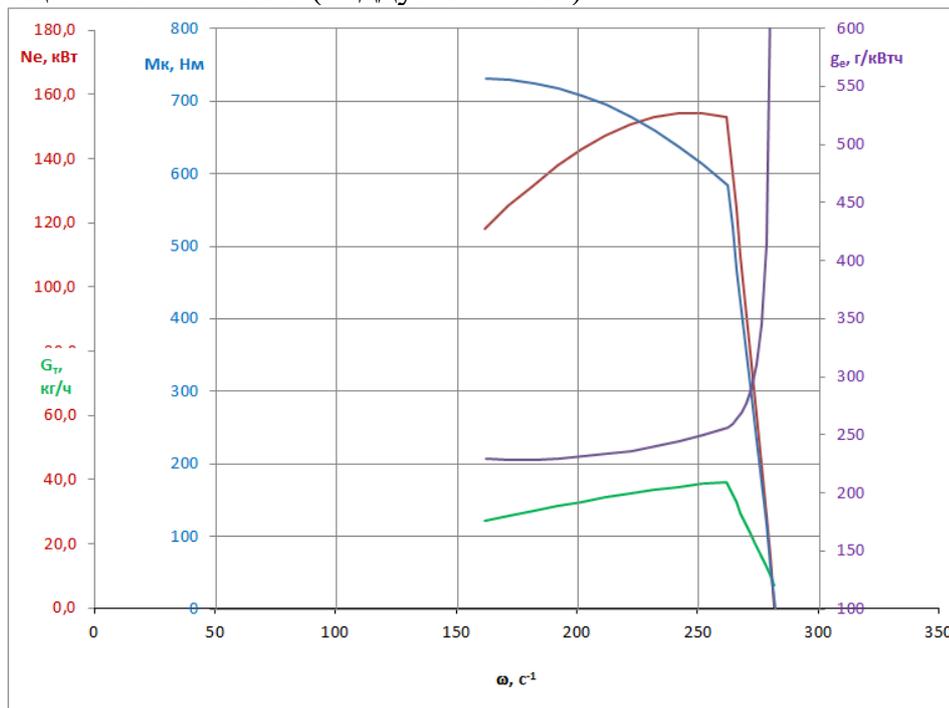


Рисунок П2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6M 2012 C мощностью 153 кВт (наддув 260 кПа)

Приложение 3(продолжение)

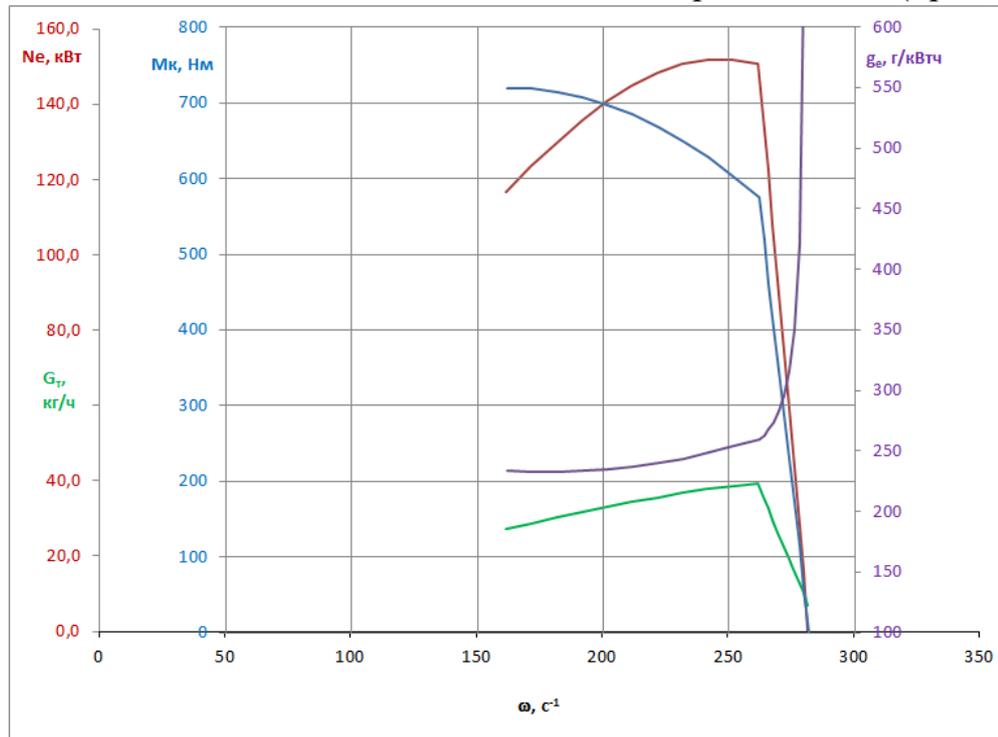


Рисунок П2.3. Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6M 2012 С мощностью 151 кВт (наддув 240 кПа)

