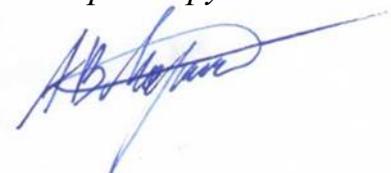


Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего образования «Саратовский государственный
технический университет имени Гагарина Ю.А.»

На правах рукописи



МАРУСИН АЛЕКСАНДР ВЯЧЕСЛАВОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПЛУНЖЕРНЫХ
ПАР ТНВД АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

05.20.03 – Технологии и средства технического обслуживания
в сельском хозяйстве

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
доцент И.К. Данилов

Саратов 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	14
1.1 Анализ отказов и неисправностей дизелей автотракторной техники	14
1.2 Топливоподающие системы автотракторных дизелей.....	18
1.3 Форсунки, применяемые в топливоподающей аппаратуре с разделённой системой впрыска автотракторных дизелей	24
1.4 Влияние неисправностей топливоподающей аппаратуры на работоспособность автотракторных дизелей	28
1.5 Диагностирование инжекторов дизельной топливоподающей аппаратуры.....	30
1.6 Диагностирование технического состояния топливной аппаратуры автотракторных дизелей.....	36
1.7 Выводы и задачи исследования	44
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ОТКАЗОВ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗДЕЛЁННОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ	46
2.1 Обоснование условий разработки математической модели динамики процессов плунжерной пары ТНВД.....	47
2.2 Обоснование условий разработки дифференциальной динамической математической модели процессов нагнетательного клапана...51	
2.3 Обоснование условий разработки дифференциальной динамической математической модели перемещения иглы форсунки.....	52
2.4 Разработка дифференциальной динамической математической модели изменения давления подачи топлива по перемещению иглы форсунки	55
2.5 Структурные схемы дифференциальных уравнений диагностических динамических ММ отказов топливной аппаратуры дизеля ..56	
2.6 Оценка точности разработанных математических моделей.....	60

2.7 Функциональные схемы алгоритмов	62
2.8 Параметры математических моделей и особенности прикладных программ для моделирования процессов в СТД численным методом.....	65
2.9 Обработка результатов моделирования.....	67
2.10 Выводы	73
3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	74
3.1. Программа экспериментальных исследований.....	74
3.2. Методы экспериментального исследования	75
3.2.1. Задачи экспериментального исследования.....	77
3.2.2. Приборы и аппаратура в проводимом исследовании.....	79
3.2.3. Особенности выбранных методик экспериментального исследования	82
3.3 Обработка результатов испытаний, оценка точности и ошибок измерений экспериментального исследования	85
3.3.1 Оценка точности измерений при проведении экспериментального исследования	87
3.3.2 Обработка результатов экспериментального исследования.....	89
3.4 Выводы	96
4. РАЗРАБОТКА СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТНВД АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ.....	97
4.1 Разработка устройства диагностирования плунжерных пар ТНВД дизеля.....	97
4.2 Обоснование зависимости диагностического параметра – перемещения иглы форсунки от структурного – зазора плунжер-втулка плунжерной пары ТНВД.....	100
4.3 Выводы	102

5 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	103
5.1 Усовершенствование алгоритма диагностирования ТА дизеля семейства КАМАЗ-740	103
5.2. Определение периодичности диагностирования топливной аппаратуры дизеля семейства КАМАЗ-740.....	105
5.3 Техничко-экономическая оценка эффективности исследования.....	108
5.4 Выводы.....	112
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	113
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	114
ПРИЛОЖЕНИЕ А	134
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	137

ВВЕДЕНИЕ

В сельском хозяйстве Российской Федерации сложилась тенденция старения парка сельскохозяйственной техники, объясняемая состоянием экономики страны. Затраты на поддержание работоспособности автотракторных и транспортных средств превышают стоимость новых, достигают 20...25 % себестоимости эксплуатации, до 40% из которых приходится на техническое обслуживание (ТО) и ремонт (ТР). В связи с этим задача полного и своевременного удовлетворения потребностей агропромышленного комплекса страны в сельскохозяйственной технике путём повышения эффективности эксплуатации подвижного состава является одной из важнейших на сегодняшний день [2, 3, 4, 21, 109].

Решение этой задачи обеспечивается не только выпуском сельскохозяйственной техники с высокой надёжностью и технологичностью промышленным комплексом страны, но и службами сервиса, ведущими работу по совершенствованию методов технической эксплуатации и снижению трудоёмкости работ по их ТО и ТР [3, 4, 5, 6, 22, 33, 128].

Для решения поставленной задачи существенное значение имеет применение более экономичных двигателей на автотракторных средствах – дизельных. При этом, согласно прогнозу отечественных и зарубежных экспертов, поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС) останется наиболее востребованным в качестве энергетической установки, эксплуатируемой в транспортно-технологических средствах [28, 48, 126].

Выпуск автотракторных и транспортных средств с дизельными двигателями на российском и западно-европейском рынках непрерывно увеличивался с начала 90-х годов XX века. На настоящий момент число сельскохозяйственной и автотракторной техники с дизельным двигателем в мире превышает 50 млн шт., а в РФ этот показатель уже превышает 3,5 млн шт. и продолжает расти. При этом наблюдается тенденция роста суммарной

мощности резервных и аварийных дизельных энергетических установок, используемых на производственных и агропромышленных предприятиях [22, 33, 46, 83, 99].

С начала 1997 года на автотракторной технике получили распространение дизели с системой впрыска топлива Common Rail, примером такого российского двигателя является КАМАЗ 740.63-400. Но по сведениям самого производителя применение этого двигателя ограничено установкой на автобусы, специальные и одиночные автомобили, автомобильные тягачи [155].

Это объясняется рядом причин, к которым относятся: отсутствие опытных специалистов и запасных частей для обслуживания и ремонта данных систем топливоподачи, применение иностранных комплектующих в топливной аппаратуре, непосредственно часть приходится на ООО BOSCH (Германия). По заявлениям специалистов ОАО «КАМАЗ – Дизель» [155], эффективных российских аналогов данных систем сегодня нет. Учитывая также возрастающую напряжённость в мировых отношениях, возможное увеличение попыток принятия мер сдерживания российской экономики со стороны мирового сообщества, можно предположить, что распространённый на сегодня дизель с топливной аппаратурой разделённого типа будет востребован для установки на отечественный парк автотракторной и сельскохозяйственной техники в ближайшую обозримую перспективу. Следовательно, повышение эффективности эксплуатации дизелей с данным типом топливной аппаратуры (ТА) остаётся актуальной задачей.

Закономерно, тенденция к росту числа сельскохозяйственной техники с дизелем в эксплуатации и реализация их потенциала, заложенного заводом-изготовителем, приводят к разработке и применению научно обоснованных методов по поддержанию их исправного технического состояния [57, 129].

Многочисленные исследования, выполненные различными учёными в области технической эксплуатации автотракторных средств, свидетельствуют о том, что эффективность работы дизеля в значительной степени зависит от

состояния элементов линии высокого давления (ЛВД) ТА, нарушения в работе которой приводят к ухудшению мощностных и экономических показателей двигателя [28, 64, 69, 109].

Требования, предъявляемые к ТА автотракторного дизеля, известны: это создание одинаковых условий работы цилиндров дизеля по углу подачи топлива, цикловой подачи и характеристике впрыска [28]. Нарушение равномерности этих показателей по цилиндрам двигателя приводит к повышенному износу деталей и узлов силового агрегата, что становится причиной роста его эксплуатационных затрат. По данным учёных АМФ СГТУ имени Гагарина Ю.А., занимающихся вопросами надёжности автотракторной техники, существенная доля отказов дизеля 20-30 % приходится на ТА, а при эксплуатации в тяжелых условиях она достигает 50 % [104]. Для обеспечения поддержания ТА дизеля в процессе эксплуатации в исправном состоянии необходимо своевременно (оперативно) оценивать её техническое состояние. При анализе научной и специальной литературы [60, 65, 104, 106, 125] установлено, что показателем, отражающим работу ТА дизеля, является перемещение иглы форсунки и давление в ЛВД ТА. Данные параметры определяют величину, продолжительность и характер впрыска топлива в цилиндры двигателя и существенно изменяются в процессе эксплуатации двигателя.

Однако на данный момент объективно оценить степень и характер перемещения иглы форсунки автотракторного дизеля не позволяет отсутствие диагностических комплексов, позволяющих оперативно оценивать техническое состояние элементов ТА в процессе эксплуатации автотракторных средств [60, 65, 106, 129].

Такое положение дел свидетельствует о затруднении в области технической эксплуатации дизельных ДВС сельскохозяйственной техники при решении задачи полного и своевременного удовлетворения потребностей агропромышленного комплекса страны в средствах механизации.

Проблема заключается в повышении эффективности эксплуатации автотракторного дизеля за счет своевременного диагностирования его ТА с применением диагностических комплексов, способных по параметрам топливоподачи (например, изменению сигнала давления в ЛВД, перемещения иглы форсунки) оценивать техническое состояние элементов ТА в целом и ТНВД в частности. Это обстоятельство и определило направление исследований в данной диссертационной работе.

Разрешение проблемы обеспечивается разработкой диагностического устройства ТА автотракторного дизеля, учитывающего такие параметры как момент открытия и закрытия форсунки, а также скорость, ускорение и величину подъёма иглы форсунки, и алгоритма её диагностирования.

Важнейшие положения при диагностировании ТА дизеля разработаны и научно обоснованы в работах Астахова И.В., Белова П.М., Борычева С.Н., Брилинга Н.Р., Бурячко В.Р., Бышова Н.В., Вырубова Д.Н., Голубкова Л.Н., Дьяченко Н.Х., Загородских Б.П., Карунина А.Л., Кокорева Г.Д., Костина А.К., Кравченко А.М., Луканина В.Н., Мазинга Е.К., Орлина А.С., Платонова В.Ф., Русинова Р.В., Успенского И.А., Шемякина А.В., Фанлейба Б.Н., Эфроса В.М. и многих других.

Высоко оценивая полученные результаты, отражённые в работах вышеназванных авторов, необходимо отметить, что в них недостаточно полно рассматриваются способы и средства диагностирования ТА автотракторных дизелей в процессе их эксплуатации по перемещению иглы форсунки, а также зависимость хода и характера перемещения иглы форсунки от показателей работы ТА.

Степень разработанности темы исследования. Закономерность проявления отказов свидетельствует о возможности сократить значительную часть ТР ТА по результатам её оценки – диагностированию с обоснованной периодичностью. Поэтому повышение эффективности технической эксплуатации дизеля, заключающейся в оценке узлов и агрегатов ТА по

результатам диагностирования с обоснованной периодичностью позволит снизить затраты на ГР и общие затраты за весь срок службы дизеля.

Необходима разработка новых подходов оценки технического состояния ТА автотракторных дизелей для сокращения эксплуатационных затрат. Это подтверждается Указом Президента Российской Федерации № 899 от 07.07.2011 «Об утверждении приоритетных направлений развития науки, технологий и техники в Российской Федерации» приоритетным является направление «Транспортные и космические системы».

Совершенствование диагностирования ТА дизеля позволит рационально использовать ресурсы эксплуатирующих предприятий сельскохозяйственной техники: уменьшить затраты материальных средств, труда и времени.

Данная работа выполнена в соответствии с планом НИР и программой по основным научным направлениям Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. 12В.01 «Разработка научных основ технологий обеспечения работоспособности автотранспортных средств».

Цель исследования – обеспечение работоспособности ТНВД дизельного двигателя совершенствованием диагностирования плунжерных пар.

Задачи исследования:

– Теоретически обосновать диагностирование плунжерных пар ТНВД дизеля по перемещению иглы форсунки диагностического устройства с разработкой математической модели изменения давления подачи топлива.

– Разработать устройство для диагностирования технического состояния плунжерных пар ТНВД автотракторного дизеля по перемещению иглы форсунки.

– Усовершенствовать алгоритм диагностирования топливной аппаратуры дизеля с обоснованием периодичности диагностирования для увеличения его ресурса.

– Провести расчёт экономического эффекта по результатам исследования.

Объект исследования – плунжерные пары ТНВД дизеля с разделённой системой впрыска.

Предмет исследования – закономерности влияния параметров плунжерных ТНВД на перемещение иглы форсунки.

Научная новизна:

1. математическая модель изменения давления впрыска топлива при перемещении иглы форсунки;
2. обоснование проведения диагностирования плунжерных пар ТНВД дизеля, позволяющее снизить эксплуатационные затраты на поддержание работоспособности ДВС;
3. усовершенствованный алгоритм диагностирования топливной аппаратуры дизеля с использованием предложенного диагностического параметра и средства его измерения.

Теоретическая и практическая значимость работы. Теоретически и экспериментально определены интервальные (допустимое и предельное) значения перемещения иглы форсунки в зависимости от технического состояния ТНВД дизеля – износа плунжерной пары ТНВД и герметичности линии высокого давления (ЛВД) дизеля семейства КАМАЗ-740.

Обоснован диагностический параметр – перемещение иглы форсунки диагностического устройства, обладающий однозначностью, стабильностью, высокой чувствительностью и информативностью.

Усовершенствован алгоритм диагностирования ТА с применением разработанного устройства, обеспечивающий работоспособность дизеля своевременной регулировкой и ремонтом по результатам диагностирования.

Рекомендации по совершенствованию алгоритма диагностирования ТА дизеля для своевременного технического воздействия применялись при эксплуатации дизелей в ИП КФХ Яхин М.К.

Методология и методы исследования. Исследования выполнены на основе положений, законов и методов гидродинамики и математического

анализа с использованием ЭВМ, в том числе с использованием программы MatLab 6.5 и пакета прикладного ПО Simulink. Обоснование конструктивных параметров и расчет эксплуатационных показателей ТА автотракторных дизелей проводились как по известным, так и по разработанным оригинальным методикам. При выполнении экспериментальных исследований использовались известные методики и разработанные на их основе частные. Экспериментальные исследования эксплуатационных показателей ТА выполнены с использованием теории планирования полнофакторного эксперимента. Обработка результатов исследований проведена методами математической статистики.

Положения, выносимые на защиту:

- аналитическое уравнение взаимосвязи давления впрыска топлива и перемещения иглы форсунки;
- результаты экспериментальных исследований устройства диагностики;
- рекомендации по поддержанию ТНВД дизеля в работоспособном состоянии по результатам диагностирования с использованием разработанного устройства;
- технико-экономическая оценка результатов исследования.

Степень достоверности и апробации результатов. Достоверность научных положений работы обусловлена обоснованностью принятых допущений при разработке математических моделей, сходимостью полученных экспериментальных результатов с аналитическими исследованиями и сравнительным анализом их с данными других авторов. Алгоритм диагностирования топливной аппаратуры дизеля и устройство диагностики прошли производственную проверку и приняты к внедрению в ОАО ИП КФХ Яхин М.К.

Апробация работы. Основные материалы диссертационной работы были доложены, обсуждены и получили положительную оценку на:

- Международном научно-техническом семинаре «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники» (Саратов, СГАУ им. Н.И. Вавилова, 2013, 2014, 2016);
- 72-й и 73-й научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ «Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта» (Москва, 2014-2015);
- Международной научно-практической конференции «Альтернативные источники энергии на автомобильном транспорте: проблемы и перспективы рационального использования» (Воронеж, 2014-2015);
- X mezinárodní vědecko - praktická konference «Věda a technologie: krok do budoucnosti – 2014» (Praha, 2014);
- Международной научно-практической конференции «Инжиниринг техно 2014» (Саратов, 2014);
- Международной конференции «Математические методы в технике и технологиях» (ММТТ-27, 28, 29) (Саратов, 2014-2016);
- Международной научной конференции, посвященной 90-летию проф. Говорущенко Н.Я. ХНАДУ. (г. Харьков, 2014 г.);
- Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы транспорта в современных условиях» (Саратов, 2014-2016);
- в IX и X Международных научно-практических конференциях «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств» и «Проблемы автомобильно-дорожного комплекса России» (ПГУАС, Пенза, 2014, 2015);
- Международной научно-технической конференции «Транспортные и транспортно-технологические системы» (Тюмень, 2015);
- Всероссийской научно-практической конференции «Ремонт. Восстановление. Реновация» в рамках X Промышленного салона в ФГБОУ ВПО «Башкирский государственный аграрный университет» (Уфа, 2015);

- Международной научно-практической конференции «Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства» (Красноярск, 2016).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 30 печатных работы, в том числе 6 (шесть) статей в изданиях, указанных в «Перечне... ВАК», получен патент на полезную модель. Общий объем публикаций составляет 11,31 п.л., из которых 7,26 п.л. принадлежат лично соискателю.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка использованной литературы, включающего 176 наименования, в том числе 16 источников на иностранных языках, и 2 приложений. Работа изложена на 138 страницах машинописного текста и содержит 40 рисунков, 9 таблиц.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Анализ отказов и неисправностей дизелей автотракторной техники

В последние десятилетия конструкции автотракторной техники непрерывно совершенствовались, повышались требования к их долговечности и надёжности, что привело к более жёстким требованиям, предъявляемым к ней при разработке, эксплуатации и обслуживании.

Надёжность автотракторной техники – её способность выполнять конструктивно-заложенные функции без дополнительных трудовых и материальных затрат для поддержания работоспособного состояния в течении длительного времени. В силу того, что качество автотракторной техники характеризуется её надёжностью и работоспособностью, повышение уровня надёжности – актуальная задача на современном этапе развития технической эксплуатации сельскохозяйственной техники.

С другой стороны, повышение надёжности автотракторной техники – перспективный путь снижения затрат в производстве, т.к. эксплуатация более надёжной техники требует меньших трудовых и материальных затрат [23, 61, 109].

Проектируемая при конструировании и изготовлении надёжность сельскохозяйственной техники реализуется при эксплуатации. Фактический уровень надёжности, заложенный при производстве техники сельскохозяйственного назначения и операции по поддержанию технического состояния, определяют затраты на их содержание. Снижение затрат является одной из главных задач инженерных служб любого предприятия.

Двигатель – базовый агрегат автотракторной техники, от состояния которого зависит её работоспособность в целом. ТА дизельного двигателя предопределяет эффективность его работы и является одной из наиболее дорогих и сложных элементов данного агрегата (таблица 1.1). От её работы

зависят экономичность, мощность и надёжность дизеля при эксплуатации. На неудовлетворительную работу ТА дизеля приходится от 20% до 50% отказов дизеля в зависимости от марки автотракторного средства [11, 17, 62, 104].

Таблица 1.1- Распределение отказов дизеля КАМАЗ по элементам (данные представлены на 2013 г.)

Наименование элементов силового агрегата	Доля отказов, %	Средняя наработка на отказ, км	Коэффициент вариации	Затраты на ремонт, руб.			
				За услуги		На запчасти	
				Сред. значение	Коэф. вариации	Сред. значение	Коэф. вариации
<u>1. Система питания и выпуска</u>	22,59	35990	1,027	2331	0,947	3722	0,983
2. Подшипники коленчатого вала, шатун	17,87	36586	1,193	5703	0,259	93458	1,061
3. Цилиндропоршневая группа	13,05	36670	1,273	4322	0,712	16934	0,714
4. Система охлаждения	10,42	14243	1,073	532	0,673	1753	1,012
5. Головка блоков цилиндров	7,89	35613	1,102	1416	0,498	2385	0,593
6. Турбокомпрессор	6,91	41550	1,099	1459	1,025	12955	0,974
7. Коробка передач	5,81	70261	0,927	3899	0,235	5659	0,238
8. Газораспределительный механизм	4,50	36627	1,417	750	0,342	1745	0,508
9. Система смазки	3,95	29526	0,887	572	0,525	3310	0,651
10. Сцепление	3,51	62342	0,741	2105	0,357	1107	0,458
11. Стартер	1,86	77132	0,611	686	0,295	2826	0,402
12. Генератор	1,64	89520	0,538	672	0,426	1008	0,311
13. Блок цилиндров	4,71	167347	1,178	10370	0,371	105000	0,272
Силовой агрегат в целом	100	23140	1,021	1613	1,138	11272	2,414

Надёжность дизеля можно охарактеризовать как свойство выполнять заданные конструктивными особенностями функции, одновременно сохраняя эксплуатационные показатели в пределах значений, соответствующих условиям работы и заданным режимам [ГОСТ 27.002-89].