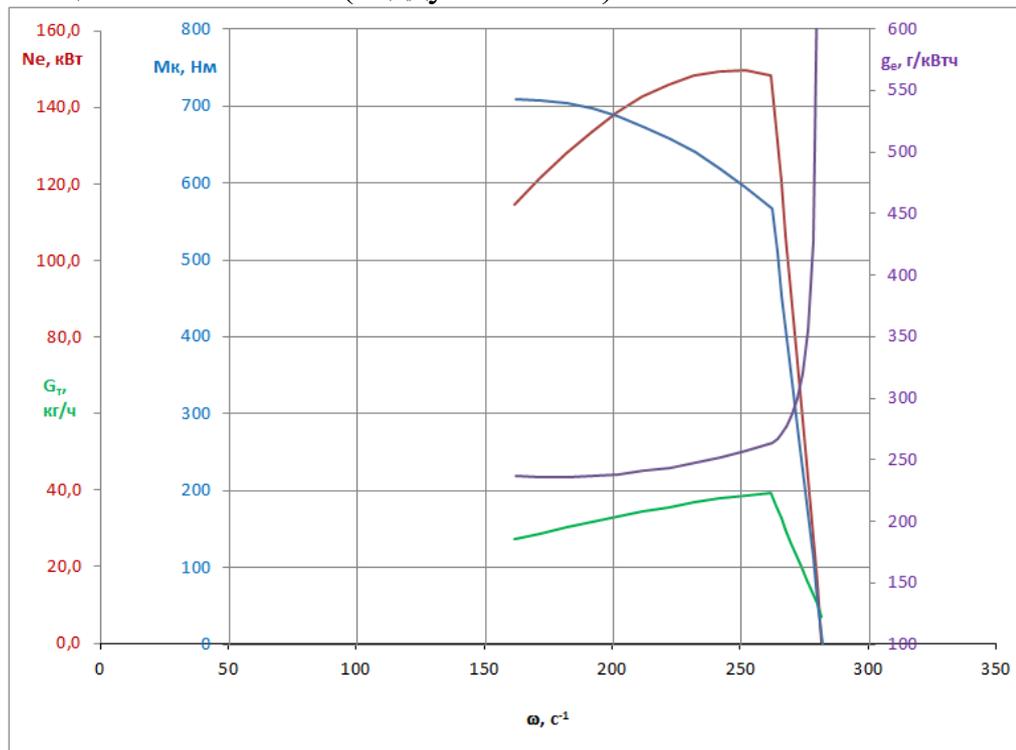


Рисунок П2.4. Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6M 2012 С мощностью 149 кВт (наддув 220 кПа)

Приложение 3(продолжение)

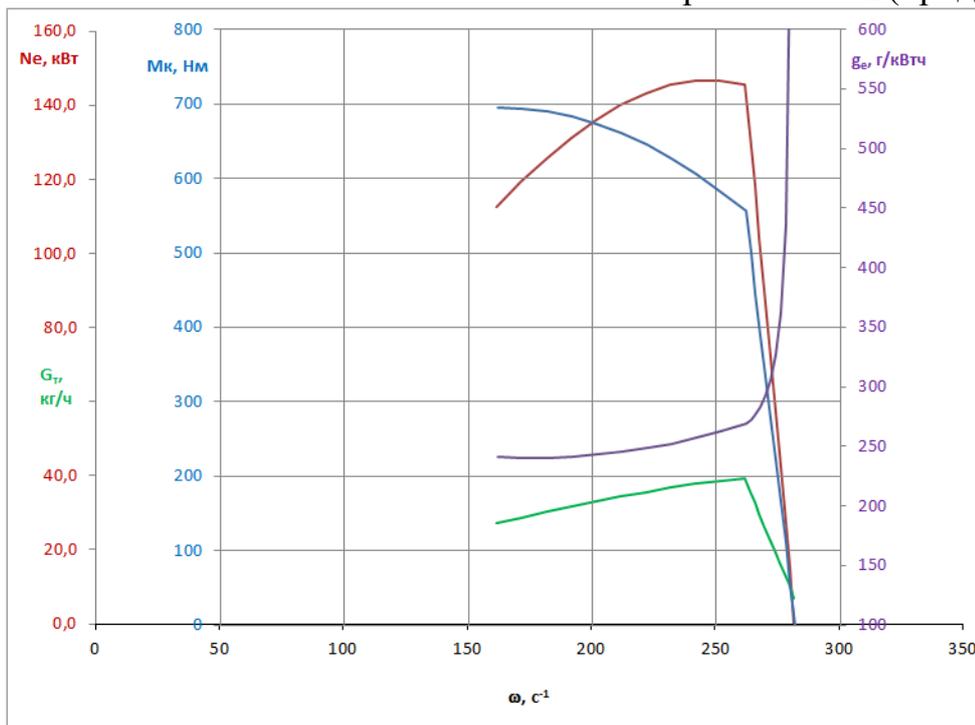


Рисунок П2.5. Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6M 2012 С мощностью 146 кВт (наддув 200 кПа)