От качества работы ТА дизеля зависят такие его показатели как мощность, безотказность и топливная экономичность. Как показывают исследования [15, 25, 29, 30], по причине некачественной её работы происходит существенная часть отказов автотракторных ДВС. Вследствие неверных

регулировок ТА или их нарушения в процессе эксплуатации дизель теряет до 20% от номинальной мощности, производительность снижается до 70%, а перерасход топлива может составить до 25%.

Большая работа по совершенствованию ТА дизелей проделана такими учёными как Астахов И.В., Башта Т.М., Борычев С.Н., Бышов Н.В., Грехов Л.В., Голубев И.Г., Жуковский Н.Е., Загородских Б.П., Кокорев Г.Д., Кравченко А.М., Кузнецов Т.Ф., Марков В.А., Тришкин И.Б., Трусов В.И., Успенский И.А., Файнлейб Б.Н., Шемякин А.В. и многими другими на базе различных институтов, таких как МГТУ им. Баумана, ВНИИЖТ, ТУ МАДИ, НИКТИД, МГТУ МАМИ, РГАТУ имени П.А. Костычева, ВГЛТА, ЦНИДИ, ГОСНИТИ, Могилевский и Башкирский ГАУ и др.

При эксплуатации автотракторных дизелей параметры их топливной аппаратуры ухудшаются, что можно объяснить изменением технического состояния сопряжений [1, 18, 20]. В процессе обслуживания агрегаты ТА восстанавливают до работоспособного состояния, одновременно регулируя и заменяя вышедшие из строя узлы на новые. Для поддержания показателей работы ТА в допустимых пределах в течение срока службы необходимо своевременно устранять возникающие в процессе эксплуатации неисправности в рамках межремонтного технического обслуживания. Своевременное техническое обслуживание ТА снижает интенсивность изнашивания сопряженных деталей и обеспечивает требуемую стабильность значений параметров её состояния [97, 98, 142].

Такие признаки, как снижение мощности, повышенный расход топлива, дымность отработавших газов, неустановившаяся работа и трудный пуск дизеля могут свидетельствовать о неудовлетворительной работе топливоподающей аппаратуры [15, 25, 31, 69].

ТА автотракторного дизеля является сложным изделием, оценка надёжности которого возможна по характерным показателям, определяющим превышение допустимых пределов выходных параметров (основных

технических характеристик) изделий [35, 119, 136, 141]. Границы варьирования выходных параметров дизельной ТА задаются с учётом производительности автотракторных средств в эксплуатации, условиями заданной надёжности и повышением мощности двигателя.

В восстановленной ТА стабилизация выходных параметров при эксплуатации зависит от множества технологических факторов, которые можно разделить на группы [79, 90, 91]:

- первоначальные зазоры основных сопряжений;
- биение осей сопряжений при монтаже;
- возвратное усилие пружин регулятора;
- твёрдость поверхностей основных деталей.

В качестве основных факторов принимаются те, которые максимально влияют на надёжность и имеют широкий диапазон показателей в условиях ремонта.

Изменения технического состояния дизелей в процессе эксплуатации оказывает большое влияние на показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов [22, 56, 59, 138], причём первое составляет половину затрачиваемых ресурсов в сельском хозяйстве. Для достижения требуемых экологических и экономических показателей работы автотракторного дизеля, его характеристики и параметры топливоподачи целесообразно корректировать в соответствии с эксплуатацией и режимом работы двигателя. Такое решение позволит изменять требуемые параметры и характеристики, тем самым обеспечивать требуемый характер протекания таких процессов подачи топлива как распыливание, смесеобразование и сгорание на каждом режиме эксплуатации.

Определение необходимых характеристик топливоподачи – достаточно трудоёмкий процесс. Для этого необходимо учесть ряд быстроизменяющихся параметров, таких как продолжительность впрыска топлива, его давление,

требования к которым весьма противоречивы. Поэтому выбор некоторых параметров подачи топлива сводится к компромиссу.

1.2 Топливоподающие системы автотракторных дизелей

С начала производства дизельных двигателей широкое распространение получила система питания с разделённым впрыском. Так как подобной системой впрыска и в настоящее время оснащается существенная часть дизельных автотракторных средств большой грузоподъёмности, её непрерывно совершенствуют [13, 16, 71, 109, 116, 140, 172].

Наиболее распространённой ТА с разделённым впрыском в Российской Федерации является ТА КАМАЗ, представленная на рисунке 1.1, состоящая из топливного насоса высокого давления, форсунок, фильтров грубой и тонкой очистки, топливоподкачивающего насоса низкого давления, топливопроводов

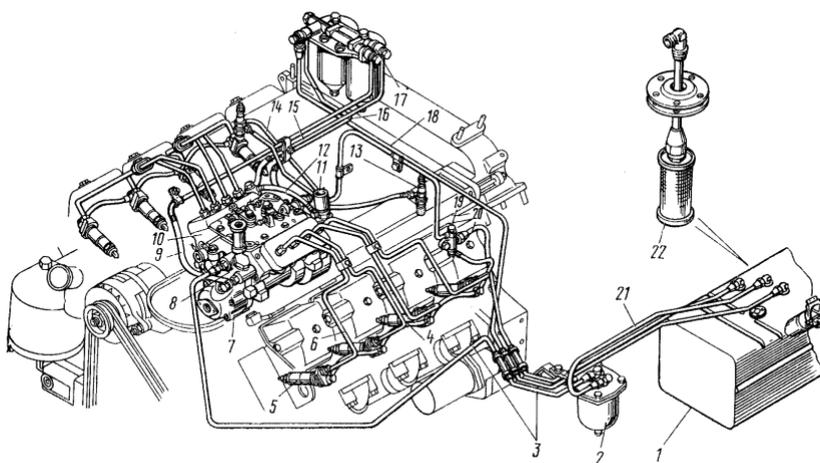


Рисунок 1.1 – Топливная аппаратура КАМАЗ с разделённым впрыском:

- 1 – бак топливный; 2 – фильтр грубой очистки топлива; 3 – подводящая топливная трубка к насосу низкого давления; 4 – трубка топливная дренажная форсунок левых головок; 5 – форсунка; 6 – трубка топливная высокого давления; 7 – насос топливоподкачивающий низкого давления; 8 – насос топливоподкачивающий ручной; 9 – отводящая топливная трубка насоса низкого давления; 10 – насос топливный высокого давления; 11 – клапан электромагнитный; 12 – трубка топливная к электромагнитному клапану; 13 – свеча факельная; 14 – трубка топливная дренажная форсунок правых головок; 15 – трубка топливная подводящая ТНВД; 16 – трубка топливная отводящая ТНВД;

17 – фильтр тонкой очистки топлива; 18 – трубка топливная фильтра тонкой очистки топлива; 19 – тройник крепления топливных трубок; 20 – трубка топливная сливная; 21 – топливопровод к фильтру грубой очистки; 22 – труба приемная с фильтром

низкого и высокого давлений, топливных баков, электромагнитного клапана и факельных свечей электрофакельного пускового устройства.

В настоящее время с развитием технологий значительно усложнилась конструкция современных дизелей. Ужесточение экологических норм выбросов автотракторных средств дало толчок к появлению большого количества разнообразных моделей ТА с оригинальными узлами и ограничениями по экологическим выбросам и расходу топлива. Наряду с разделённой системой впрыска в высокооборотных дизелях внедрены или внедряются два типа ТС с электронным управлением. Это насос-форсунка (НФ) [9, 45, 133] (рисунок 1.2) и аккумуляторная ТС (АТС) [9, 11, 107, 143, 145, 175].

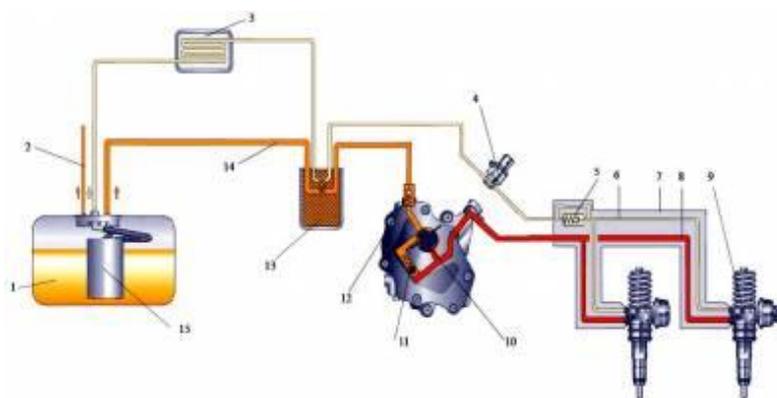


Рисунок 1.2 – Система питания дизельного двигателя с насос-форсунками:

- 1 – топливный бак; 2 – топливопровод к дополнительному отопителю;
 3 – охладитель топлива; 4 – датчик температуры топлива; 5 – ограничительный клапан в сливном трубопроводе; 6 – сливной трубопровод; 7 – распределитель топлива;
 8 – трубопровод высокого давления; 9 – насос-форсунка; 10 – топливоподкачивающий насос; 11 – редукционный клапан в трубопроводе подачи топлива; 12 – обратный клапан;
 13 – топливный фильтр; 14 – трубопровод низкого давления;
 15 – топливоподкачивающий насос

Как и ТНВД с форсунками, система впрыска с насос-форсунками выполняет следующие функции: создает высокое давления для впрыска топлива, впрыскивает определенное количество топлива в определенный момент. На каждый цилиндр двигателя приходится по насос-форсунке. Поэтому отсутствуют топливопроводы высокого давления, которые имеются на двигателе с ТНВД. Конструкция насос-форсунки обеспечивает оптимальное и эффективное образование топливно-воздушной смеси. Для этого в процессе впрыска топлива предусмотрены следующие фазы:

- предварительный впрыск;
- основной впрыск;
- дополнительный впрыск.

Предварительный впрыск производится для достижения плавности сгорания смеси при основном впрыске. Основной впрыск обеспечивает качественное смесеобразование на различных режимах работы двигателя. Дополнительный впрыск осуществляется для регенерации (очистки от накопленной сажи) сажевого фильтра.

Работа насос-форсунки осуществляется следующим образом. Кулачек распределительного вала через коромысло перемещает плунжер вниз. Топливо перетекает по каналам форсунки. При закрытии клапана происходит отсечка топлива. Давление топлива начинает расти. При достижении давления 13 МПа игла распылителя, преодолевая усилие пружины, поднимается и происходит предварительный впрыск топлива.

Предварительный впрыск топлива прекращается при открытии клапана. Топливо переливается в питающую магистраль. Давление топлива снижается. В зависимости от режимов работы двигателя может осуществляться один или два предварительных впрыска топлива.

Основной впрыск производится при дальнейшем движении плунжера вниз. Клапан снова закрывается. Давление топлива начинает расти. При

достижении давления 30 МПа, игла распылителя, преодолевая усилие пружины и давление топлива, поднимается и происходит основной впрыск топлива.

Чем выше давление, тем больше количества топлива сжимается и соответственно больше впрыскивается в камеру сгорания двигателя. При максимальном давлении 220 МПа впрыскивается наибольшее количество топлива, тем самым обеспечивается максимальная мощность двигателя.

Основной впрыск топлива завершается при открытии клапана. При этом падает давление топлива и закрывается игла распылителя.

Дополнительный впрыск выполняется при дальнейшем движении плунжера вниз. Принцип действия насос-форсунки при дополнительном впрыске аналогичен основному впрыску. Обычно производится два дополнительных впрыска топлива.

Преимуществом НФ является возможность получать высокие (до 400 МПа) давления впрыскивания, компактность, минимизация величины полостей высокого давления, отсутствие влияния на процесс ТП волновых явлений. В то же время НФ присущи такие недостатки как сложность установки НФ в головке цилиндра, обеспечение перемещения плунжера НФ за счет вращения кулачкового вала, протяженность которого на высоких (более 2000 мин^{-1}) частотах вращения приводит к возникновению крутильных колебаний, приводящих к неустойчивости подачи между цилиндрами и отдельными циклами. Также в НФ проблематично реализовать многостадийное впрыскивание. Обычно ограничиваясь одно- или двух- стадийным [9, 45].

Данной системе также присущи и эксплуатационные недостатки, наиболее значительный из них – предельная требовательность насос-форсунок к качеству топлива. Попадание в систему таких загрязнителей как вода, грязь и суррогатное топливо выводит агрегат из строя.

Следующим недостатком топливоподающей системы типа насос-форсунка является высокая её стоимость. Ремонт данного прецизионного узла технологически сложен и трудноосуществим вне заводских условий, что

приводит владельцев сельскохозяйственной техники с такой системой топливоподачи к необходимости приобретать новые насос-форсунки. Наиболее распространёнными неисправностями насос-форсунок являются износ распылителей и клапанного узла, причиной выхода из строя которых, прежде всего, является плохое качество используемого топлива и неправильная эксплуатация техники, оснащённой данной системой топливоподачи. Затруднения при зимней эксплуатации автотракторного дизеля с НФ связаны с недопустимостью добавления в дизельное топливо таких примесей как бензин, керосин, тормозная жидкость и т.д. для доведения его летнего сорта до морозоустойчивости зимнего, что при определённой удалённости от населённого пункта может быть решающим фактором. К дополнительным затратам также приводит сокращение интервалов замены топливных фильтров. Немаловажным является тот факт, что предусмотрена установка только оригинальных, разрешенных заводом-изготовителем фильтров, в силу того, что аналоги зачастую не в состоянии обеспечить необходимый уровень фильтрации.

Более широкие возможности управления ТП открываются при установке на дизель аккумуляторной ТС с электронным управлением, принципиальная схема которой приведена на рисунке 1.3, где функции создания высокого давления и обеспечения заданной контроллером характеристики топливоподачи распределены между элементами системы, это позволяет получать различные характеристики ТП, двух- и более стадийное впрыскивание при давлении от 20 до 100 МПа и выше. Доля АТС в общем (мировом) выпуске современной ТА составляет около 50 % [54, 172].

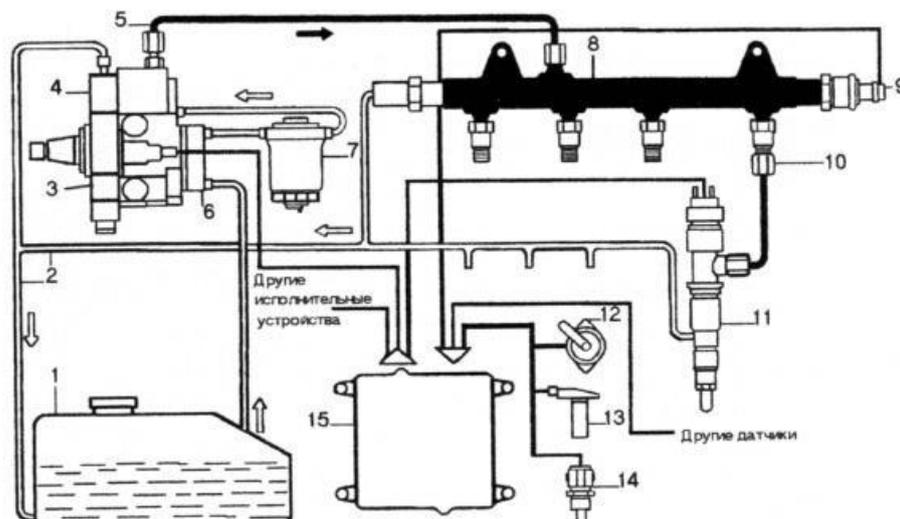


Рисунок 1.3 – Схема системы питания дизельных двигателей «Common Rail»:

- 1 – топливный бак; 2 – топливопроводы слива; 3 – ТНВД; 4 – регулятор давления;
 5 – топливопровод высокого давления; 6 – топливоподкачивающий насос; 7 – фильтр;
 8 – гидроаккумулятор; 9 – датчик давления; 10 – предохранительный клапан;
 11 – электрогидравлическая форсунка; 12 – датчик педали акселератора;
 13 – датчик частоты вращения и положения коленчатого вала;
 14 – температурный датчик; 15 – блок управления

Главной отличительной особенностью аккумуляторных топливных систем с электронным управлением «Common Rail» является разделение узла, создающего давление (ТНВД – аккумулятор) и узла впрыска (форсунки). Аккумуляторные топливные системы применялись еще в 50-е годы на двигателях морских судов.

На серийных автотракторных дизелях аккумуляторная топливная система с электронным управлением без мультипликаторов давления, названная Common Rail (Коммон рейл), с применением электронного управления, появилась в 1997 году. Применение данной системы, по сравнению с обычной, позволяет снизить расход топлива до 40% при одновременном уменьшении токсичности отработавших газов и снижении шумности при работе на 10 %.

Система «Common Rail» подвергает моторное масло большим нагрузкам. Из-за более интенсивного горения верхняя часть поршней нагревается гораздо

сильнее, чем у традиционного дизельного двигателя. Верхняя часть поршня у традиционного двигателя непосредственного впрыска нагревается до 320-350°C, при системе «Common Rail» свыше 400 С, то есть моторное масло выгорает значительно быстрее. В результате в таких двигателях возникает потребность в синтетических маслах, или, по крайней мере, в полусинтетических материалах.

Также значительными недостатками данных систем насос-форсунка и Common Rail является малая ремонтпригодность их агрегатов и предельная чувствительность к качеству топлива. Результатом работы системы на некачественном топливе становится, как правило, замена узла целиком, т.к. ремонт даже со специализированным оборудованием не может обеспечить правильную её работу.

Все эти недостатки сильно затрудняют эксплуатацию сельскохозяйственных машин с системами ТП типа НФ и Common Rail, предъявляя повышенные требования не только к выбору сервисных мастерских и комплектующих, но также АЗС, непосредственно топлива и других эксплуатационных материалов.

1.3 Форсунки, применяемые в топливоподающей аппаратуре с разделённой системой впрыска автотракторных дизелей

Важную роль в системе питания дизельного двигателя играет форсунка. От неё зависят продолжительность, качество и своевременность подачи топлива в цилиндр двигателя. Форсунка предназначена для впрыска определенного количества мелкораспыленного топлива в камеру сгорания.

Каждое поколение инжекторов, в системах питания, отличалось друг от друга, прежде всего, большим давлением впрыскивания топлива. Если первые инжекторы дизелей были рассчитаны на давление впрыскивания до 100 МПа, то с развитием технологий этот показатель, на некоторых системах, может

превышать 200 МПа. Тенденция повышения давления продолжает сохраняться, так как от него зависит экономичность и экологичность дизельных двигателей. Этот сложный, прецизионный агрегат топливной системы обязан обеспечить точнейшую дозировку топлива. Если рассмотреть инжектор поэлементно, то статистика выхода его элементов из строя выглядит примерно так: шариковый клапан – 34%, распылитель – 31%, уплотнительное кольцо высокого давления – 23%, прочее – 12% [43, 44, 73, 82, 122, 135].

Инжектора, применяемые в топливной аппаратуре сильно отличаются друг от друга в зависимости от её типа. Так на дизелях с топливной аппаратурой разделённого типа, таких как КАМАЗ, ЯМЗ и ЗИЛ-645, применяются форсунки закрытого типа с фиксированным распылителем и с гидравлическим управлением иглой (рисунок 1.4). Принцип работы заключается в том, что топливо, поступающее к форсунке под высоким давлением от ТНВД, проходит по технологическим каналам в полость между корпусом распылителя и иглой, поднимает ее и впрыскивается в цилиндр. Топливо, прошедшее через зазор между иглой и корпусом распылителя, отводится через каналы в корпусе форсунки и сливается в бак через сливные дренажные трубки.

Форсунка устанавливается в головке цилиндра, а полость между ней и головкой цилиндра предохранена от попадания пыли и воды с помощью уплотнительного кольца.

Отличия форсунок указанных автотракторных дизелей незначительны и сводятся к конструктивным изменениям, способам крепления в головке цилиндров, а также числу сопловых отверстий распылителя и величине давления подъема иглы распылителя. Так, для форсунки автотракторного двигателя семейства КАМАЗ-740 характерно 3-5 сопловых отверстия распылителя и рабочее давление подъема иглы распылителя от 18,0 до 25,0 МПа. Двигатели, выпускаемые ЯМЗ, имеют четыре отверстия и давление 19,5-20,2 МПа соответственно, двигатель ЗИЛ-645 отрегулирован на давление подъема иглы распылителя $18,5 + 0,5$ МПа, но имеет всего два отверстия в

распылителе и двигатель РАБА-МАН имеет одно отверстие при давлении 18 МПа.

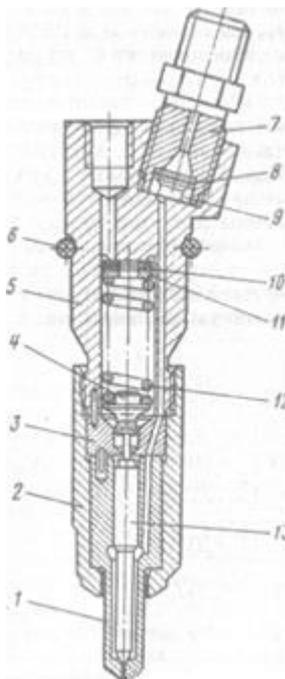


Рисунок 1.4 - Форсунка двигателей КАМАЗ:

1 – распылитель; 2 – гайка; 3 – проставка; 4 – штанга; 5 – корпус; 6 – уплотнительное кольцо; 7 – штуцер; 8 -фильтр; 9 – втулка; 10 – регулировочные шайбы; 11 – опорная шайба; 12 – пружина; 13 – игла распылителя

Современные форсунки – это чаще всего форсунки с регулировкой давления с помощью шайб; пружина размещена в нижней части форсунки, возле распылителя. Такое решение существенно уменьшает размеры грибка форсунки, который одновременно выполняет роль опоры пружины, а также уменьшает размеры пружины, что уменьшает массу подвижных частей. Вверху пружина соприкасается с шайбами, которые служат для регулировки давления открытия. Впрыск происходит тогда, когда давление топлива преодолет силу пружины и поднимет иглу распылителя. Для штифтовых распылителей устанавливается 11-14 МПа (17,5 МПа для двигателей с турбонаддувом), а для дырчатых распылителей: 15-30 МПа.

Очень важную роль в форсунках с регулировкой давления с помощью шайб выполняет проставка, находящаяся между корпусом форсунки и корпусом распылителя. Основные ее функции:

- ограничение хода иглы распылителя;
- соединение канала высокого давления в корпусе форсунки с топливным каналом в распылителе;
- закрытие камеры пружины;
- в форсунках с дырчатыми распылителями служит для расположения штырьков, определяющих положение распылителя в форсунке.

Поверхности проставки выполнены с высокой точностью и должны быть идеально плоскими, гладкими и параллельными. Толщина проставки в форсунках с распылителями типоразмера «S» составляет 5-9 мм, а её меньший диаметр равен диаметру фланца распылителя – 17 мм (распылитель «S») или 14,3 мм (распылитель «P»). В конструкции проставки предусмотрены два штырька (распорные штырьки), изготовленных из стального прутка диаметром 1,8 - 3 мм для точного совмещения топливоподающей магистрали корпуса форсунки и распылителя.

Наиболее распространённая конструкция форсунки – это конструкция, в которой корпус изготовлен из стального прутка, тянутого или точёного. Большинство форсунок изготавливается (согласно ISO 2699-1983 и ISO 3539-1975), в трёх типоразмерах, с диаметрами корпусов форсунок: 17, 21 и 25 мм.

Форсунки со штифтовыми распылителями типоразмера «S» чаще всего имеют диаметр корпуса 21 мм, а с дырчатыми распылителями типоразмера «P» – диаметр 17 или 21 мм.

В канале высокого давления в корпусе форсунки есть щелевой фильтр, задерживающий загрязнения в топливе.

1.4 Влияние неисправностей топливоподающей аппаратуры на работоспособность автотракторных дизелей

ТА является высоконагруженной системой дизельного автотракторного ДВС. По расчётам различных исследователей ТА, дизель большегрузного автотракторного транспортного средства в современных условиях эксплуатации перерасходует от 2 до 3 тонн топлива в год, одновременно увеличивая выброс в атмосферу вредных компонентов [26, 39, 89, 103, 113, 117, 123, 144]:

- СО – на 100-150 кг,
- СН – на 30-50 кг.

Исследования, проводимые ГОСНИТИ, показали, что при оперативном ТО ТА дизеля, возможно получить снижение топливных потерь до 30-40% и сокращение наработки на отказ ДВС на 15-20% по результатам диагностирования. Неисправность ТА ведёт к перерасходу топлива, потери пусковых, тяговых, экономических и экологических свойств дизеля. В частности, при неисправной ТА автотракторный дизель малого объёма (2,5-3,0 л) за 10 тыс. км пробега перерасходует до 150 кг. топлива, а по причине неисправности одной форсунки такого же двигателя – до 15 кг. С увеличением рабочего объёма двигателя потери возрастают практически пропорционально [7, 49, 102, 121, 139, 165].

Неисправности в механизмах, узлах топливных насосов и регуляторов проявляется в нарушении исходных регулировок от износа деталей в возникновении посторонних шумов, перегреве подвижных сопряжений и утечке топлива [12, 40, 58, 62, 148, 150, 152, 163, 165, 167]. Основной причиной неисправности насоса является износ его деталей. При этом ослабляются натяги в неподвижных посадках и увеличивается зазор в подвижных сопряжениях, нарушается правильное взаимное расположение деталей, изменяется поверхностная твёрдость деталей, накапливаются посторонние отложения в

виде грязи, нагара и др. [18, 34, 146, 147, 151, 153, 154, 156, 157, 158, 159, 165, 169].

При анализе основных эксплуатационных неисправностей деталей и узлов ТА дизелей были выявлены 2 вида неисправностей, в результате которых теряется работоспособность ТА, либо ухудшаются технико-экономические показатели работы ДВС и сельскохозяйственной техники в целом. К первому виду неисправностей относятся [74, 75, 76, 149, 160, 164, 168]:

- срез шпонки шлицевой втулки привода насоса;
- срез шпонки шлицевой шестерни привода регулятора;
- поломка кулачкового вала;
- поломка подшипников кулачкового вала;
- поломка шпонки и валика кулачкового вала насоса;
- заклинивание плунжеров ТНВД.

Как правило, перечисленные неисправности вызывают полный отказ ТНВД или значительное отклонение его функциональных характеристик. К ним может привести длительная работа ТА с отклонениями от заданных заводом изготовителем предельных характеристик и работа на загрязненном топливе. При неисправностях второго вида снижается мощность, экологичность и экономичность двигателя, сокращается объём топливоподачи, возрастает её неравномерность и продолжительность, к ним относят [84, 112, 131, 149, 168, 176]:

- износ плунжерных пар и их уплотнителей;
- износ нагнетательных клапанов;
- износ поводков плунжеров;
- износ хомутиков рейки;
- износ зубьев рейки;
- деформация трубопроводов ЛВД;
- деформация пружин ТНВД;
- отказ работы форсунки;

- износ плоскости регулировочного болта толкателя;
- износ оси ролика;
- износ корпуса толкателя;
- износ ролика;
- износ шарикоподшипников и сопрягаемых с ним гнезд корпуса насоса;
- износ кулачкового вала;
- негерметичность уплотнений.

Неравномерная подача топлива в цилиндры двигателя приводит к неустойчивой работе его на малых оборотах, перебоем в работе отдельных цилиндров, значительной вибрации блока двигателя.

Нормальная работа ТА характеризуется бесперебойностью подачи топлива и хорошим его распыливанием в цилиндре. Существенно влияет на работу ТА и качество топлива (наличие или отсутствие воды и механических примесей, вязкость).

Наблюдение за работой ТА сводится к ее профилактике (промывке топливной системы), испытаниям и регулировке. Однако диагностирование ТА по параметрам её работы позволит сократить долю отказов и неисправностей дизеля, а также существенно сократить затраты на его эксплуатацию.

1.5 Диагностирование инжекторов топливopодающей аппаратуры автотракторных дизелей

Для разделённой топливopодающей аппаратуры, используемой на автотракторных дизелях семейства КАМАЗ, характерно диагностирование инжекторов путём их снятия с двигателя регулировки на специализированных стендах.

Наиболее распространенный метод оценки технического состояния такой форсунки, применяемый в ремонтных подразделениях и сервисных центрах, заключается в определении давления начала подъема её иглы [100], однако для

полной оценки технического состояния форсунки также необходимо учитывать такие параметры как гидравлическая плотность топлива, качество распыла и характер его отсечки.

Этот метод непрерывно совершенствуется, успешная работа проведена в ГОСНИТИ. Представлен прибор для испытания и регулировки форсунок дизелей КИ-35460, в котором применён электронный способ определения качества распыливания топлива форсункой, на основе оптоэлектронного измерителя и фотодатчика [72, 78, 106]. Снятие форсунки влияет на условие её работы, что приводит к условному характеру оценки качества распыливания топлива.

Используются и приборы, позволяющие контролировать давление начала впрыска топлива без демонтажа форсунки, например, Механотестер МТА-2 (ДД-2120) представленный на рисунке 1.5 [162].

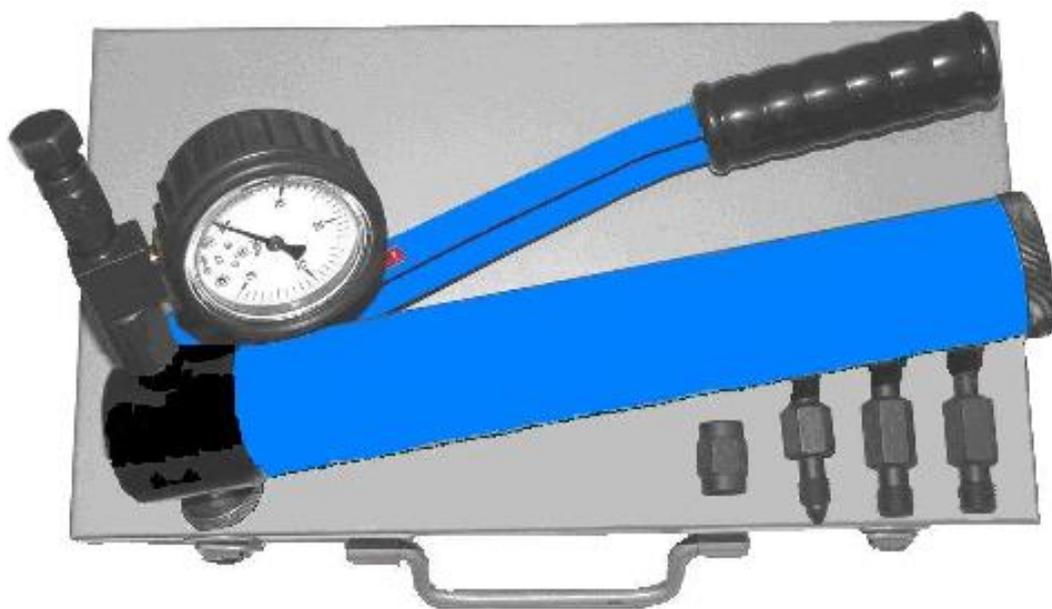


Рисунок 1.5 – Механотестер МТА-2 (ДД-2120)

Они подключаются последовательно к ЛВД испытываемой секции. Эти приборы позволяют также контролировать максимальное давление,

развиваемое плунжерной парой. Недостатком этого способа контроля является ограниченное число контролируемых параметров.

Регулировку давления подъема иглы распылителя осуществляют установкой шайб под пружину форсунки или регулировочным винтом в зависимости от конструкции форсунки.

При необходимости давление начала впрыска топлива форсунки двигателя КАМАЗ регулируют изменением общей толщины регулировочных шайб 10 (см. рисунок 1.4). Увеличение толщины шайб увеличивает сжатие пружины 12, а уменьшение их толщины уменьшает сжатие пружины, что повышает или понижает давление начала впрыска топлива. Изменение толщины шайб на 0,05 мм изменяет давление подъема иглы форсунки на 0,30-0,36 МПа.

Для проверки и регулировки форсунок следует снять их с двигателя, пользуясь специальным съемником. Герметичность, давление начала подъема иглы, качество распыливания топлива и пропускную способность форсунки определяют на стенде (рисунок 1.6 (справа)). Он состоит из односекционного насоса высокого давления, приводимого в действие с помощью рычага 8 (или электродвигателя), топливного бачка, топливопровода высокого давления, манометра, трубопровода подвода топлива, основания.

Качество распыливания считается хорошим, если при подводе топлива в форсунку 70-80 качаниями рычага насоса в минуту оно впрыскивается в туманообразном состоянии без капель с равномерным конусом струи. Начало и конец впрыска должны быть четкими.

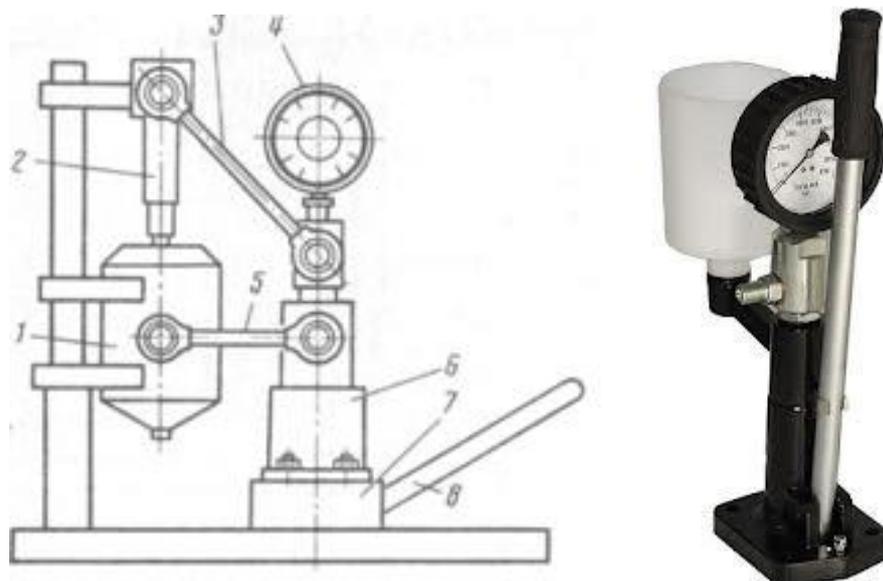


Рисунок 1.6 – Схема стенда для проверки форсунок
и стенд для проверки форсунок (А1009) [102]:

- 1 – топливный бачок, 2 – форсунка, 3 – топливопровод высокого давления,
4 – манометр, 5 – трубопровод подвода топлива,
6 – односекционный насос высокого давления,
7 – основание, 8 – приводной рычаг

Впрыск топлива новой форсункой сопровождается характерным резким звуком, но если у форсунки, бывшей в употреблении, этот звук отсутствует, то это не значит, что форсунка неисправна.

В случае закоксовывания отверстий распылителя форсунка разбирается и детали прочищаются деревянным скребком, пропитанным дизельным маслом, после чего промываются в бензине. Сопловые отверстия прочищаются стальной проволокой диаметром 0,25 мм. Подтекание топлива по конусу распылителя или заедание иглы показывает на неисправность сопряжения корпуса распылителя с иглой, которые следует заменить. Также при затяжке гайки распылителя, его нужно предварительно поджать с упором в конусный торец до полного сжатия пружин. Момент затяжки распылителя 70-80 Н-м. Перед установкой форсунки в головку цилиндра, как правило посадочное гнездо очищают от грязи и проверяют наличие и состояние уплотнительной шайбы (кольца).

Большинство неисправностей форсунок возникает в результате применения загрязненного или низкокачественного топлива, а также в результате длительной работы двигателя на малой частоте вращения коленчатого вала в режиме холостого хода. На малой частоте вращения резко падает давление впрыска, топливо распиливается недостаточно, подтекает, не полностью сгорает, отработавшие газы приобретают темный цвет, что нередко сопровождается подгоранием сопловых отверстий форсунок. Причины перебоев в работе цилиндров двигателя и проверку исправности форсунок во время работы определяют путем ослабления штуцера проверяемой форсунки для того, чтобы топливо вытекало наружу и не поступало в форсунку.

Если после выключения форсунки частота вращения коленчатого вала уменьшится, перебои в работе цилиндров станут заметнее и дымность отработавших газов не изменится, то форсунку этого цилиндра следует считать исправной. Если же частота вращения и перебои не изменятся, а дымность выпуска отработавших газов уменьшится, то это указывает на неисправность форсунки, ее следует снять и отремонтировать.

Одной из причин затруднительного пуска дизеля является попадание воздуха в систему питания. Воздух из топливной системы удаляют при неработающем двигателе. Для прокачки топливной системы следует отворачивать рукоятку со штока цилиндра ручного подкачивающего насоса и перемещать ее вверх и вниз в течение нескольких минут. При этом топливо из бака через фильтры грубой и тонкой очистки нагнетается в канал насоса высокого давления, а оттуда через перепускной клапан и трубопроводы обратно в бак с воздухом, проникшим в систему [156].

С более сложными инжекторами типа насос-форсунка и Common Rail стало применяться компьютерное диагностирование систем. Крупнейший производитель систем впрыска дизельного топлива данного типа – Компания Bosch, предлагает стенд цифровым управлением и электронной системой измерения непрерывного действия Bosch EPS-815 с CAM-box, который

позволяет квалифицированно тестировать EUI и EUP секции, но авторизованный ремонт, полный перечень деталей и технология ремонта в настоящее время не предоставляются. Возможно, в ближайшем будущем это положение будет исправлено.

Пока единственным производителем насос-форсунок, предоставляющим технологию, запчасти и тестовое оборудование для ремонта на уровне производителя, является компания Delphi, которая в содружестве с производителем тестового оборудования компанией Hartridge поставляет стенд AVM2-PC с программным и технологическим обеспечением, обучает персонал для авторизованного ремонта систем впрыска EUI и EUP и дальнейшую гарантийную поддержку в течение 12 месяцев. Компания Delphi в кооперации с Hartridge разработала и предлагает программу, охватывающую полный спектр ремонта и восстановления насос-форсунок серий A и E-1 [146].

Эта программа включает в себя рекомендованное тестовое оборудование, программное обеспечение, тест-планы, инструмент, обучение персонала, диагностику, списки деталей, сами комплектующие. Все вышесказанное создает уникальное предложение по восстановлению как альтернативу новым насос-форсункам для дизельных двигателей автомобилей следующих марок: Volvo, Hyundai, DAF, Land Rover, John Deere. Качество восстановленной насос-форсунки не уступает оригиналу благодаря применению рекомендованного тестового оборудования, тестов, разработанных инженерами Delphi, и оригинальных комплектующих, качество которых не может повторить ни один вторичный производитель.

Таким образом, AVM2-PC и Bosch EPS-815 – наиболее высокотехнологичные стенды, которые имеют полное компьютерное управление и автоматические режимы тестирования с получением результатов и оценки работоспособности EUI и EUP секций на уровне производителя. Данное оборудование рекомендовано непосредственно производителями насос-форсунок и насосных секций, и они (производители) принимают результаты

авторизованной работы на названном оборудовании. Единственный минус – это стоимость, которая при разных комплектациях и оснащении оборудования.

1.6 Диагностирование технического состояния топливной аппаратуры автотракторных дизелей

Своевременное выявление повреждений и неисправностей узлов и агрегатов сельскохозяйственной техники приводит к снижению интенсивности их отказов, а как следствие, к сокращению расходов на их эксплуатацию.

В настоящее время в условиях повышения топливной экономичности и снижения количества вредных выбросов автотракторными средствами вводится комплекс критериев оценки энергетических и качественных параметров топливоподающих систем ДВС [137], к которым относятся: динамический коэффициент подачи топлива, коэффициент относительной мощности распыливания топлива к средней эффективной мощности обслуживаемого цилиндра дизеля, коэффициент стабильности распыливания топлива, критерий интенсификации впрыскивания.

Получившие распространение методы технического диагностирования дизелей [14, 39, 57, 70], как правило, выполняются при снятии узла или агрегата с дизеля для его частичной разборки или регулировки. Наиболее современный способ, предложенный ГОСНИТИ [14] проводится на стенде собственного изготовления, имеет малую потребляемую мощность 2 кВт, массу и стоимость изготовления, одновременно данный стенд не позволяет устанавливать топливопроводы диагностируемой ТА, что негативно влияет на точность оценки технического состояния. Применение данного стенда в полевых условиях затрудняется тем, что необходимо обеспечить защиту диагностируемых узлов от внешнего воздействия пыли. Также снятие узла или агрегата способствует снижению его срока службы на 15-20 %, даже если деталь не ремонтируется. В связи с этим расширяется применение современных

бесконтактных и неразборных методов диагностирования, основанных на анализе выходных параметров дизеля, которые функционально связаны с его структурными параметрами. Такое диагностирование является подсистемой информации при управлении техническим состоянием автотракторной техники и позволяет выявить неисправность систем и элементов дизеля до наступления отказа, без его разборки [64, 100, 106].