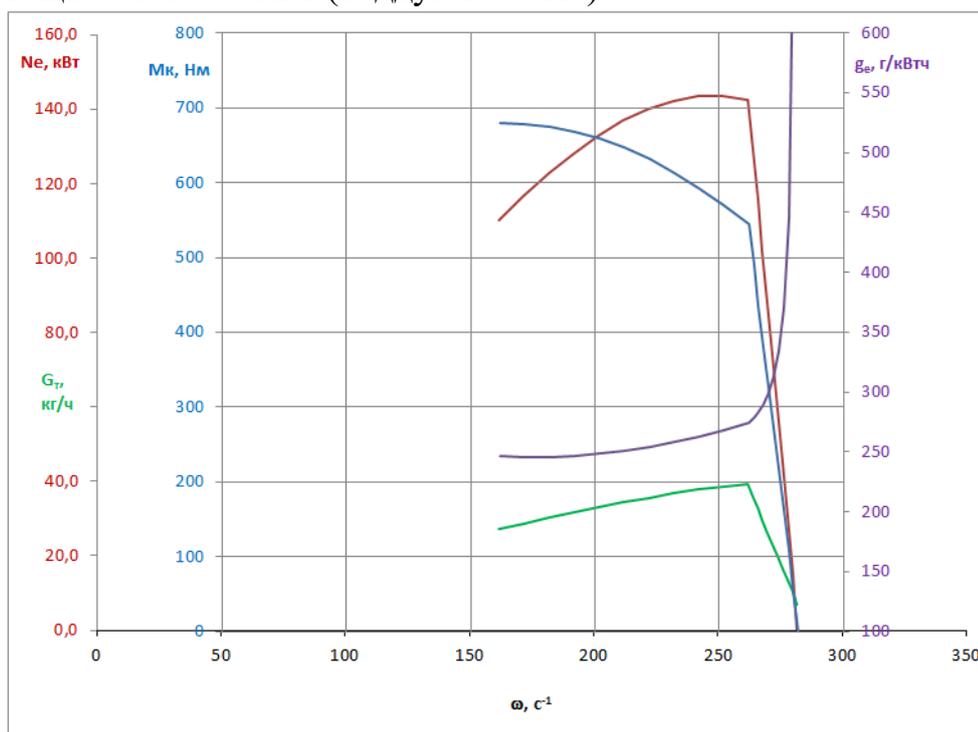


Рисунок П2.6. Внешняя скоростная характеристика двигателя Deutz BF 6M 2012 С мощностью 143 кВт (наддув 180 кПа)

Тяговые характеристики трактора Terrion АТМ4200 с двигателями
разного технического состояния
Тяговая характеристика трактора на передачах рабочего диапазона

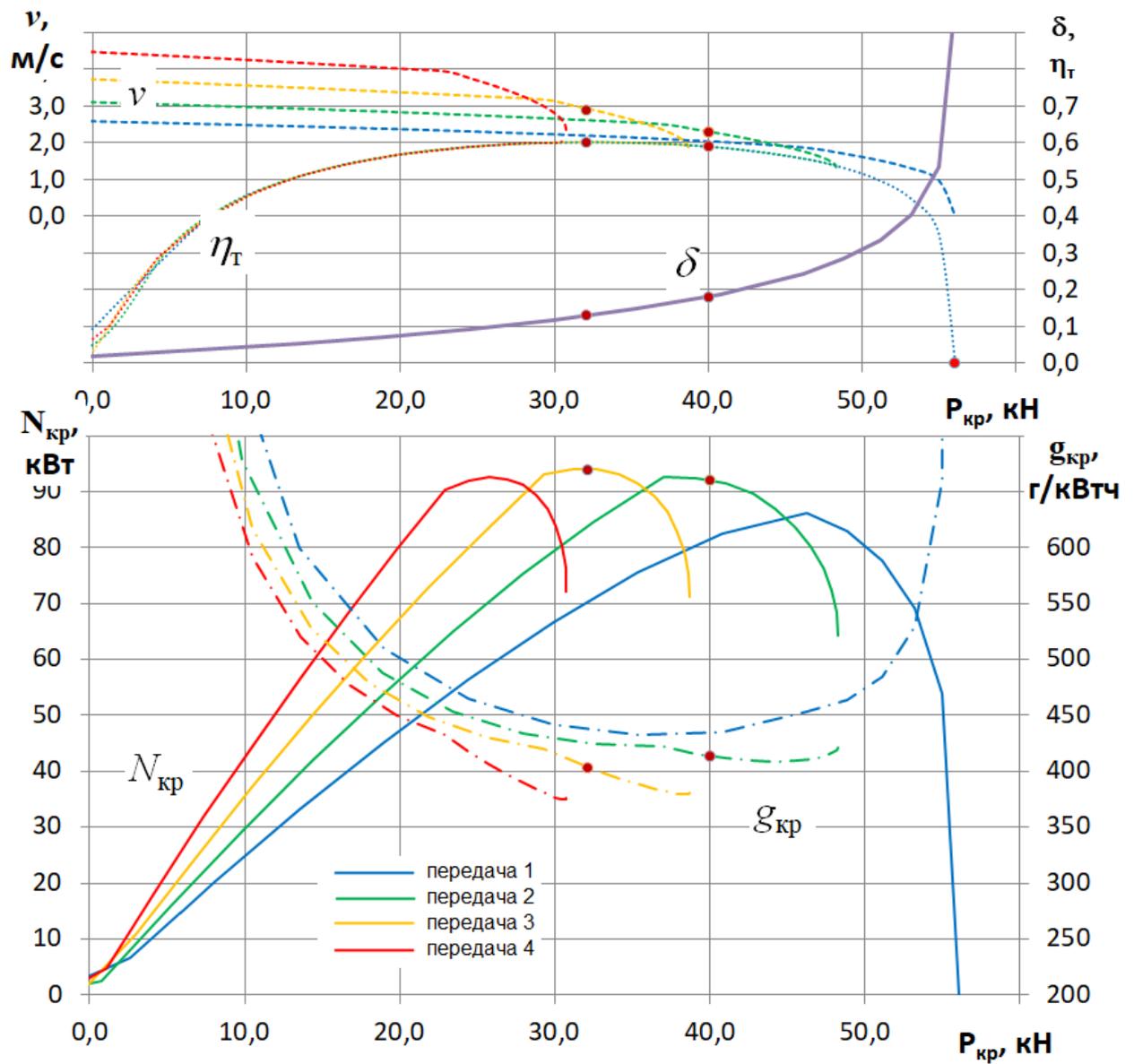


Рисунок ПЗ.1. Тяговая характеристика трактора Terrion АТМ4200 с двигателем мощностью 155 кВт (наддув 280 кПа)