В настоящее время ведущими учёными ГОСНИТИ, МАДИ, 21 НИИ АТ и других научных учреждений ведутся исследования, направленные как на создание новых методов технической диагностики ТА дизелей, так и на совершенствование известных [39, 57, 74, 78, 100].

На сегодняшний день вопросы неразборных методов технического диагностирования ТА дизелей сельскохозяйственной техники исследованы недостаточно глубоко. Существуют определённые наработки по диагностированию дизелей, эксплуатируемых на тракторах и комбайнах [39, 78, 106]. А так как процесс топливоподачи автомобильных, танковых и тракторных дизелей идентичен, некоторые методы и средства их технического диагностирования ТА применимы к сельскохозяйственной технике.

Известные методы диагностирования топливоподающей аппаратуры дизелей [2, 61, 64, 72, 74, 78, 100, 101, 106, 161] можно разбить на группы по диагностическим параметрам и показателям:

- диагностирование по характеристикам работы ТА;
- диагностирование по параметрам ТА;
- диагностирование по показателям работы двигателя.

Рассмотрим возможность применения указанных методов технического диагностирования топливоподающей аппаратуры автотракторного дизеля. Наиболее распространённым является метод диагностирования по основным показателям работы дизеля. При применении данного метода диагностирование проводят по косвенным признакам, что может привести к ошибочным постановлениям неисправностей более чем в 50% случаев, даже в случае

проведения диагностирования опытным механиком. Признаки нарушения работы ТА автотракторного дизеля по показателям работы ДВС представлены в таблице 1.2 [161].

Таблица 1.2 – Признаки нарушения нормальной работы топливной системы дизельного двигателя и необходимые технические воздействия

Внешние признаки (симптомы) нарушения нормальной работы	Структурные изменения взаимодействующих элементов	Необходимые диагностические, профилактические и ремонтные воздействия
1	2	3
Затрудненный пуск двигателя. Неустойчивая работа двигателя	Нарушение герметичности топливной системы	Проверить герметичность, при необходимости закрепить элементы
Двигатель глохнет или не развивает достаточной мощности	Засорение фильтрующих элементов топливных фильтров	Промыть или заменить фильтрующие элементы
Двигатель глохнет, не развивает достаточной частоты вращения коленчатого вала	Отказ в работе топливного насоса	Снять и разобрать насос, при необходимости заменить детали
Двигатель работает неравномерно и не развивает мощности	Засорение фильтров форсунок	Проверить состояние фильтров
Двигатель не развивает необходимой мощности, дымный выпуск	Закоксовывание продувочных окон в гильзах цилиндров	Проверить и прочистить окна
Затрудненный пуск и неравномерная работа двигателя	Нарушение нормальной работы форсунок	Снять форсунки и проверить на приборе
Неравномерная и «жесткая» работа двигателя, выпуск черного цвета	Нарушение угла опережения впрыска топлива	Проверить и отрегулировать установку угла опережения впрыска
Неравномерная работа двигателя со стуками и дымным выпуском	Нарушение регулировки реек топливного насоса	Проверить и отрегулировать равномерность подачи топлива в цилиндры
Двигатель чрезмерно увеличивает частоту вращения, идет «вразнос»	Нарушение работы регулятора	Проверить и отрегулировать регулятор или отремонтировать
Двигатель не развивает мощности, в воздухоочистителе темное масло	Загрязнение воздухоочистителя	Промыть фильтрующий элемент, залить масло

По исследованиям профессора Ждановского Н.С. [56] снижение мощности ДВС на 15-20 %, которое является следствием ухудшения технического состояния топливоподающей аппаратуры, не всегда возможно обнаружить по косвенным признакам.

По изменениям оборотов холостого хода дизеля производят контроль работы регулятора, однако по ним не всегда можно оценить скоростной режим, удерживаемый работой регулятора под нагрузкой [39, 106], что приводит к рекомендации проверки числа оборотов дизеля под нагрузкой. Также не высока информативность диагностирования ТА дизеля по параметрам дымности выхлопных газов и стукам. Из известных методов инструментального контроля технико-экономических показателей быстроходного автотракторного дизеля наиболее актуальными являются:

- бестормозной метод профессора Н.С. Ждановского [59];
- метод определения мощности дизеля по пробегу [39, 100];
- парциальный метод [78, 106].

Сущность бестормозного и парциального методов состоит в отключении нескольких цилиндров работающего двигателя, что способствует восприятию работающими цилиндрами не только нагрузки, производимой нагрузочными устройствами, но и дополнительной – от механических потерь, происходящих в выключенных цилиндрах. Мощность работающего цилиндра, в данном случае, определяется по числу оборотов двигателя, одновременно контролируя расход топлива задействованными цилиндрами. Рассмотренные методы позволяют оценить общее техническое состояние дизеля, но контроль состояния топливоподающей аппаратуры затруднён множеством факторов, влияющих на снижение мощностных и экономических показателей двигателя [56, 57]. Так, расход топлива в случае потери компрессии увеличивается на 4-6 %, а при снижении рабочей температуры двигателя (температуры охлаждающей жидкости) ниже 75 °С или образовании нагара в камере сгорания – на 7-12 %.

Таким образом, показатели работы дизеля зависят как от работы ТА, так и от других его узлов и агрегатов, что затрудняет использование данных показателей в качестве диагностического критерия.

Газоаналитический метод диагностирования топливоподающей аппаратуры дизеля Д-240 [101], заключается на оценивании качества процессов смесеобразования и сгорания основываясь на показатели по содержанию сажи и CO_2 в отработавших газах. Ужесточение норм, по содержанию вредных веществ в отработавших газах дизелей увеличило число параметров, диагностируемых данным методом, что снижает информативность его диагностических параметров.

Методика диагностирования ТА дизеля по параметрам её работы сводится к оценке качества регулировки и состояния основных элементов ТА. Так по максимальному давлению впрыска, количеству подаваемого топлива и коэффициенту подачи контролируют состояние плунжерной пары ТНВД. Известно, что процесс топливоподачи дизеля определяется работой плунжерной пары, износ которой приводит к его нарушению – увеличению неравномерности топливоподачи, особенно это проявляется на режимах пуска двигателя [56, 57].

Отклонения подачи топлива изношенной плунжерной парой на пусковом режиме могут достигать 70-75%, относительно новой [56], а при номинальном скоростном режиме дизеля неравномерность подачи топлива с 3-5 % увеличивается до 10-15 %. Также износ плунжерной пары способствует запаздыванию начала подачи топлива и значительному сокращению продолжительности его впрыска на малых оборотах, что приводит к увеличению часового расхода топлива до 6% и снижению эффективной мощности дизеля до 12%. Прогрессирующий износ плунжерной пары, образующийся в процессе эксплуатации, существенно влияет на закономерность подачи топлива.

Такое влияние износа плунжерной пары на показатели работы дизеля и параметры впрыска его ТА привело к распространению различных методов контроля её технического состояния.

Наиболее известным является метод контроля технического состояния плунжерной пары по максимальному давлению впрыска топлива, который может производиться в атмосферу, либо в глухую замкнутую камеру. При диагностировании первым способом используют максиметр [72, 78]. Однако, данный метод непригоден для количественной оценки гидравлической плотности плунжерной пары в силу малого диапазона давлений (до 50 МПа), неизбежных утечек топлива через иглу и малой точности прибора.

Для контроля технического состояния плунжерной пары на двигателе используют измерение количества топлива, подаваемого через форсунку, при заданной скорости вращения кулачкового вала насоса. При использовании данного метода, при малых подачах, проявляется дополнительная погрешность вследствие утечек топлива вдоль направляющей иглы распылителя. Также этот метод не получил широкого распространения в силу относительно малой точности и большой трудоёмкости измерений.

Следующим методом контроля износа плунжерной пары является оценка по коэффициенту подачи – отношению подачи топлива плунжерной парой через форсунку к подаче топлива без форсунки. Однако этот способ имеет те же недостатки, что и предыдущий, так как является его разновидностью.

Следственно, на основе анализа методов контроля технического состояния плунжерной пары ТНВД дизеля в эксплуатации можно сделать вывод, что реализованные способы контроля имеют малую точность и производительность. Одновременно их использование в целях диагностирования ТА не рентабельно, вследствие высокой трудоёмкости и необходимости значительного количества сборочно-разборочных работ.

На характеристики топливоподающей аппаратуры также оказывает влияние нагнетательный клапан ТНВД, которое определяется износом его

разгрузочного пояска. Такой износ ухудшает качество отсечки топлива и повышает остаточное давление в топливопроводе, что приводит к образованию дополнительного впрыска топлива с малым давлением – подвпрыску, что существенно снижает мощностные и экономические параметры дизеля.

При диагностировании ТНВД распространён контроль технического состояния клапана по запорному конусу с использованием моментоскопа (рисунок 1.6) Его подключают к штуцеру вала ТНВД, подав в 1-й топливо и вращают с малой скоростью. При падении столба топлива менее чем за 2 минуты нагнетательный клапан признают изношенным [39, 74]. Недостатком такого метода является то, что не учитывается состояние разгрузочного пояска нагнетательного клапана.

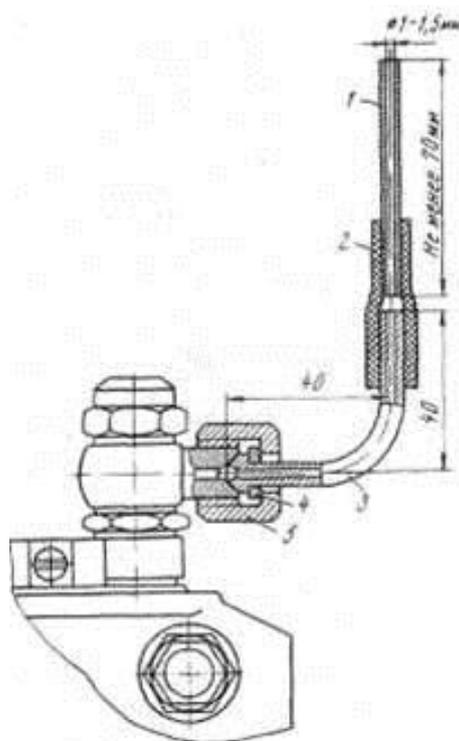


Рисунок 1.6 – Моментоскоп:

1 – стеклянная трубка; 2 – переходная трубка;

3 – топливопровод высокого давления; 4 – шайба; 5 – накидная гайка

Также важным параметром при контроле работы ТА дизеля является опережение и продолжительность подачи топлива [64], который изменяется

вследствие износа деталей механизма привода вала и прецизионных деталей ТНВД, образующегося в процессе эксплуатации. Изменение угла опережения впрыска топлива негативно влияет на пуск дизеля, приводит к снижению мощности и повышению дымности отработавших газов и шумности работы [2, 64].

Существенная часть методов определения угла опережения и продолжительности впрыска применяются для диагностирования тракторных дизелей. Для автотракторных дизелей [57, 72, 97, 100], при эксплуатации, рекомендуется контролировать угол опережения впрыска топлива моментоскопом. В этом случае его присоединяют к штуцеру 1-й секции ТНВД и проверяют совпадения регулировочной отметки шкива коленчатого вала с отметкой на крышке шестерён распределительного вала, сопоставляя это с моментом начала движения мениска топлива в трубке прибора. Применение этого метода оправданно при новых плунжерной паре и нагнетательном клапане, так как их износ может привести к существенным ошибкам диагностирования. При износе нагнетательного клапана насоса (утечки топлива через запорный конус или разгружающий пояс) мениск топлива в трубке прибора будет перемещаться с опережением, а при износе плунжерной пары (увеличение зазора плунжер-втулка, износ уплотнений) – с запаздыванием.

Доступны приборы [57, 78], для определения опережения и продолжительности подачи топлива, использование которых предполагает минимальное вмешательство в работу ТА дизеля. В этом случае характерна установка датчиков в линию высокого давления (ЛВД).

При определении угла опережения подачи топлива приведёнными методами необходимо иметь доступ к маховику или любому шкиву дизеля, имеющему метки, для контроля с помощью стробоскопа, что в целом снижает удобство их использования. Для повышения качества использования данных методов рассматривается установка на дизель импульсного датчика, соответствующего положению поршня в верхней мёртвой точке. В этом случае

для определения угла опережения впрыска топлива сигнал с данного датчика сопоставляют с контролируемым импульсом.

Следующим важным показателем работы ТА дизеля является производительность секции его ТНВД. Замер расхода топлива при диагностировании может производиться по эталонной форсунке, либо со снятием отдельных форсунок [61, 72, 97, 106].

Однако, при работе на отдельных цилиндрах сложно добиться устойчивой работы двигателя на малых оборотах и на номинальном скоростном режиме. Также при таком методе могут проявиться ошибки, в следствии того, что топливоподача определяется производительностью плунжерной пары и техническим состоянием форсунки. Ухудшение технического состояния форсунок приводит к повышению расхода топлива и дымности отработавших газов, снижению мощности двигателя, падению устойчивости работы на малых оборотах.

Вышесказанное свидетельствует о невысокой эффективности существующей системы технического обслуживания ТА.

В связи с перечисленными причинами требуется новый подход к определению технического состояния ТА высокого давления дизелей. Таким методом может быть контроль технического состояния ТА автотракторного дизеля по перемещению иглы форсунки.

1.7 Выводы и задачи исследования

Проведённый анализ систем ТА дизелей позволяет сделать следующие выводы:

1. В настоящее время до 70 % эксплуатируемой сельскохозяйственной техники оснащены топливной аппаратурой с разделённой системой впрыска, диагностирование которой требует демонтажа и частичной разборки основных её узлов и агрегатов;

2. Существующие методы и средства диагностирования ТА дизеля с разделённой системой впрыска отличаются многообразием используемых диагностических параметров, недостаточной точностью и сравнительно большой трудоёмкостью, что ограничивает их применение в различных условиях;

3. Имеющиеся устройства диагностирования ТА не отвечают требованиям эксплуатирующих предприятий: они либо малоинформативны, либо дороги. Перспективным направлением, наряду с имеющимися, является перемещение иглы форсунки, как диагностического параметра, связанного с изменением давления подачи топлива и износом сопряжения «плунжер-втулка» плунжерной пары ТНВД и определяющего работоспособность ТА дизеля;

4. Необходимо дать рекомендации по периодичности диагностирования с подбором комплекса диагностических средств, набора параметров диагностирования.

Сделанные выводы позволяют сформулировать следующие основные задачи настоящего исследования.

Задачи исследования:

1. Теоретически обосновать диагностирование плунжерных пар ТНВД дизеля по перемещению иглы форсунки диагностического устройства с разработкой математической модели изменения давления подачи топлива.

2. Разработать устройство для диагностирования технического состояния плунжерных пар ТНВД автотракторного дизеля по перемещению иглы форсунки.

3. Усовершенствовать алгоритм диагностирования топливной аппаратуры дизеля с обоснованием периодичности диагностирования для увеличения его ресурса.

4. Провести расчёт экономического эффекта по результатам исследования

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ОТКАЗОВ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗДЕЛЁННОЙ ТА ДИЗЕЛЯ

Обоснование диагностирования отказов разделённой ТА автотракторного дизеля выполняется с целью повышения показателей информативности и точности диагностических процедур системы технической диагностики (СТД). Проводится обоснование: требуемого количества диагностических переменных и параметров отказов; диагностических математических моделей (ММ); численных процедур выводов о наличии или отсутствии отказов; структуры диагностических алгоритмов и пр.

Диагностические ММ формируются на основе ММ физики динамических процессов в ТА дизеля и используются для выбора требуемого количества диагностических переменных. В общем случае, для обеспечения полной информативности в СТД требуется, чтобы контролируемые переменные совпадали с переменными, характеризующими состояние диагностируемого объекта, и являлись наблюдаемыми. Оценка точности диагностических ММ производится посредством сравнения результатов их интегрирования численными методами вычислительной математики с данными, полученными в эксперименте. Диагностические динамические ММ используются в алгоритмах СТД, поэтому работоспособность алгоритмов СТД, оценивается посредством моделирования СТД в среде визуального графического программирования Simulink с использованием структурных схем диагностических ММ и элементов логики алгоритмов. Выявленная в процессе моделирования работоспособность диагностических алгоритмов СТД является их теоретическим обоснованием.

2.1 Обоснование условий разработки математической модели динамики процессов плунжерной пары ТНВД

Процесс изменения давления в полости над плунжером зависит от особенностей следующих процессов: сжимаемости дизельного топлива; расхода топлива при истечении через щель между плунжером и втулкой; расхода топлива при истечении через канал корректирующего клапана ТНВД [4, 5, 6, 28, 31, 44, 45, 75, 83, 139, 140, 143].

Для расчёта коэффициента сжимаемости α ($\text{м}^2/\text{Н}$) использовалась табличная экспериментальная зависимость истинного и среднего значений коэффициентов сжимаемости дизельного топлива [10, 113] от текущего давления p ($\text{Н}/\text{м}^2$), которая в форме графиков приведена на рисунке 2.1.

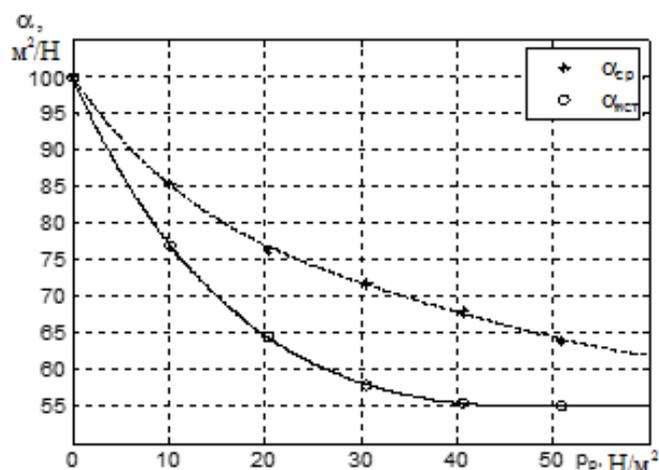


Рисунок 2.1 - Зависимость коэффициента сжимаемости α дизельного топлива от текущего давления p : $\alpha_{ист}$ – истинный коэффициент сжимаемости $\alpha_{ср}$ – средние значения коэффициента сжимаемости

По табличным данным зависимости коэффициента сжимаемости α дизельного топлива от текущего давления p построены следующие регрессионные математические зависимости:

-значений среднего коэффициента сжимаемости дизельного топлива $\alpha_{ср}$ от текущего давления p в форме многочлена четвёртого порядка:

$$a_{cp} = a_1 \cdot p^4 + a_2 \cdot p^3 + a_3 \cdot p^2 + a_4 \cdot p + a_5, \quad (2.1)$$

где регрессионные коэффициенты $a_1 = 5.1569 \cdot 10^{-6}$; $a_2 = -8.3799 \cdot 10^{-4}$;

$$a_3 = 0.0531; a_4 = -1.9148; a_5 = 100.06;$$

– значений истинного коэффициента сжимаемости дизельного топлива $\alpha_{ист}$ от текущего давления над плунжером p в форме многочлена пятого порядка:

$$\alpha_{ист} = a_1 \cdot p^5 + a_2 \cdot p^4 + a_3 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_5 \cdot p + a_6, \quad (2.2)$$

где регрессионные коэффициенты $a_1 = -7.5712 \cdot 10^{-8}$; $a_2 = 1.4734 \cdot 10^{-5}$; $a_3 = -0.0014$; $a_4 = -2.9671$; $a_5 = 0.0825$; $a_6 = 99.997$.

При расчетах процесса подачи в элементах ТА в дифференциальные уравнения математической модели процесса сжимаемости обычно вводится истинный коэффициент сжимаемости дизельного топлива.