Тяговая характеристика трактора на передачах рабочего диапазона

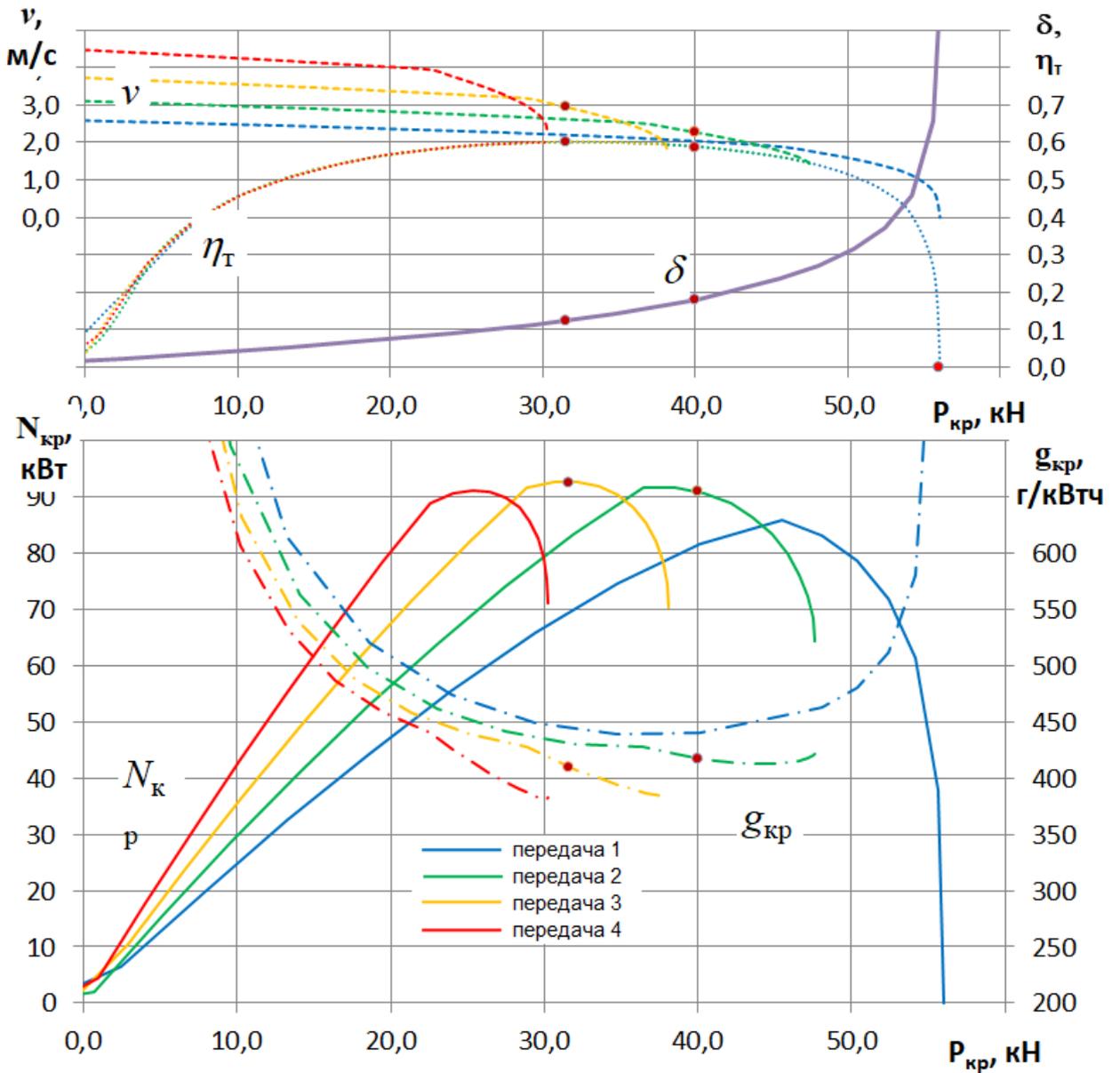


Рисунок П3.2. Тяговая характеристика трактора Terrion АТМ4200 с двигателем мощностью 153 кВт (наддув 260 кПа)

Тяговая характеристика трактора на передачах рабочего диапазона

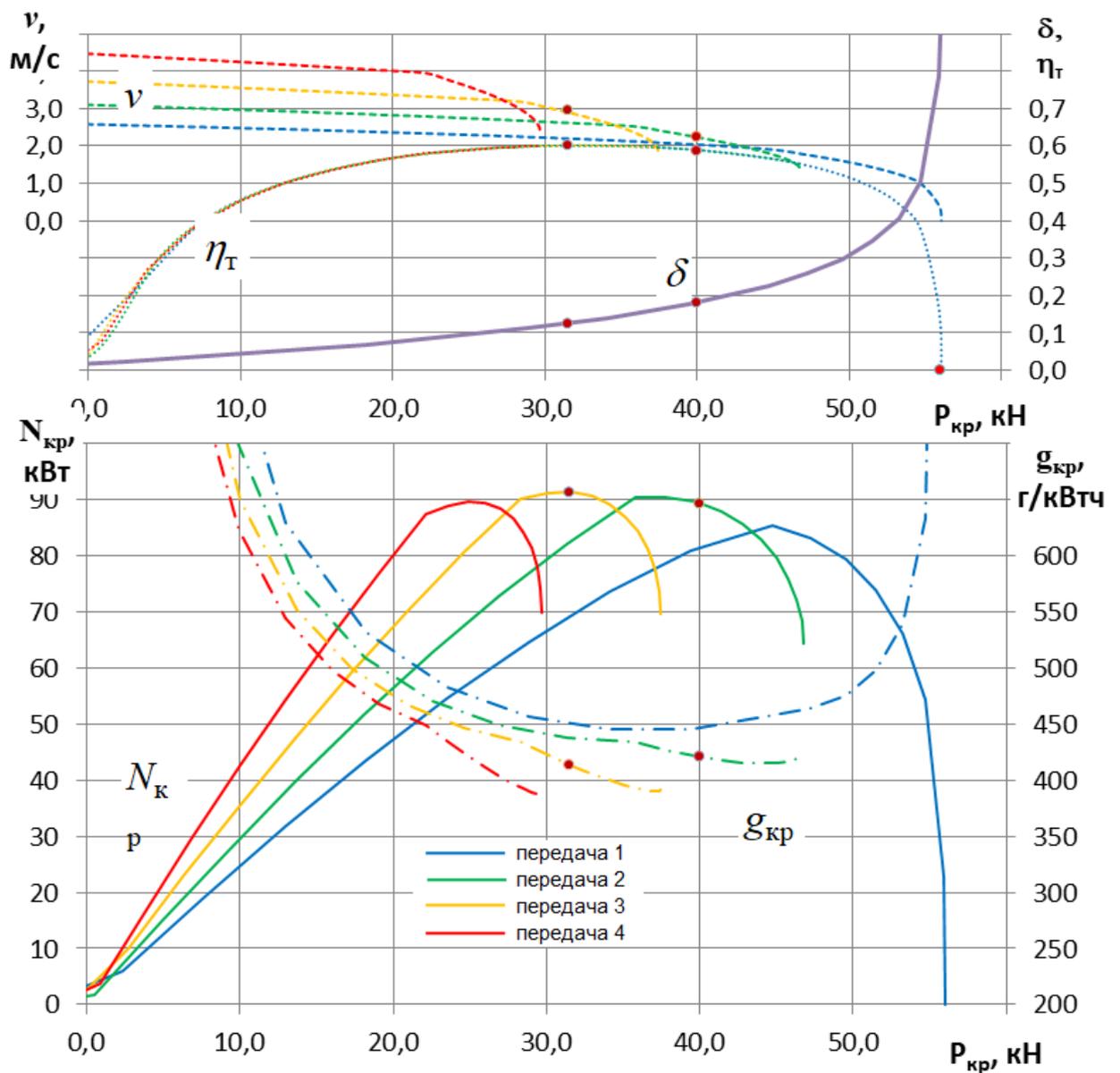


Рисунок ПЗ.3. Тяговая характеристика трактора Terrion АТМ4200 с двигателем мощностью 151 кВт (наддув 240 кПа)