Уравнение объемного расхода утечек из полости над плунжером по щели между втулкой и плунжером, имеет следующий вид [43, 44, 45, 74]:

$$Q_{pH} = \pi \cdot \beta_3 \cdot \Delta p^2 \cdot \delta_p^3 \cdot d_p \cdot \ln(c_\mu) / (12 p_0 \cdot \delta_p \cdot \mu_{то} \cdot l_p) (c_\mu^{\Delta p/p_0} - 1) \pm \pm (\pi \cdot c_p \cdot d_p \cdot \delta_p / 2), \quad (2.3)$$

где β_3 – поправочный коэффициент на эксцентricность сопряжения (от 1,15 до 1,4); $\Delta p = p_p - p_0$ – перепад давления в щели, (Н/м²); δ_p – величина кольцевого зазора, (м); $c_\mu = 1,0025$ – коэффициент с постоянным значением; $\mu_{то}$ – динамическая вязкость топлива (кг/(с·м)) при атмосферном давлении $p_0 = 0,1$ МПа; d_p , l_p – соответственно, диаметр и длина втулки, (м); c_p – скорость плунжера ТНВД, (м/с).

В уравнении (2.3) учитывается изменения коэффициента динамической вязкости $\mu_{тр}$ от давления p_p над плунжером ТНВД:

$$\mu_{тр} = \mu_{то} \cdot c_\mu^{p/p_0} \quad (2.4)$$

Известны различные зависимости коэффициента кинематической вязкости топлива от температуры. Коэффициенты динамической $\mu_{тр}$ и кинематической ν вязкости дизельного топлива связаны между собой по следующему выражению [10]:

$$\nu = \mu_{mp}/\rho_m, \quad (2.5)$$

где ρ_m – плотность дизельного топлива, (кг/м³).

Значения динамической вязкости μ обычно рассчитываются по значениям кинематической вязкости ν , полученной экспериментально.

По табличным данным экспериментальной зависимости кинематической вязкости дизельного топлива от его температуры T_m , [42] построена соответствующая ей регрессионная зависимость, которая имеет следующий вид:

$$\nu = a_1 + a_2 \cdot \log(T_m) + a_3 \cdot \log(T_m)^2, \quad (2.6)$$

где регрессионные коэффициенты, $a_1 = 0.76149543$; $a_2 = -0.36487040$; $a_3 = 0.043988593$; T_m – температура дизельного топлива, (°C).

Регрессионная зависимости (2.6) кинематической вязкости ν дизельного топлива от его температуры T_m в форме графика приведена на рисунке 2.2.

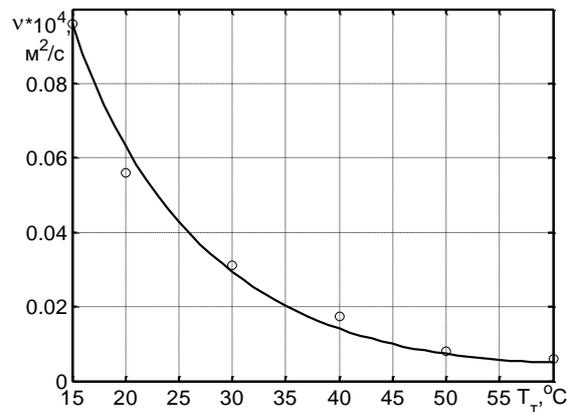


Рисунок 2.2 – Зависимость кинематической вязкости ν дизельного топлива от его температуры T_m : \circ – данные эксперимента; — – расчёт по регрессионной математической модели

Объемный расход топлива, поступающего через щель нагнетательного клапана по топливопроводу к форсунке:

$$Q_o = \mu_i f_i \sqrt{(2 \cdot |p_{i1} - p_{i2}| / \rho_m) \text{sign}(p_{i1} - p_{i2})}, \quad (2.7)$$

где μ_i – коэффициент расхода щели нагнетательного клапана; а индекс i соответствует индексу kl ; f_i – площадь щели нагнетательного клапана, (м²); p_{i1} – давление потока, входящего в щель, (Н/м²); p_{i2} – давление потока на выходе

из щели нагнетательного клапана, (Н/м²); ρ_m – плотность дизельного топлива, (кг/м³).

Структурная схема уравнения (2.7) представлена в разделе 2.5.

Зависимость коэффициента расхода щели нагнетательного клапана в уравнении (2.7) рассчитываем по регрессионной зависимости:

$$\mu_i = a_{i1} \cdot x_i + a_{i2} \cdot x_i^2 + a_{i3} \cdot x_i^3 + a_{i4} \cdot x_i^4, \quad (2.8)$$

где индекс i соответствует индексу kl ; a_{i1} , a_{i2} , a_{i3} , a_{i4} – регрессионные коэффициенты, приведенные в [44].

Уравнение изменения коэффициента расхода отсечного отверстия плунжерной втулки принимаем подобным уравнению (2.8), в котором индекс i соответствует индексу ot , а регрессионные коэффициенты приведены в [44].

Эти утечки характеризуют объемный расход суммарных утечек топлива из полости над плунжером учитывающийся при разработке ММ [10, 32, 37, 38, 42, 44, 63, 70, 84, 85, 105, 113, 170, 171]:

$$\Sigma Q(p_p) = Q_{pH} + Q_f + Q_o(h_p), \quad (2.9)$$

где Q_{pH} – объемный расход утечек топлива по щели между втулкой и плунжером, (м³/с); Q_f – объемный расход топлива, поступающего через нагнетательный клапан к форсунке, (м³/с); Q_o – объемный расход топлива через отсечное отверстие во втулке плунжера, (м³/с).

ММ динамики изменения давления в полости над плунжером в зависимости от перемещения плунжера ТНВД в форме нелинейного дифференциального уравнения первого порядка с обыкновенными производными имеет следующий вид [4, 5, 44, 84, 85, 116, 131, 139]:

$$\alpha_m(p_p) \cdot V(h_p) \cdot dp/dt = f_p \cdot c_p(\varphi) - \Sigma Q(p_p), \quad (2.10)$$

$$c_p(\varphi) = 0, \text{ если } 0 \geq h_p \geq h_{p_max}$$

где $\alpha_m(p_p)$ – коэффициент сжимаемости топлива, (м²/Н); $V(h_p)$ – объем полости над плунжером, (м³); f_p – площадь плунжера, (м²); φ – угол поворота кулачкового вала ТНВД; $c_p(\varphi)$ – скорость перемещения плунжера, (м/с); ΣQ – объемный расход суммарных утечек из полости над плунжером, (м³/с); $h_p =$

$\int c_p(\varphi(t))dt$ – перемещение плунжера, (м); p_p – давление в плунжерной паре, (Н/м²); t – время, (с); h_{p_max} – максимальное перемещение плунжера ТНВД, (м).

Структурная схема дифференциального уравнения (2.10) представлена в разделе 2.5.

2.2 Обоснование условий разработки дифференциальной динамической математической модели процессов нагнетательного клапана

Анализ литературы [92, 93, 96, 111, 114, 130, 131, 132, 173, 174]: показывает, что состояние перемещения клапана зависит от следующих факторов: закона изменения давления дизельного топлива над плунжером; коэффициента вязкого трения силы сопротивления движению клапана по уплотняющей его части; коэффициента жёсткости пружины клапана и её предварительной затяжки (деформации), ограничений перемещения клапана.

Подобные, перечисленные выше факторы необходимы для контроля состояния нагнетательного клапана ТА.

Уравнение утечек топлива через цилиндрическую направляющую часть клапана имеет вид аналогичный виду уравнения расхода цилиндрической щели (2.3) [44, 85, 132, 165, 173, 174]:

$$Q_{iH} = \pi \cdot \beta_{\varepsilon} \cdot \Delta p^2 \cdot \delta_i^3 \cdot d_i \cdot \ln(c_{\mu}) / (12 p_0 \cdot \delta_i \cdot \mu_{то} \cdot l_i \cdot (c_{\mu}^{\Delta p/p_0} - 1)) \pm (\pi \cdot c_i \cdot d_i \cdot \delta_i / 2), \quad (2.11)$$

где индекс i соответствует индексу kl ; β_{ε} – поправочный коэффициент на эксцентricность сопряжения (от 1,15 до 1,4); Δp – перепад давления по щели (Н/м²); δ_i – величина кольцевого зазора, (м); $c_{\mu} = 1,0025$ – коэффициент с постоянным значением; $\mu_{то}$ – динамическая вязкость топлива при атмосферном давлении ($p_0 = 0,1$ (Н/м²)), (кг/(с·м)); d_i , l_i – соответственно, диаметр и длина цилиндрической направляющей, (м); c_i – относительная скорость цилиндрических поверхностей, при их осевом движении, (м/с).

Описание силы реакции струи топлива, дросселирующей через щель клапана описано в работе [10].

ММ динамики перемещения нагнетательного клапана в форме дифференциального уравнения имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 m_{kl} \cdot d^2 x_{kl} / dt^2 &= F_{\text{обкл}}(t) + F_{st} - F_{Tkl} - F_{c_{pkl}} = \\
 &= A_{kl} \cdot \Delta p_{kl}(t) - k_{Tkl} \cdot dx_{kl} / dt - c_{pkl} \cdot (x_{kl} + x_{0kl}), \quad (2.12) \\
 \Delta p_{kl}(t) &= p_{kl1}(t) - p_{kl2}(t), \\
 \frac{dx_{kl}}{dt} &= 0, \text{ если } 0 \geq x_{kl} \geq h_{kl_max},
 \end{aligned}$$

где m_{kl} – масса движущихся частей нагнетательного клапана, (кг); x_{kl} – перемещение нагнетательного клапана, (м); $F_{\text{обкл}}$ – движущая сила нагнетательного клапана, действующая на нагнетательный клапан от перепада давлений под клапаном (над плунжером ТНВД) и над нагнетательным клапаном, (Н); F_{st} – сила реакции струи топлива, дросселирующей через щель клапана, (Н); F_{Tkl} – сила трения вязкого сопротивления движению клапана; $F_{c_{pkl}}$ – возвращающая сила пружины нагнетательного клапана, (Н); A_i – рабочая поверхность клапана, (м²); $\Delta p_{kl}(t) = p_{kl1}(t) - p_{kl2}(t)$ – разница давлений под клапаном $p_{kl1}(t)$ и над клапаном $p_{kl2}(t)$, (Н/м²); k_{Tkl} – коэффициент силы сопротивления вязкого трения движению нагнетательного клапана, (Н·с/м); c_{pkl} – коэффициент жесткости пружины нагнетательного клапана, (Н/м); x_{0kl} – предварительная деформация нагнетательного клапана, (м); t – время, (с); h_{kl_max} – максимальный ход нагнетательного клапана, (м).

Структурная схема уравнения (2.12) представлена в разделе 2.5.

2.3 Обоснование условий разработки дифференциальной динамической математической модели перемещения иглы форсунки

ММ динамики изменения давления в полости под иглой форсунки в зависимости от её перемещения в форме нелинейного дифференциального

уравнения первого порядка с обыкновенными производными имеет следующий вид [84, 85, 93, 105]:

$$\alpha_m(p_f) \cdot V(x_i) \cdot dp_f/dt = Q_f - \Sigma Q(p_f), \quad (2.13)$$

где $\alpha_m(p_f)$ – коэффициент сжимаемости топлива, (м²/Н); p_f – давление в полости под иглой форсунки, (Н/м²); $V(x_i)$ – объём полости под иглой, (м³); Q_f – расход топлива, поступающего в объём под иглой форсунки, (м³/с); ΣQ – суммарные утечки из полости под иглой форсунки, (м³/с); x_i – перемещение иглы форсунки, (м); t – время, (с).

Суммарные утечки топлива из полости под иглой форсунки описываются объёмным расходом [84]

$$\Sigma Q = Q_f + q_{12}, \quad (2.14)$$

где Q_f – объёмный расход топлива по щели между направляющей втулкой и иглой форсунки, (м³/с); q_{12} – объёмный расхода топлива через отверстия распылителей форсунки от перепада давления на входе и выходе отверстий распылителей, (м³/с).

Уравнение утечек из полости под иглой форсунки по щели между направляющей втулкой и иглой, имеет следующий вид:

$$Q_f = \pi \cdot \beta_3 \cdot \Delta p^2 \cdot \delta^3 \cdot d_i \cdot \ln(c_\mu) / (12 p_0 \cdot \delta \cdot \mu_{m0} \cdot l_i \cdot (c_\mu^{\Delta p/p_0} - 1)) \pm \pi \cdot c_i \cdot d_i \cdot \delta_i / 2, \quad (2.15)$$

где β_3 – поправочный коэффициент на эксцентricность сопряжения (от 1,15 до 1,4); $\Delta p = p_f - p_0$ – перепад давления в щели, (Н/м²); δ_i – величина кольцевого зазора, (м); $c_\mu = 1,0025$ – коэффициент с постоянным значением; μ_{m0} – динамическая вязкость топлива при атмосферном давлении, (кг/(с·м)); d_i, l_i – соответственно, диаметр и длинна щели между направляющей втулкой и иглой форсунки, (м); c_i – скорость движения иглы форсунки, (м/с).

Уравнение зависимости объёмного расхода q_{12} топлива через отверстия распылителей форсунки от перепада давления, имеет следующий вид:

$$q_{12} = \mu_i \cdot f_i \cdot \sqrt{(2 \cdot |p_{f1} - p_{f2}| / \rho_m)} \cdot \text{sign}(p_{f1} - p_{f2}), \quad (2.16)$$

где μ_i – коэффициент расхода через сечения отверстий распылителей форсунки, f_i – суммарная площадь поперечных сечений отверстий распылителей форсунки, (м^2), p_{f1} – давление потока, входящего в щель, (Н/м^2); p_{f2} – давление потока на выходе из отверстий распылителей форсунки, (Н/м^2), ρ_m – плотность дизельного топлива, (кг/м^3).

Зависимость коэффициента расхода конической щели между седлом и иглой в уравнении (2.16) рассчитываем по регрессионной зависимости:

$$\mu_i = a_{i1} \cdot x_i + a_{i2} \cdot x_i^2 + a_{i3} \cdot x_i^3 + a_{i4} \cdot x_i^4, \quad (2.17)$$

где a_{i1} , a_{i2} , a_{i3} , a_{i4} – регрессионные коэффициенты, приведённые [10].

ММ динамики перемещения иглы форсунки в форме дифференциального уравнения имеет следующий вид [87]:

$$m_i \cdot d^2 x_i / dt^2 = F_{\delta oi}(t) - F_{Ti} - F_{c_{pi}} == A_i \cdot p_i(t) - k_{Ti} \cdot dx_i / dt - c_{pi} \cdot (x_i + x_{oi}), \quad (2.18)$$

$$\frac{dx_i}{dt} = 0, \text{ если } 0 \geq x_i \geq h_{i_max}$$

где $F_{\delta oi}$ – сила, действующая на иглу от давления под иглой форсунки, (Н); F_{Ti} – сила трения вязкого сопротивления движению иглы форсунки, (Н); A_i – рабочая поверхность иглы форсунки, (м^2); $p_i(t)$ – давление под иглой форсунки, (Н/м^2); $F_{c_{pi}}$ – возвращающая сила пружины иглы форсунки, (Н); m_i – масса движущихся частей иглы, (кг); k_{Ti} – коэффициент силы трения уплотняющей части иглы форсунки, (Н·с/м); c_{pi} – коэффициент жесткости пружины иглы форсунки, (Н/м); x_i – перемещение иглы форсунки, (м); x_{oi} – предварительная деформация пружины иглы форсунки, (м); t – время, h_{i_max} – максимальный ход иглы форсунки, (м).

Неравенство описывает ограничения перемещений иглы форсунки, при посадке её на упоры.

Структурная схема уравнения (2.18) представлена в разделе 2.5.

2.4 Разработка дифференциальной динамической математической модели изменения давления подачи топлива по перемещению иглы форсунки

Применительно к рассматриваемой модели динамики движения иглы форсунки обратная задача моделирования состоит в определении изменяющихся во времени значений движущей силы $F_{дв}$, обусловленной давлением под иглой форсунки p_t при известных изменяющихся во времени перемещений массы иглы форсунки m_i [86, 87]. Обратное решение исходного дифференциального уравнения (2.18) имеет следующий вид:

$$F_{дв}(t) = A_i \cdot p_t(t) = m_i \cdot d^2x_i/dt^2 + k_{Ti} \cdot dx_i/dt + c_{pi} \cdot (x_i + x_{oi}), \quad (2.19)$$

тогда

$$p_t(t) = F_{дв}(t) / A_i,$$

Движущая сила ($F_{дв}(t)$) это не что иное как, давление подачи топлива плунжером ТНВД (p_p) за исключением утечек (Q_f) по сопряжению плунжер-втулка, которые определяют изменение технического состояния плунжерной пары ТНВД. Для создания математической модели выразим утечки (Q_f) (2.3) через изменение давления подачи топлива по плунжеру Δp_p в эмпирической форме:

$$\Delta p_p = \frac{\sqrt[3]{d_p (q_p - k_p) a_p^2 \ln b_p^2}}{a_p \ln b_p}, \quad (2.20)$$

где переменные $a_p = \pi \cdot \beta_\varepsilon \cdot \Delta p^2 \cdot \delta_p^3 \cdot d_p \cdot \ln(c_\mu) / (12 p_0 \cdot \delta_p \cdot \mu_{mo} \cdot l_p)$,

$$b_p = c_\mu;$$

$$d_p = p_0;$$

$$k_p = (\pi \cdot c_p \cdot d_p \cdot \delta_p / 2);$$

$$q_p = Q_{pH}.$$

Тогда математическая модель изменения давления подачи топлива по перемещению иглы форсунки записывается:

$$p_p = [m_i \cdot d^2x_i/dt^2 + k_{Ti} \cdot dx_i/dt + c_{pi} \cdot (x_i + x_{oi})] / A_i + \Delta p_p, \quad (2.21)$$

$$p_p = p_t + \Delta p_p$$

Ramp – функция изменения времени; *Kulachok* – таблично задаваемая функция; *Gain* – усилитель (умножение на константу); *Integrator* – блок интегрирования сигналов; *Scope* – осциллограф, блок построения графиков выходных переменных; *Product* – блок умножения/деления амплитуд сигналов для заданного момента времени; *Constant* – блок задачи числовых значений.

В структурной схеме (рисунок 2.3) функциональный блок *Kulachok* формирует таблично задаваемую зависимость изменения давления топлива в объёме над плунжером от скорости перемещения плунжера по углу поворота кулачкового валика ТНВД, которая приведена в таблице 2.1, а блоки *From* и *Goto* – ввод и вывод сигнала соответственно, обеспечивают передачу информации между блоками через оперативную память. Структурная схема уравнения динамики движения нагнетательного клапана (2.12) представлена на рисунке 2.4.

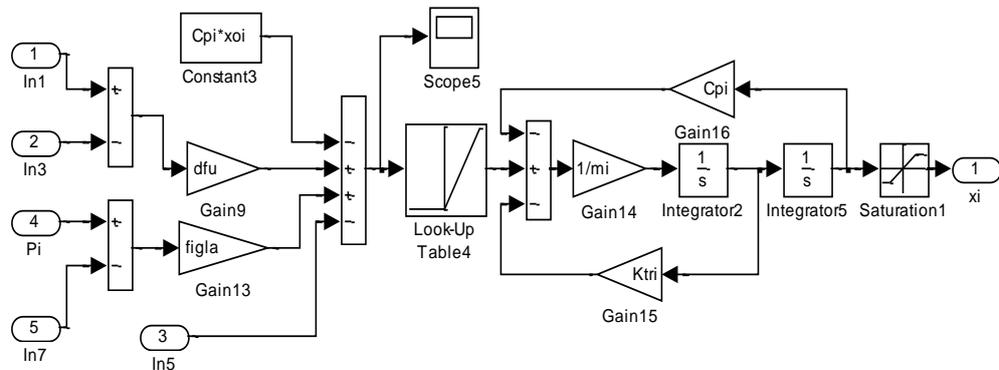


Рисунок 2.4 – Структурная схема уравнения динамики движения нагнетательного клапана:

Look-Up table – функция обеспечения заданных значений; *Saturation* – функция насыщения (ограничения) значения переменной.

В структурной схеме (рисунок 2.4) функциональный блок *Saturation1* описывает характеристику типа насыщения и моделирует ограничения по перемещению клапана – его посадку на упоры.

Структурная схема уравнения динамики движения иглы форсунки (2.18) представлена на рисунке 2.5.

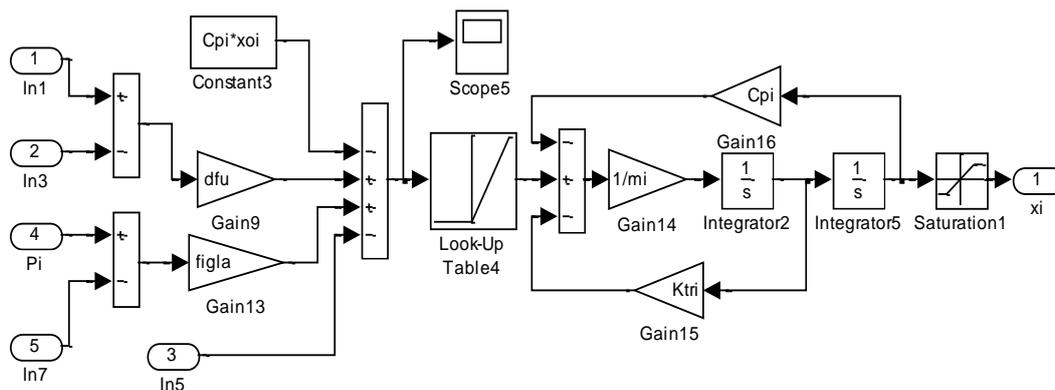


Рисунок 2.5 – Структурная схема уравнения динамики движения иглы форсунки:

p_i – давление под иглой форсунки; x_i – перемещение иглы форсунки

В структурной схеме (рисунок 2.5) функциональный блок *Saturation1* описывает характеристику типа насыщения и моделирует ограничения по перемещению иглы форсунки – её посадку на упоры.

Для уравнений, описывающих зависимости объемного и массового расхода топлива от перепада давления при турбулентном течении через щели элементов ТА разработана одна и та же структурная схема, аналогичная структурной схеме уравнения зависимости расходов топлива через распылители форсунки от перепада давления, представленной на рисунке 2.6.

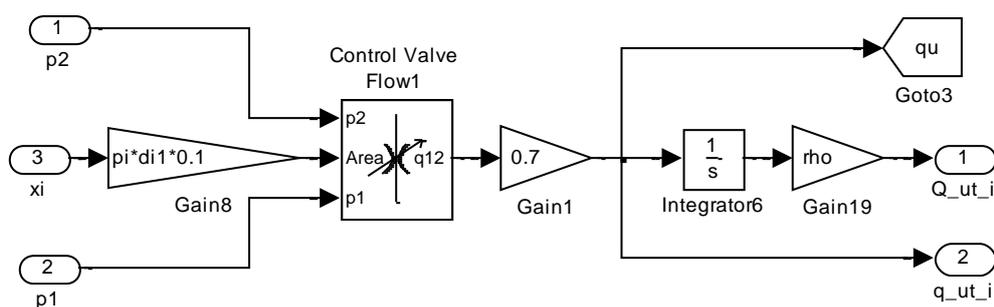


Рисунок 2.6 - Структурная схема уравнения зависимости объёмного и массового расходов

топлива через распылители форсунки от перепада давления: x_i – перемещение иглы форсунки; p_1 – давление потока на входе в щель; p_2 – давление потока на выходе из щели; q_{ut_i} – мгновенный объемный расход топлива через распылители; Q_{ut_i} – мгновенное количество топлива, поданного в цилиндр в цикле дизеля

В схеме (рисунок 2.6) функциональный блок Control Valve Flow1, моделирует турбулентный режим течения топлива [10] через щели переменного сечения и имеет структурную схему, представленную на рисунке 2.7.

Подобная структурная схема (рисунок 2.7) используется для моделирования расходов через щели переменного сечения: нагнетательного клапана; отсечного отверстия плунжерной втулки и др.

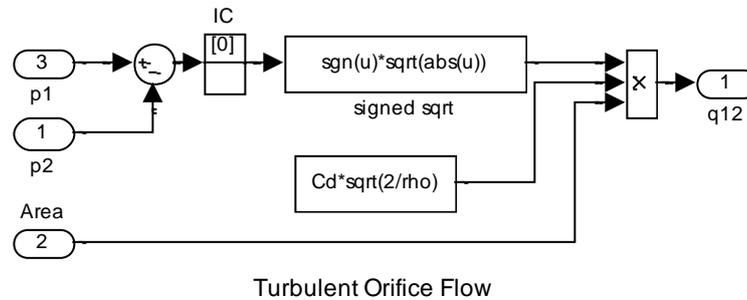


Рисунок 2.7 – Структурная схема уравнения зависимости объёмного расхода топлива через распылители форсунки от перепада давления и площади щели между седлом и конусом иглы:

p_1 – давление потока, входящего в щель; p_2 – давление потока на выходе из щели; **Area** – площадь щели между седлом и конусом иглы; q_{12} – объёмный расход топлива через щель; *signed sqrt* – функция описывающая аналитическим выражением зависимость между входящим и выходящим сигналом; *IC* – блок задания начальных значений

Целостная структурная схема ММ процессов в элементах ТА дизеля приведена на рисунке 2.8.

В целостной структурной схеме (рисунок 2.8) ММ процессов в элементах ТА автотракторного дизеля, прикладной программе Simulink функциональный блок *Kulachok_otsechka* имеет структурную схему, изображенную на рисунке 2.4, функциональный блок *P_plug* имеет структурную схему, изображенную на рисунке 2.3, а функциональные блоки *Klapan* и *Igla* имеют структурную схему, изображенную на рисунке 2.6.

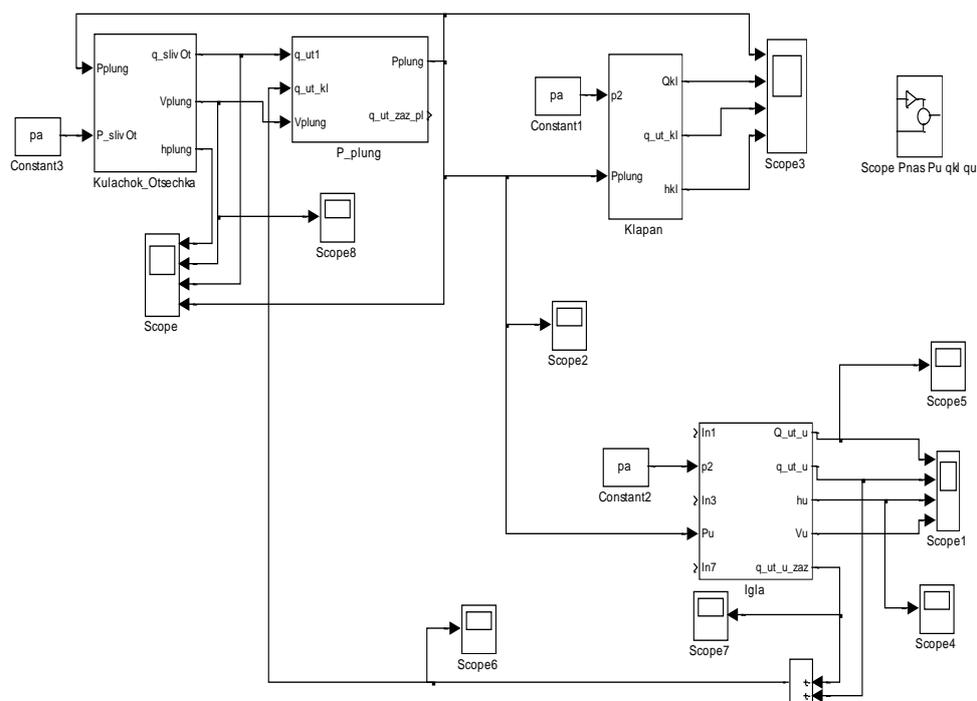


Рисунок 2.8 – Целостная структурная схема ММ процессов в элементах ТА дизеля (прикладная программа Simulink)

2.6 Оценка точности разработанных математических моделей

Для разработки динамических математических моделей процессов ТА дизеля в дифференциальной форме необходима аппроксимация экспериментальных табличных данных в форме математических выражений, т.к. они являются выходными данными дифференциальных уравнений математических моделей исследуемых процессов. Использование такой формы ММ также удобно для свёртки и представления экспериментальных данных в компактном виде. Использование методов линейной и нелинейной, одномерной или множественной регрессии удобно использовать в научном исследовании при разработке математических выражений за счёт их простоты и высокой точности.

Определение параметров регрессионных математических моделей процессов в ТА дизеля по данным результатов эксперимента целесообразно проводить, применяя метод нелинейной регрессии – единый универсальный

математический метод приближения одномерной или двумерной функции (метод оценивания).

Этот метод основан на численном математическом методе итераций, включающем минимизацию остаточной суммы квадратов SSe , приближаемой функцией f с аргументом x_j , с константами a_1, a_2, \dots, a_n и экспериментальных табличных данных y_i :

$$SSe = \min \left(\sum_{i=1}^n (y_i - f(a_1, a_2, \dots, a_n, x_j))^2 \right), \quad (2.22)$$

где $i = 0, 1, 2, \dots, n$; количество переменных математической регрессионной модели $j = 1$ – одномерная зависимость (регрессия); $j = 2$ (или более 2) – двумерная (многомерная) зависимость (регрессия).

Использование математического метода нелинейной множественной регрессии позволяет ограничиться применением одной прикладной программы ПК при разработке, как линейных математических регрессионных моделей, так и нелинейных моделей, сократить общее время на выполнение этой процедуры на этапах формирования математических регрессионных моделей процессов.

Результаты выполненной множественной математической регрессии оцениваются по следующим показателям:

- остаточной суммы квадратов
- по максимальной величине разности экспериментальных и расчётных значений (максимальной ошибке приближения)

$$O_i = \max (y_i - f(a_1, a_2, \dots, a_n, x_j)), \quad (2.23)$$

Все вычисления при разработке регрессионных моделей проводились на ПК АМД-64.

При сравнении экспериментальных и расчетных данных, полученным в настоящем исследовании по регрессионным моделям, рассмотренные выше математические выражения ошибок аппроксимации являются критериями точности разработанных моделей. Они достаточно хорошо характеризуют точность разрабатываемых регрессионных математических моделей, используются при выборе наилучшего математического метода множественной

регрессии, позволяют судить о величине ошибок аппроксимационных процедур при использовании регрессионных моделей.

Рассмотренные выше математические методы использовались:

- при определении числовых значений параметров математических регрессионных моделей исследуемых процессов в дизеле в топливе;
- при представлении регрессионных зависимостей в форме графиков.

2.7 Функциональные схемы алгоритмов

СТД содержит несколько алгоритмов, осуществляющих оценку отказов систем дизеля по статическим контролируемым показателям и показателям, измеряемым в переходных процессах, накопление выборок которых позволяет провести прогноз изменения технического состояния ТА дизеля [55, 66, 68, 75, 86, 94, 99, 110, 115, 120, 127, 134, 145]

В предлагаемой СТД контролируемые переменными являются: перемещение иглы форсунки, угловые скорости вращения кулачкового вала ТНВД дизеля; перемещение рейки топливного насоса; давление топлива в форсунке. Входные и выходные диагностические переменные подсистем ТА дизеля определяются измерением в установившихся режимах работы дизеля.

При разработке диагностических алгоритмов предлагаемой СТД использован метод сравнения, который основан на сравнении значений переменных, характеризующих реакции проверяемой ТА дизеля и значений эталонных переменных, полученных по диагностическим моделям соответствующих элементов, на заданные тестовые сигналы проверяемого и «эталонного» объектов, более подробно описанный в [24, 66, 88, 94, 110, 120, 176]

Особенности взаимодействия алгоритмов предлагаемой СТД отражено на схеме, приведённой на рисунке 2.9.

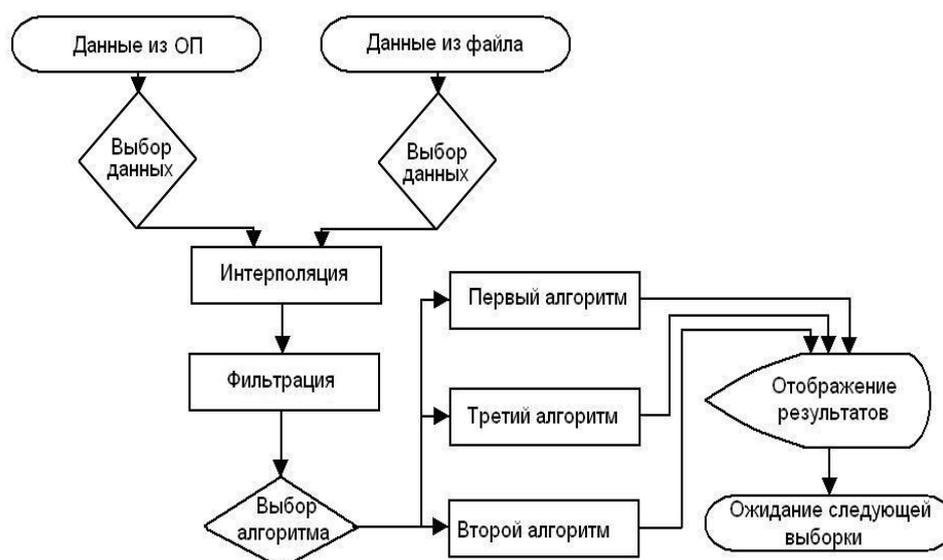


Рис. 2.9 Общий алгоритм STD

Общий алгоритм STD (рисунок 2.9) использует данные двух типов: данные оперативной памяти (данные полученные с датчиков) и данные записанные на жестком диске. Данные из файла – данные в форме списков: выборка во времени цифровых значений переменных: перемещения иглы форсунки и других перечисленных диагностических переменных, отклонения показателей состояния дизеля от эталонных значений, полученные в предыдущих тестовых диагностических оценках, за соответствующие периоды времени. Выбор каждого из перечисленных типов данных осуществляется последовательно циклом.

Данные в форме выборок по времени цифровых значений диагностических переменных интерполируются, а затем подвергаются цифровой фильтрации, после чего, в зависимости от вида данных, осуществляется выбор соответствующего диагностического алгоритма их обработки.

При работе дизеля на установившихся режимах используется первый алгоритм обработки данных [19, 89, 129]. Так как в статическом режиме работы дизеля, значения измеряемых контролируемых переменных имеют небольшой разброс, то по значениям этих выборок вычисляются статистические оценки, значения которых сравниваются с эталонными в базе данных, сформированной экспертом.

Второй алгоритм обработки данных отражает процедуры преобразования данных сигнала с датчиков контроля угла поворота кулачкового вала, отметка ВМТ, перемещения иглы форсунки и изменение давления под иглой форсунки.

Во втором алгоритме диагностирования используются диагностические динамические математические модели в форме системы линейных дифференциальных уравнений, полученные на основе авторегрессионных математических методов идентификации параметров моделей по данным эксперимента [80].

Общая функциональная схема второго алгоритма СТД приведена на рисунке 2.10.

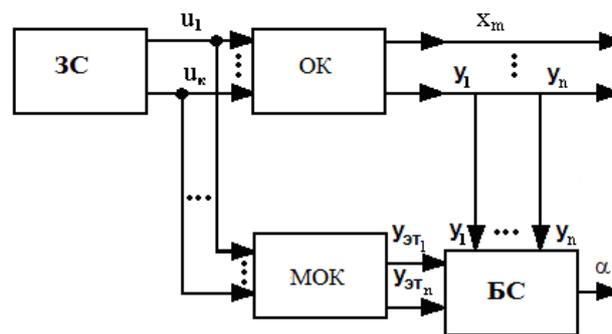


Рисунок 2.10 – Функциональная схема второго алгоритма СТД:

- ЗС – зондирующие сигналы; ОК – объект контроля; МОК – алгоритм, реализующий эталонную математическую модель процессов в объекте контроля;
- БС – алгоритм блока сравнения; $u_1 \dots u_k$ – зондирующие сигналы;
- x_m – контролируемые переменные; $y_1 \dots y_n$ – диагностические переменные;
- $y_{эт1} \dots y_{эtn}$ – диагностические переменные на выходе эталонной модели;
- α – параметр, принимающий значение «годен» или «отказ»

Третий алгоритм диагностирования использует процедуру восстановления неконтролируемой переменной по значениям контролируемым переменной, посредством решения обратной задачи моделирования.

Схема третьего диагностического алгоритма СТД ТА дизеля представлена на рисунке 2.11.

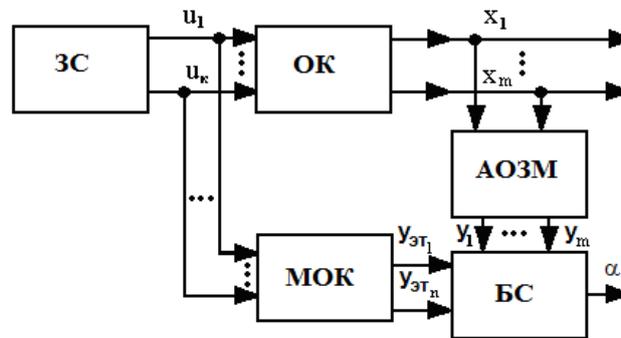


Рисунок 2.11 – Схема взаимосвязей объекта контроля
и диагностических алгоритмов СТД:

ЗС – зондирующие сигналы; ОК – объект контроля; МОК – алгоритм, реализующий эталонную математическую модель процессов в объекте контроля; АОЗМ – алгоритм восстановления неконтролируемых переменных по значениям контролируемым, посредством обратной задачи моделирования; БС – алгоритм блока сравнения;

$u_1 \dots u_k$ – зондирующие сигналы; $x_1 \dots x_m$ – переменные состояния;

$y_1 \dots y_m$ – диагностические переменные; $y_{э1} \dots y_{эn}$ – диагностические переменные на выходе эталонной модели; α – параметр, принимающий значение «годен» или «отказ»

2.8 Параметры математических моделей и особенности прикладных программ для моделирования процессов в СТД численным методом

Прикладные компьютерные программы разрабатывались и использовались для обоснования работоспособности разрабатываемых диагностических алгоритмов отказов элементов ТА автотракторного дизеля. Они формировались в среде виртуального графического программирования Simulink (MatLab) на основе структурных схем дифференциальных уравнений диагностических ММ процессов в ТА дизеля.

Значения параметров диагностической ММ СТД приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры динамических ММ динамики процессов ТА дизеля КАМАЗ

№	Название параметра	Символ	Ед. измер.	Значение КАМАЗ
Режим работы топливной аппаратуры				
1	Заданная цикловая подача (объёмная)	O_c	мм ³	1711
2	Цикловая подача	g_e	г/цикл	1,42
3	Остаточное давление		МПа	0,4
4	Остаточный свободный объём		мм ³	0
5	Угол геометрического начала нагнетания	φ_1	град	22
6	Угол геометрического конца нагнетания	φ_2	град	32
7	Частота вращения коленчатого вала	n	мин ⁻¹	600
8	Частота вращения валика насоса	n	мин ⁻¹	300
Свойства топлива				
9	Плотность топлива	ρ_t	кг/м ³	830
10	Температура топлива в насосе	T_{Tn}	град	50
11	Температура топлива в форсунке	T_{Tf}	град	60
12	Коэффициент кинематической вязкости	ν_T	м ² /с	3.e-6
Плунжер и втулка				
13	Давление в области низкого давления	P_{rn}	МПа	0.13
14	Диаметр плунжера	d_p	мм	11
16	Длина уплотняющей части плунжера	l_p	мм	25
17	Зазор плунжер-втулка	δ_p	мкм	6
18	Объём надплунжерной полости в его нижнем положении	V_{pl}	мм ³	754
20	Диаметр канала проходного сечения на выходе камеры плунжера	d_{pv}	мм	4
Нагнетательный клапан				
21	Диаметр клапана	d_k	мм	12
22	Ход клапана	h_k	мм	0,3
23	Зазор клапан - уплотняющая часть	δ_k	мкм	2...4
24	Масса клапана без пружины	m_{kl}	г	3,9435
25	Масса пружины клапана	m_{pk}	г	4
26	Жёсткость пружины клапана	c_{pk}	Н/м	11.96
27	Угол фаски седла клапана	φ_4	град	120
28	Угол фаски клапана	φ_3	град	118
29	Длина уплотняющей части клапана	l_k	мм	6
30	Диаметр разгрузочного пояса клапана		мм	6,009
31	Объём клапана	V_{kl}	мм ³	950
32	Диаметр бокового отверстия клапана	d_{bok}	мм	1
Топливопровод				
33	Внутренний диаметр топливопровода	d_{T1}	мм	2
34	Наружный диаметр топливопровода	d_{T2}	мм	3,5
35	Длина топливопровода	l_T	мм	630
Форсунка				
36	Давление начала подъёма иглы форсунки	p_i	МПа	24
37	Диаметр иглы	d_{i2}	мм	6
38	Длина уплотняющей части иглы	l_i	мм	28,26
39	Жёсткость пружины иглы форсунки	c_{pi}	Н/мм	180
40	Зазор между иглой и корпусом распылителя	δ_i	мкм	4
41	Масса движущихся частей форсунки	m_i	г	16,9
42	Объём под иглой форсунки	V_i	мм ³	89
43	Характерный диаметр иглы	d_{i1}	мм	4
44	Суммарная площадь сопловых отверстий	f_r	мм ²	0.23

Исследование разработанных ММ производилось интегрированием нелинейных дифференциальных уравнений диагностической ММ. Для этого использовались прикладные программы на основе численных методов вычислительной математики, обеспечивающих решение «жестких» дифференциальных уравнений с большим значением константы и у производной в уравнении сжимаемости дизельного топлива.