Тяговая характеристика трактора на передачах рабочего диапазона

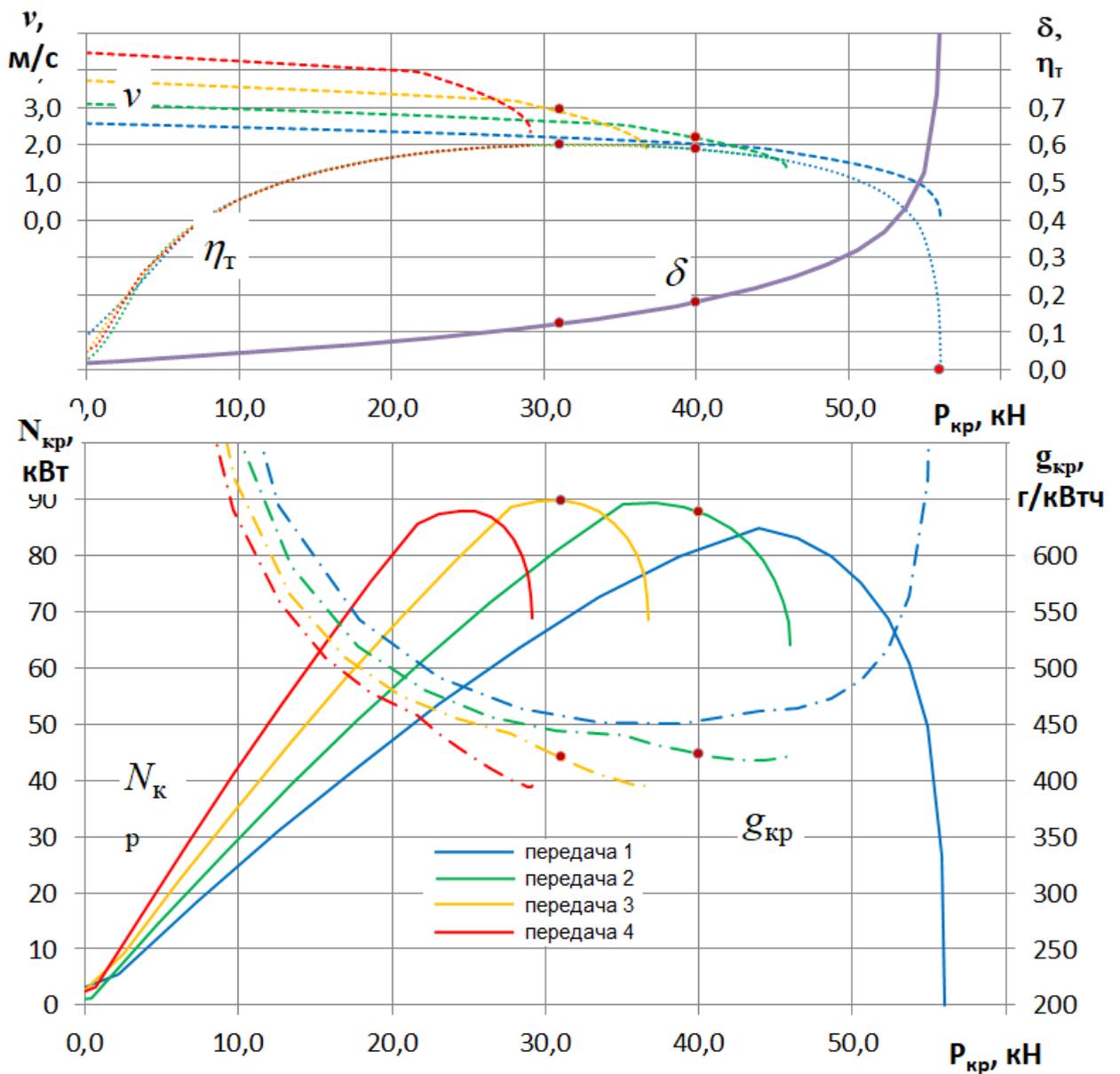


Рисунок П3.4. Тяговая характеристика трактора Terrion АТМ4200 с двигателем мощностью 149 кВт (наддув 220 кПа)

Тяговая характеристика трактора на передачах рабочего диапазона

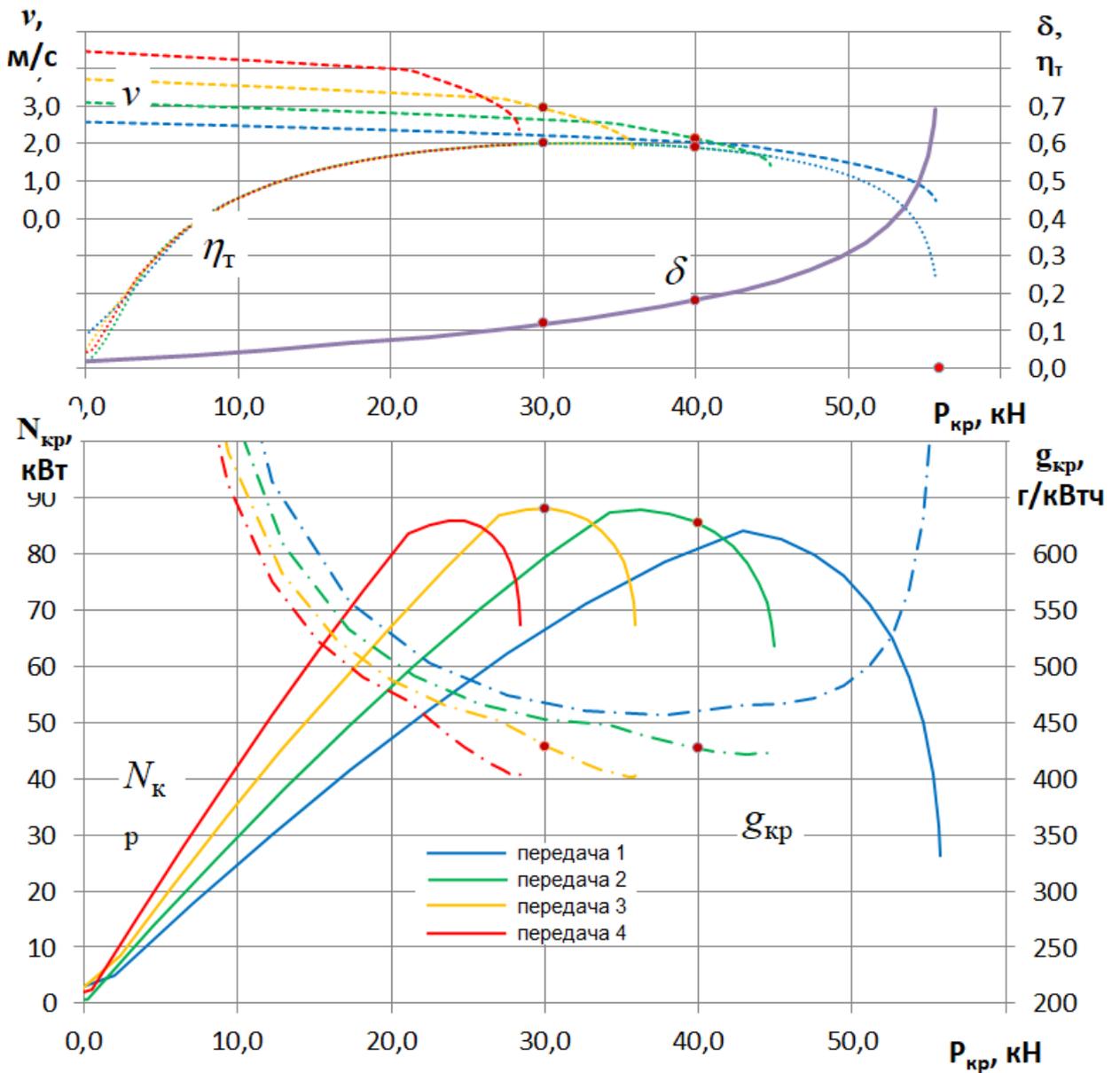


Рисунок П3.5. Тяговая характеристика трактора Terrion АТМ4200 с двигателем мощностью 146 кВт (наддув 200 кПа)