Начальное значение времени интегрирования составляет $t = 0$ с, конечное – $t_k = 3$ мс; шаг интегрирования по времени $\Delta t = 0,001$ с; задаваемая точность интегрирования $1e^{-15}$.

2.9 Обработка результатов моделирования

При разработке алгоритма диагностирования ТА автотракторного дизеля по восстановленному значению давления топлива по контролируемому перемещению её иглы, использован метод сравнения и диагностическая динамическая обратная математическая модель форсунки. Функциональная схема предлагаемого алгоритма диагностирования работоспособности ТА дизеля представлена на рисунке 2.12.

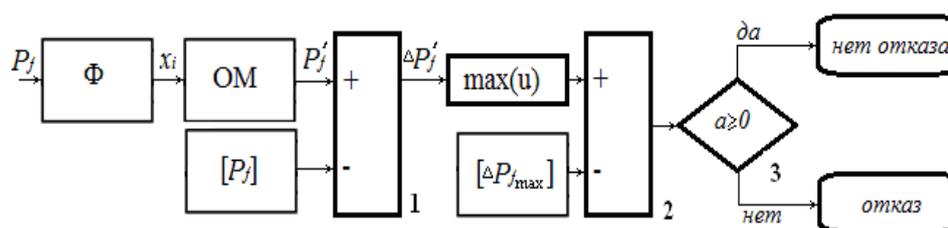


Рисунок 2.12 – Функциональная схема алгоритма диагностирования работоспособности ТА дизеля:

P_f – давление подачи топлива плунжерной пары ТНВД; Φ – форсунка, как объект контроля; x_i – перемещение иглы форсунки; OM – обратная динамическая математическая модель форсунки; P_f' – восстановленные мгновенные значения давления подачи топлива плунжерной парой ТНВД; $[P_f]$ – эталонные мгновенные значения давления подачи топлива плунжерной парой ТНВД; $\max(u)$ – алгоритм определения максимального значения разницы восстановленного и эталонного мгновенных значений давлений; $[\Delta P_{fmax}]$ – эталонное значение максимального отклонения давления топлива в форсунке, α – параметр, определяющий в логическом алгоритме значение «годен» или «отказ»

Алгоритм оценивает работоспособность ТА дизеля по перемещению иглы форсунки. Давление топлива P_f вызывает перемещение x_i иглы форсунки Φ , измеряемое оптическим датчиком, сигнал с которого поступает в алгоритм обратной математической модели **ОМ** форсунки, сформированной по дифференциальному уравнению динамики перемещения иглы форсунки. В следующем алгоритме, восстановленные мгновенные значения давления подачи топлива плунжерной парой ТНВД P_f' сравниваются с эталонными мгновенными значениями давления $[P_f]$, затем в последующем алгоритме определяется максимальное значение их разницы $\Delta P_f'$. Сравнение максимального значения разницы восстановленного и эталонного значений давлений с эталонным допустимым значением разницы давлений $[\Delta P_{fmax}]$ посредством их суммирования с разными знаками, позволяет определить по результату суммирования, в зависимости от отрицательного или положительного значения, наличие или отсутствие отказа.

Из максимальных значений давления топлива эталонной модели вычитается действительное максимальное его значение. Полученный результат сравнивается с установленным допустимым значением разницы. На выходе алгоритма сравнения формируется переменная α , имеющая два значения: $\alpha \leq 0$, - выполнение неравенства означает исправность ТА «нет отказа», а невыполнение – «отказ», т.е. ТА неисправна.

Математическое описание предложенного алгоритма, функциональная схема которого представлена на рисунке 2.12, отражается следующими математическими выражениями:

описание функционального блока **ОМ**

$$P_f = f(x_i, dx_i/dt, \dots, t), \quad (2.24)$$

описание функционального блока сравнения (1)

$$\Delta P_f' = P_f' - [P_f], \quad (2.25)$$

описание функционального блока сравнения (2)

$$\alpha = \max(\Delta P_f) - [\Delta P_{fmax}], \quad (2.26)$$

описание функционального блока логики (3)

при $\alpha \leq 0$ – отказ, при $\alpha > 0$ – нет отказа.

Для оценки работоспособности и обоснования предлагаемого алгоритма СТД ТА дизеля были использованы зависимости изменения давления в ТНВД и перемещения иглы форсунки во времени, преобразованные в табличную форму, затем с использованием метода математической кубической сплайн интерполяции представлены в графической форме на рисунке 2.13.

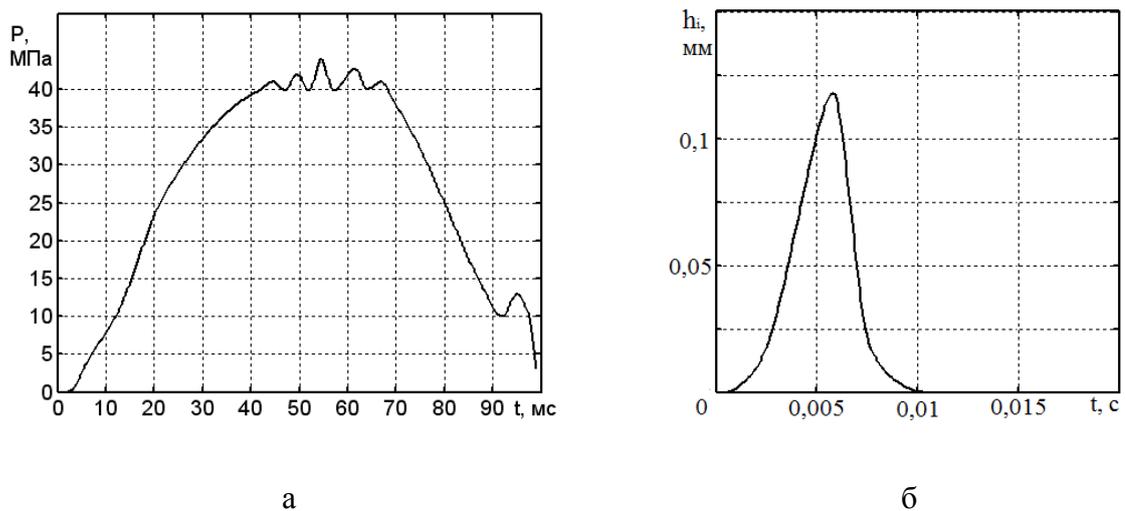


Рисунок 2.13 –Интерполированные изменения значений давлений топлива в ТНВД (а) и перемещений иглы форсунки (б) дизеля КАМАЗ-740.11-240

Для формирования динамической диагностической математической модели использована математическая модель (2.19), структурная схема в среде визуального графического программирования Simulink (Matlab) которого представлена на рисунке 2.14.

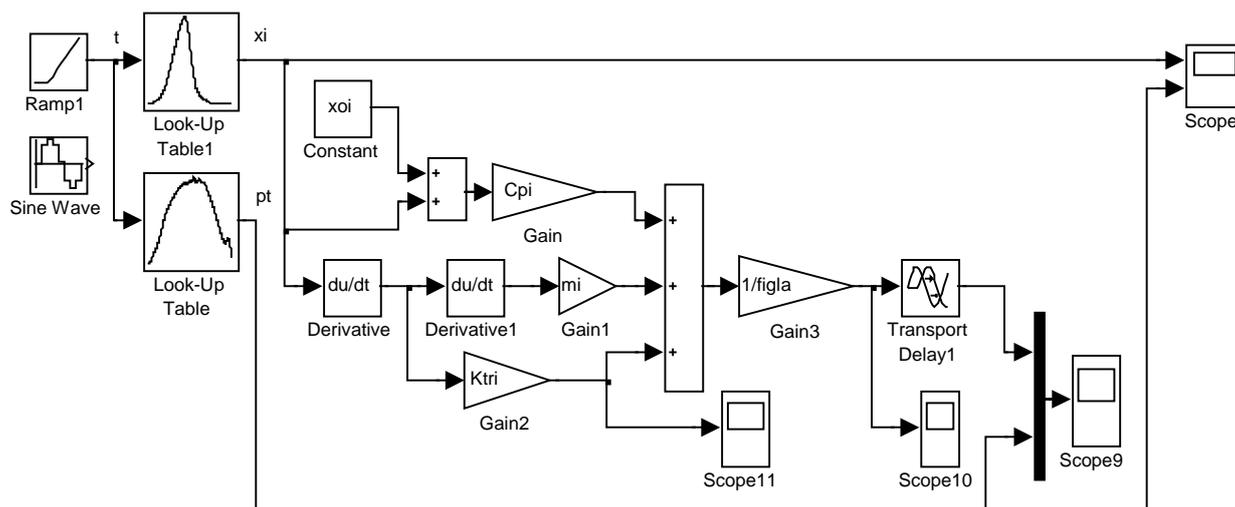


Рисунок 2.14 – Структурная схема математической модели для решения обратной задачи моделирования динамики изменения давления под иглой форсунки по её перемещению: *Derivative* – функциональный блок дифференцирования; *Sine Wave* – установка параметра отображения точек на заданном промежутке времени

Функциональные блоки *Look-Up Table* и *Look-Up Table 1* описывают в табличной форме динамику изменения соответственно давления топлива ТНВД и перемещения иглы форсунки, т.е. они имитируют информацию, поступающую с датчиков давления топлива ТНВД и перемещения иглы форсунки. Функциональный блок *Constant* задаёт числовое значение предварительной затяжки пружины форсунки. Так как волна давления под иглой форсунки смещена во времени относительно волны давления в ТНВД, то для сравнения значений давлений используется блок *Transport Delay 1*, который обеспечивает смещение по времени вперед на величину $t = \tau$ восстановленного значения давления под иглой форсунки для его сравнения с давлением топлива в ТНВД.

Расчет времени запаздывания τ волны давления под иглой форсунки производится по следующему выражению

$$\tau = k_d \cdot L_{tr} / a_v, \quad (2.27)$$

где L_{tr} – длина топливопровода от ТНВД к форсунке, (м); a_v – скорость движения волны давления топлива в трубопроводе, (м/с); k_d – коэффициент деформации волны.

Структурная схема блоков сравнения (1,2) и блока логики (3) алгоритма СТД приведена на рисунке 2.15.

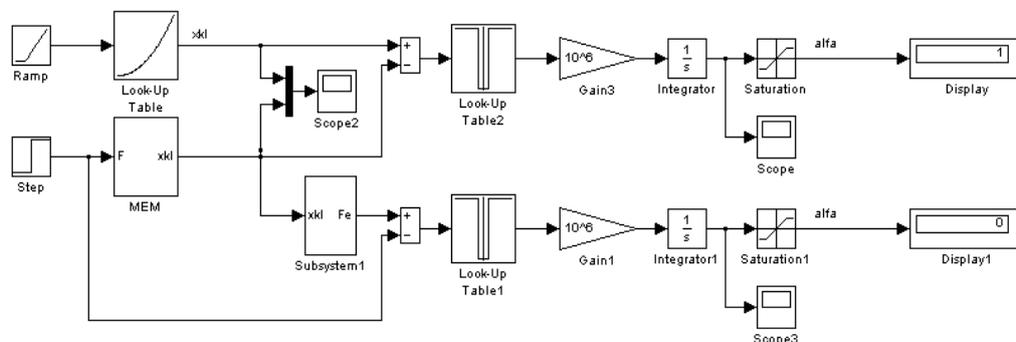


Рисунок 2.15 – Структурная схема блоков сравнения (1,2) и блока логики (3) алгоритма СТД ТА дизеля

Параметры дифференциального уравнения обратной математической модели следующие: $m_i = 0,0169$ кг, $k_{tri} = 90$ кг·с/м, $c_{pi} = 180$ КН/м.

Интегрирование математической модели процессов СТД осуществлялось численным методом вычислительной математики - Рунге-Кутты 4,5 порядка с переменным шагом интегрирования и точностью 0,001, в интервале времени 0...0,04 с.

Зависимости изменения мгновенных значений давления p_p в ТНВД, и восстановленного моделированием давления p_f во времени t для дизеля КАМАЗ-740.11-240, работающего на частоте вращения $n = 600$ мин⁻¹ без нагрузки, приведены на рисунке 2.16.

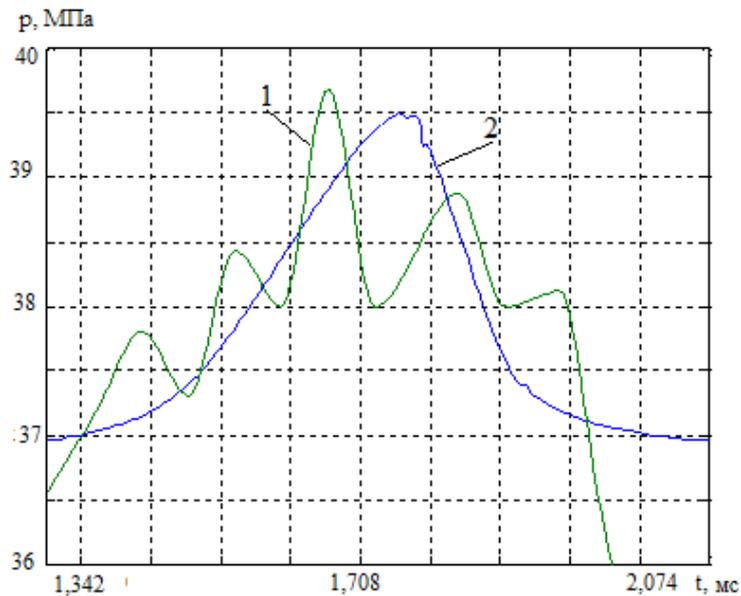


Рисунок 2.16 – Зависимости изменения давления в ТНВД и восстановленного моделированием давления во времени для дизеля КАМАЗ-740.11-240, работающего на частоте вращения $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ без нагрузки: (1) – данные математической интерполяции; (2) – результаты моделирования

При сравнительном анализе графиков (рисунок 2.16) зависимостей изменения во времени давления подачи топлива плунжерной парой ТНВД (1) и восстановленного моделированием (2) видно, что первое, при подъёме иглы форсунки, имеет синусоидальные высокочастотные колебания с переменной амплитудой и максимальным размахом амплитуды 1,6 МПа. Алгоритм восстановления давления подачи топлива плунжерной парой по перемещению иглы форсунки не может фиксировать высокочастотные колебания давления из-за большого значения массы последней. Разница максимальных значений давлений на графиках составляет не более 5%.

Проведенные аналитические исследования показывают, что использование перемещения иглы форсунки дизеля учитывает основные факторы, обуславливающие техническое состояние его ТА.

2.10 Выводы

1. Аналитически обоснована взаимосвязь перемещения иглы форсунки и давления в подачи топлива плунжерной парой от увеличения радиального зазора плунжер-втулка плунжерной пары ТНВД.

2. Предложена математическая модель процесса восстановления максимальных значений подачи топлива плунжерной парой ТНВД по известным значениям перемещения иглы форсунки на минимальных установившихся оборотах холостого хода, адаптированная для вычисления в программе MatLab на ПК.

3. На основе данных математических моделей получена зависимость изменения максимальных значений давления подачи топлива во времени по максимальным значениям перемещения иглы форсунки.

3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1. Программа экспериментальных исследований

В соответствии с поставленной целью, сформулированными задачами исследования и проведёнными аналитическими исследованиями разработана программа исследования, представленная на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 - Схема программы исследования

На этапе экспериментальных исследований, в соответствии с разработанными методиками, проведен анализ и оценка существующих регулировочно-диагностических устройств топливной аппаратуры автотракторного дизеля. Разработана конструкция устройства, позволяющего оптимизировать процесс диагностирования топливной аппаратуры дизеля и схема его интеграции в существующие конструкции системы питания дизеля. На основании анализа полученных результатов стендовых и эксплуатационных исследований, сделаны выводы по эффективности предложенного устройства.

Рассмотрена методика оптимизации устройства по конструктивным и режимным параметрам и разработаны практические рекомендации по модернизации системы питания дизеля.

3.2. Методы экспериментального исследования

Рассмотренные выше цели и задачи научного исследования определяют выбор, постановку и организацию экспериментального исследования ТА автотракторного дизеля. Эксперимент предполагает оценку и исследование с определенной целью реакции изучаемой системы (процесса) на сформированное (планируемое или не планируемое) возмущение (или управление). По наблюдаемым особенностям реакций и возмущений устанавливаются закономерности изучаемой системы или процесса, определяются её параметры (константы процессов).

Для наилучшего гарантированного решения задач исследования использовались следующие методы экспериментального исследования: натурные, лабораторные (активные и пассивные), эксплуатационные и модельные.

Натурный эксперимент обеспечивает достаточное соответствие (адекватность) условий эксперимента реальным условиям работы и исследуемой ТА. Поэтому полученные здесь результаты экспериментов используются для того, чтобы констатировать новые факты для разработки математических моделей и контролировать результаты, полученные в лабораторных методах исследования. Однако натурные эксперименты с ТА автотракторного дизеля отличаются высокими материальными и временными затратами и их целесообразно заменять лабораторными методами исследований. Эта задача наилучшим образом решается в лабораторных условиях комбинированием элементов натурных и модельных методов исследований, т.е. при полунатурном экспериментальном исследовании [27, 34, 77, 81, 118, 127].

Реализация и совершенствование метода экспериментального исследования осуществляется по следующим направлениям:

- выбор и совершенствование способа формирования условий эксперимента;
- решение вопросов организации проведения эксперимента;
- выбор способа и качественное совершенствование характеристик внешних воздействий на изучаемый объект;
- выбор и совершенствование характера взаимодействия средств экспериментального исследования с изучаемым объектом.

Существуют различные способы создания требуемых условий работы исследуемой ТА по внешним воздействующим факторам, виды испытательных воздействий и способы внесения их в систему. При исследовании ТА дизелей обычно вносят следующее:

- регулирование ТНВД (управление характеристиками цикловой подачи топлива);
- изменение возвратных усилий упругих элементов ТА;
- изменения величины зазоров в прецизионных парах;
- подогрев элементов и рабочих жидкостей и др.

Анализ способов внесения таких возмущений показывает, что все они требуют создания специального оборудования. Это усложняет работу исследователя, увеличивает затраты времени и средств на проведение исследований.

Эксплуатационные исследования причин отказов ТА автотракторного дизеля проводились в Саратовском Автоцентре КАМАЗ по двигателям семейства КАМАЗ-740, оснащённым ТА с разделённой системой впрыска и эксплуатирующихся в КФХ Саратовской области. Рассматривалась ТА двух групп: не отремонтированные узлы (23 единицы); прошедшие ТР ТНВД (26 единиц). Система сбора и обработка информации выполнялась в соответствии с требованиями ГОСТ 17509-2003, методика стендовых испытаний по плану испытаний в соответствии с ГОСТ 14846-2003. Сбор статистических данных по наработке на отказ деталей ТА дизелей сельскохозяйственной техники

проводили в отделе рекламаций ОАО «Автоцентр КАМАЗ», г. Саратова по данным для агрегатов, поступивших из КФХ Саратовской области.