Тяговая характеристика трактора на передачах рабочего диапазона

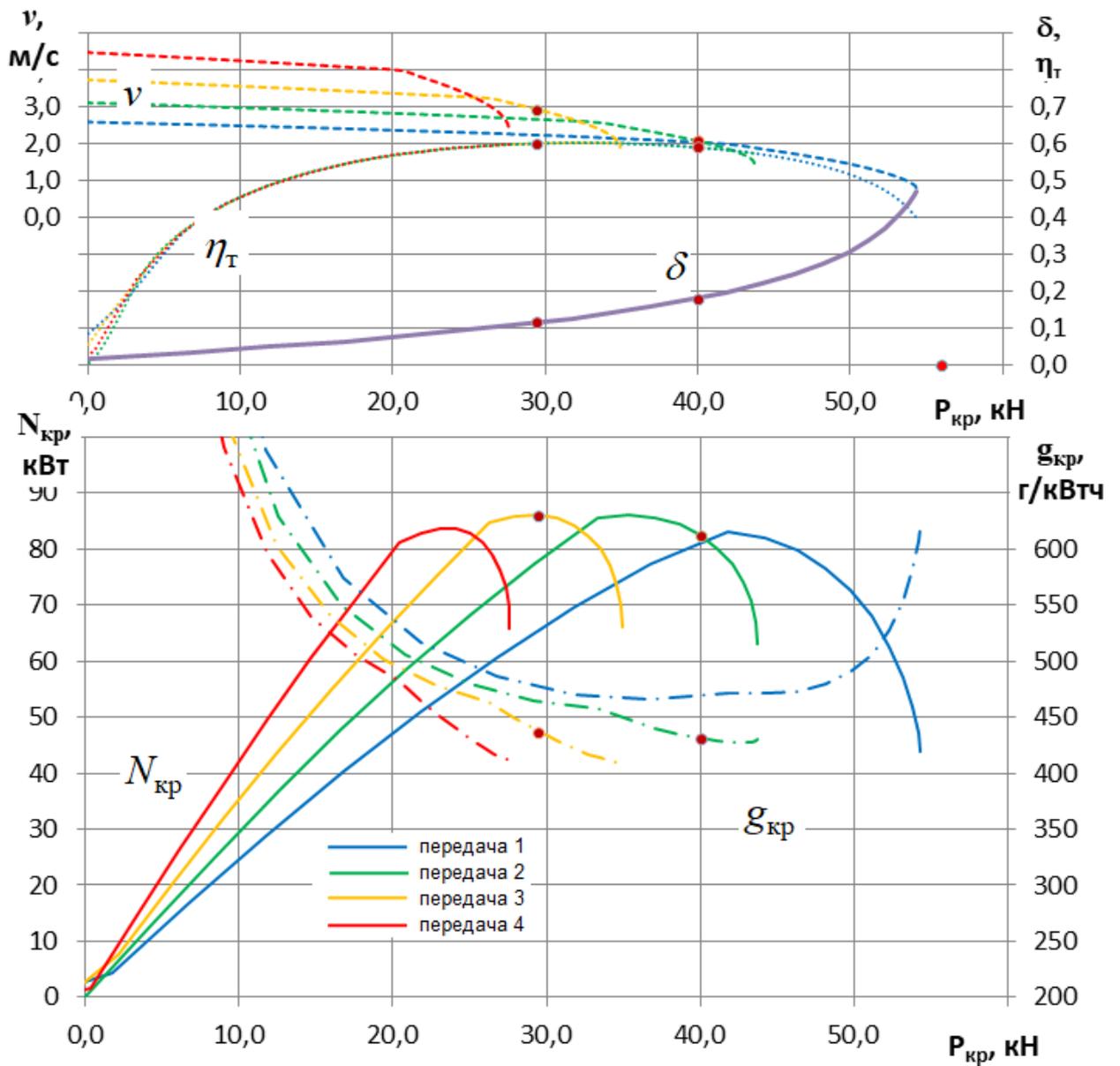


Рисунок П3.6. Тяговая характеристика трактора Terrion ATM4200 с двигателем мощностью 143 кВт (наддув 180 кПа)

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации базы данных

№ 2025621326

**«Параметры наддува двигателя DEUTZ BF6M2012C
трактора Tergion в процессе эксплуатации»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Российский государственный аграрный университет-
МСХА имени К.А. Тимирязева» (RU)*

Автор(ы): *Павлов Ярослав Дмитриевич (RU)*

Заявка № 2025620881

Дата поступления 14 марта 2025 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре баз данных 24 марта 2025 г.



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат: 06924700463001000016700002006
Владелец: **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с: 01.01.2014 по: 05.10.2026

Ю.С. Зубов

УТВЕРЖДАЮ

И.о. директора института механики и
энергетики имени В.П. Горячкина
д.т.н., профессор
Арженовский А.Г./
« 14 » _____ 2025 г.

АКТ

о внедрении результатов исследований, полученных в кандидатской диссертации ассистента кафедры тракторов и автомобилей института механики и энергетики имени В.П. Горячкина Павлова Ярослава Дмитриевича на тему «Оценка технического состояния по данным системы управления трактора Terrior ATM 4200»

Комиссия в составе председателя – Академика РАН, д.т.н., профессора, заведующего кафедрой тракторов и автомобилей Дидманидзе О.Н. и членов комиссии: к.т.н., профессора Чумакова В.Л., к.т.н., доцента Андреева О.П., к.т.н., доцента Митягина Г.Е. установила, что материалы кандидатской диссертации ассистента кафедры тракторов и автомобилей Павлова Я.Д. внедрены на кафедре тракторов и автомобилей в учебный процесс:

- программа «Программа для декодирования протокола SAE J1939 CAN-шины»;
- методика сбора и предварительной обработки данных CAN-шины, которые используются для подготовки студентов по направлениям: 35.03.06 - «Агроинженерия»; 23.03.03 - «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»; 23.03.01 - «Технология транспортных процессов».

Председатель комиссии: Академик РАН, д.т.н., профессор, зав. кафедрой		Дидманидзе О.Н.
Члены комиссии: к.т.н., профессор		Чумаков В.Л.
к.т.н., доцент		Андреев О.П.
к.т.н., доцент		Митягин Г.Е.