Наработку до замены деталей, механизмов двигателя определяли по спидометру (для автомобилей), путевым листам, техническим паспортам, ежеквартальным сводкам, справкам и актам о наработке. Измерения эксплуатационных и технических показателей сопряжений двигателя проводили с помощью имеющихся и специально разработанных устройств.

3.2.1. Задачи экспериментального исследования

Необходимость экспериментального исследования, использования измерительных приборов при решении основных целей работы определяется следующими факторами:

- потребностью сравнения полученных в измерении результатов с теоретическими результатами аналитических расчетов на моделях, где теория разработана;
- возможностью определения неизвестных параметров в математической модели по результатам измерений, где теория разработана недостаточно и/или вычисления составляют большой объем;
- требованиями задач оптимизации; для проверки диапазонов изменения параметров математической модели и структур моделей;
- потребностью выявления новых явлений, их объяснений и моделирования;
- выявлением отсутствующих зависимостей наблюдаемых переменных изучаемого объекта, еще неподдающихся аналитическому расчету;

Структура и форма задачи экспериментального исследования существенно зависят от применяемых приборов и аппаратуры в экспериментальном изучении.

Целью экспериментального исследования является проверка математических моделей сопоставлением результатов теоретического и

экспериментального исследования, получение данных, используемых для расчета параметров и характеристик математических моделей.

Объектом исследования является топливная аппаратура дизеля с разделённой системой впрыска, состоящая из ТНВД и форсунки. Внешний вид форсунки приведён на рисунке 3.2.

В соответствии с поставленной целью в экспериментальной части решались следующие задачи:

- 1) разработать и изготовить диагностическое устройство топливной аппаратуры дизеля КАМАЗ-740.11-240 с датчиком перемещения иглы;
- 2) разработать и изготовить электронный измеритель перемещения иглы форсунки;
- 3) Получить технические характеристики работы узлов топливной аппаратуры дизеля для уточнения ММ топливоподачи;
- 4) Произвести оценку точности измерения перемещения иглы форсунки диагностического устройства косвенным методом.

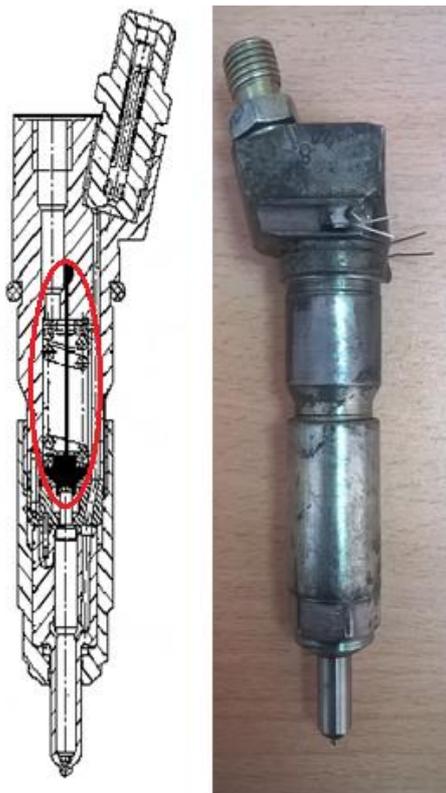


Рисунок 3.2 – Форсунка ТА дизеля КАМАЗ
с инфракрасным оптическим датчиком перемещения иглы

Формирование и использование новых показателей и работы ТА дизеля требует надежных и эффективных методик их измерения.

3.2.2. Приборы и аппаратура в проводимом исследовании

Перед исследованием проводилась настройка предлагаемой форсунки с оптическим инфракрасным датчиком перемещения иглы на регулировочном стенде ДД10-01 (рисунок 3.3).

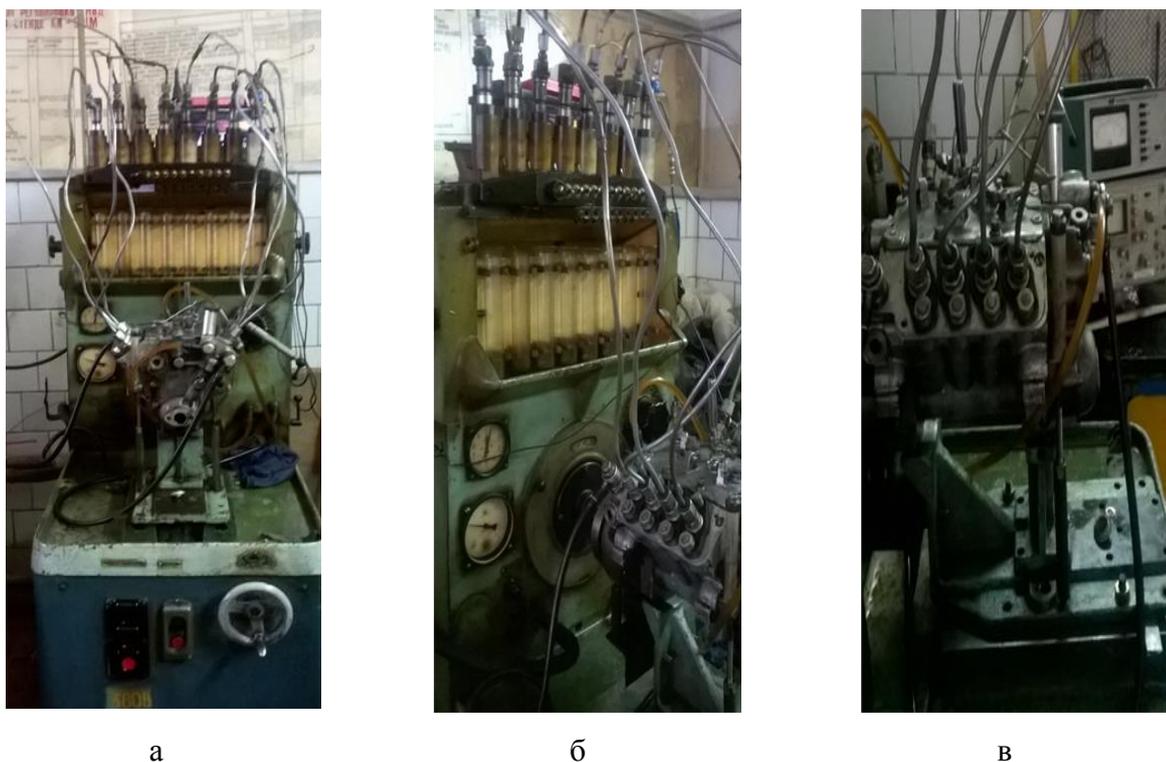


Рисунок 3.3 – Регулировочный стенд ДД10-01 с установленным ТНВД:
 а – общий вид стенда; б - приборы для измерения основных показателей работы ТНВД внизу – давление топлива, вверху – частота вращения кулачкового вала ТНВД, над приводом ТНВД – угол поворота вала ТНВД, под форсунками мерные колбы;
 в – осциллограф и анализатор топливной аппаратуры К-261, используемые для измерения показателей работы ТНВД

На стенде производилась регулировка цикловой подачи топлива плунжерными парами через эталонные форсунки на различных режимах работы

при положении рейки на 100 %. Затем производили замену одной форсунки на модернизированную, для исследования перемещения иглы форсунки на установившихся режимах пуска двигателя, холостого хода, номинальной мощности.

При проведении исследования использовался стенд для испытания двигателей КАМАЗ 740.11-240 (заводской № 028874) лаборатории кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» ФГБОУ ВО «СГТУ им. Гагарина Ю.А.» (рисунок 3.4)



Рисунок 3.4 – Внешний вид стенда с двигателем КАМАЗ 740.11-240

Стенд содержит двигатель КАМАЗ 740.11-240 с навесным оборудованием, установленный на стационарную сварную раму, весовым и гидравлическим нагрузочным устройством. Пульт управления стендом располагается на раме и оборудован контрольно-измерительными приборами и органами управления. Комплектность и расположение приборов на пульте

управления соответствует приборной панели дизеля ЯМЗ-236. Все приборы испытательного стенда аттестованы и тарированы. Точность приборов соответствует требованиям ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний».

При испытаниях использовалось дизельное топливо марки «Л-0,05-62» ГОСТ 305-82 плотностью $\rho=830$ кг/м³. В системе смазки применялось масло марки «ЛУКОЙЛ-Супер» 15W-40 CF-4/SG. В качестве охлаждающей жидкости использовалась вода.

Измерительное оборудование содержит: измеритель температуры выхлопных газов 2ТРМ1; измеритель температуры охлаждающей жидкости; измеритель массового расхода топлива; измеритель давления масла в системе смазки измеритель нагрузки, создаваемой гидротормозом.

Измерение положений перемещения плунжера ТНВД осуществлялось на демонтированном кулачковом валу ТНВД индикатором часового типа ИЧ-25 с ценой деления 0,01 мм. Определение угла поворота кулачкового вала производилось посредством диска диаметром 200 мм, с круговой шкалой, соседние риски которой расположены под углом 5° поворота кулачкового вала (п.кул.в.) и неподвижного указателя, расположенного на станине, удерживающей кулачковый вал (рисунок 3.5).



а

б

Рисунок 3.5 – Приспособления и приборы для измерения перемещения плунжера от поворота кулачкового вала ТНВД дизеля семейства КАМАЗ-740

Измерение мгновенных значений давления топлива в ЛВД осуществляли анализатором топливной аппаратуры К-261 с пьезоэлектрическим датчиком давления. Диапазон измерения давления от 0 до 600 МПа.

На рисунке 3.6 показана установка датчика на двигателе.



Рисунок 3.6 – Установка датчика давления топлива в систему топливоподачи дизеля КАМАЗ-740.11-240

Датчик установлен в систему топливоподачи у ТНВД, через специальный штуцер, обеспечивающий плотное сопряжение деталей топливоподающей аппаратуры.

3.2.3. Особенности выбранных методик экспериментального исследования

Использование типовых методик испытаний, экспериментальных исследований и измерений обеспечивает: возможность качественного сравнения результатов, полученных от изучаемых объектов, большую точность

оценки выделенных закономерностей, исключения в анализе влияния неучтенных факторов и т.д.

Методика определения зависимости скорости перемещения плунжера от угла поворота кулачкового вала ТНВД автотракторного дизеля семейства КАМАЗ-740 проводилась по косвенным измерениям. Вначале измерялась зависимость перемещений плунжера от угла поворота кулачкового валика ТНВД, которая затем дифференцировалась для заданной угловой скорости кулачка. Приспособления и приборы для измерения перемещения плунжера от поворота кулачкового вала ТНВД автотракторного дизеля КАМАЗ-740 представлены на рисунке 3.5.

Порядок операций методики измерения перемещения плунжера от поворота кулачкового вала ТНВД дизеля состоял в следующем:

- кулачковый вал ТНВД устанавливался на опоры, расположенные на ровной горизонтальной поверхности;

- установка механического индикатора часового типа ИЧ-25 производилось на отдельной станине так, чтобы его измерительный стержень располагался на рабочей поверхности кулачка перпендикулярно оси кулачкового вала в вертикальной плоскости, пересекающей ось вала;

- на шкале индикатора ИЧ-25 устанавливалось положение «0» с помощью регулировочных винтов станины его держателя;

- измерение значений положений плунжера по шкале индикатора производилась по каждому углу поворота кулачкового вала ТНВД, соответствующий $5^{\pm 0,25^{\circ}}$ п.кул.в,

- - вычисление значений мгновенной скорости перемещения плунжера (c_{pi}) по углу поворота кулачкового вала проводилось по формуле

$$c_{pi}(\varphi_{\text{п.кул.в.}}) = \frac{\Delta h_i}{\Delta \varphi_i} \cdot \omega_{\text{кул.в.}}, \quad (3.1)$$

где Δh – перемещение плунжера, (м); $\Delta \varphi$ – угол поворота кулачкового вала ТНВД; ω – угловая скорость вращения кулачкового вала ТНВД, (рад/с); i – номер измерения.

Методика измерений перемещений иглы форсунки осуществлялась на ТА дизеля семейства КАМАЗ-740, в которую устанавливалась модернизированная форсунка системы питания дизеля КАМАЗ-740 с встроенным оптическим инфракрасным датчиком перемещения иглы (рисунок 3.7).

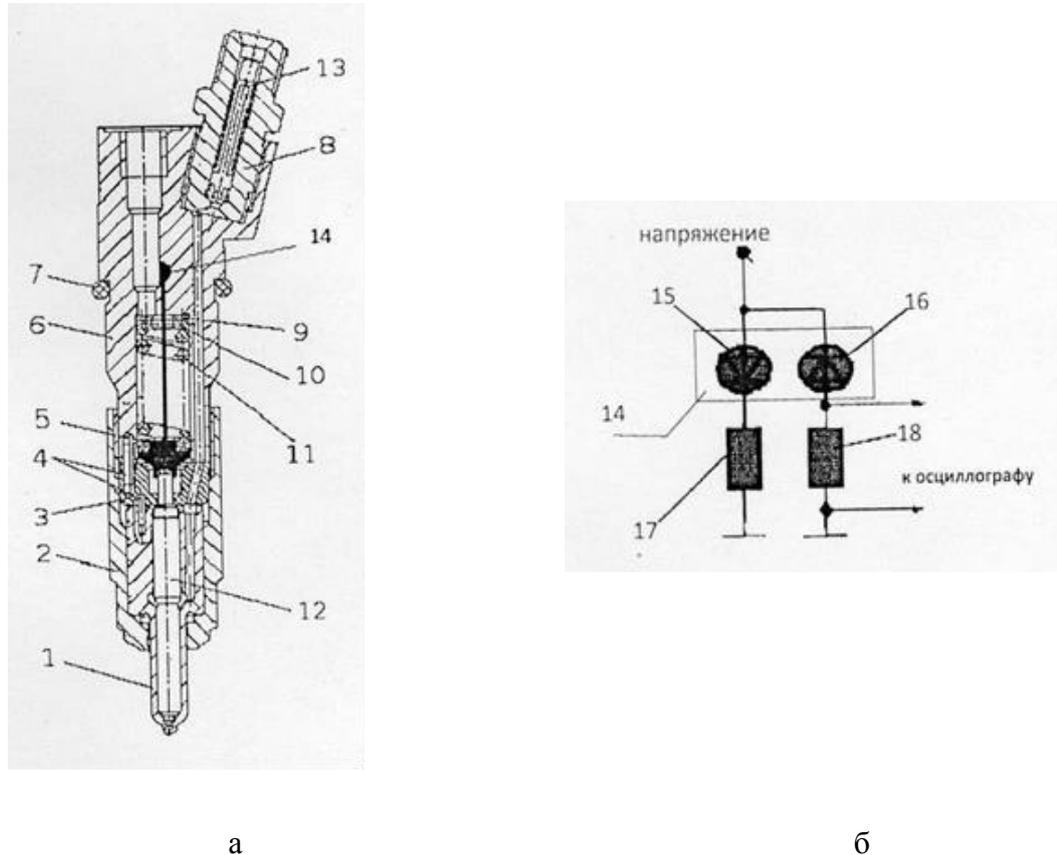


Рисунок 3.7 – Схема форсунки дизеля КАМАЗ-740

с инфракрасным оптическим датчиком перемещения иглы.

а – механическая схема форсунки с инфракрасным оптическим датчиком перемещения

иглы: 1 – корпус распылителя; 2 – гайка распылителя;

3 – проставка; 4 – штифты; 5 – штанга форсунки со штоком; 6 – корпус форсунки;

7 – уплотнительное кольцо; 8 – штуцер форсунки;

9.10 – регулировочные шайбы; 11 – пружина форсунки; 12 – игла распылителя;

13 – щелевой фильтр; 14 – датчик перемещения иглы;

б – электрическая схема форсунки с инфракрасным оптическим датчиком

перемещения иглы: 15 – излучатель; 16 – приёмник; 17 – сопротивление

для регулировки напряжения на излучателе; 18 – сопротивление

для прочтения сигнала с приёмника

Оптический датчик перемещения иглы представляет собой систему из оптической пары, конструктивно состоящей из двух функциональных узлов, приёмника 16 и излучателя 15, и видоизменённой штанги форсунки 5, изготовленной из титанового сплава ВТ-20 ГОСТ 26492, размещённых в корпусе форсунки 6. Для этого в корпусе форсунки 6 были просверлены два технологических отверстия: первое из центра упорной площадки пружины 11 в дренажное отверстие для исключения образования газового скопления, а второе – перпендикулярно ему. Штанга форсунки со штоком 5 выполнена так, чтобы шток помещался в первом отверстии, и при собранной форсунке перекрывал второе отверстие на 40-60 %.

В оптической паре бесконтактной системы определения положения иглы форсунки использован инфракрасный светодиод ВІR-ВМ1331 и фотодиод ВРW41N в качестве излучателя и приёмника соответственно. В систему так же включены резисторы R1, для ограничения максимального тока светодиода, и R2 для согласования тока канала осциллографа. При измерении сигналов для снижения помех, вызванных статическим электрическим напряжением, магнитными полями и радиоволнами, резисторы датчика перемещения установлены на электрической плате и закреплены на корпусе форсунки.

Перемещение иглы форсунки жестко связано с перемещением штанги форсунки со штоком. Шток, при перемещении иглы форсунки сужает проходное сечение луча излучателя, пропорционально снижая величину светового потока к приёмнику, что вызывает снижение напряжения на резисторе R2, значения которого измеряется осциллографом.

3.3 Обработка результатов испытаний, оценка точности и ошибок измерений экспериментального исследования

Нами проводился анализ причин снятия дизельной ТА в ремонт в Саратовском автоцентре КАМАЗ, результаты которого представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Неисправности и отказы ТА дизеля, повлекшие постановку автотракторного средства на ТР

№	Наименование	%
1	Нарушение регулировок ТНВД	36
2	Износ плунжерных пар ТНВД	26
3	Нарушение работы форсунок	16
4	Нарушение герметичности ЛВД	9
5	Нарушение регулировок распределительной муфты ТНВД	7
6	Механический износ подшипников, посадочных мест, кулачкового вала и т.д.	6

В результате исследования ТНВД, поступающих на текущий ремонт ТА, было выявлено, что основная причина – потеря плотности уплотнителей сопряженных элементов и увеличения радиального зазора в плунжерных парах. При этом износ плунжерных пар и уплотнителей в 8,4 и 1,7 секциях V-образного и рядного ТНВД соответственно, оказался несколько выше чем в остальных. Это связано с особенностями работы двигателя. ТНВД работает в соответствии со строгим порядком работы цилиндров ДВС, а секции с увеличенным износом соответствуют 1 и 5 цилиндрам ДВС соответственно. Также при увеличении, на плунжерных парах были обнаружены микро - раковины и -канавки, что свидетельствует о попадании частиц воды или мелкодисперсной пыли в систему. Наличие подобных частиц можно объяснить появлением конденсата в ТС дизеля после длительной остановки ДВС. В силу порядка работы цилиндров на рассматриваемые секции топливо приходит с загрязняющими частицами, что и способствует их более интенсивному износу.

3.3.1 Оценка точности измерений при проведении экспериментального исследования

Измерение – операция, в результате проведения которой устанавливается соотношение единицы меры с измеряемой величиной. Различают прямые и косвенные измерения [8, 20, 162]. Прямые – это измерения при которых искомая величина определяется непосредственно из опыта: перепад давления в топливопроводе перед форсункой, усилие на тормозе балансирной машины, частота вращения коленчатого вала и другие. При косвенных измерениях величина рассчитывается по зависимости, включающей результаты нескольких непосредственных измерений: скорость перемещения плунжера ТНВД, перемещение иглы форсунки. Выявление систематических погрешностей проводится с помощью анализа метода измерения и проверки всех измерительных приборов. Систематические погрешности учитываются путем определения и указания предельных погрешностей приборов.

Относительные максимальные погрешности применяемых в исследовании измерительных приборов при измерениях:

- часового расхода воздуха, $G_v - 0,5\%$,
- перемещения плунжера ТНВД, $\Delta h_p - 0,1\%$,
- часового расхода топлива, $G_m - 0,3\%$,
- частоты вращения коленчатого вала $n, \omega - 0,5\%$,
- давления топлива в ЛВД, $\Delta p - 1,5\%$,
- перемещения иглы форсунки, $\Delta h_i - 0,1\%$,
- угла поворота кулачкового вала ТНВД, $\Delta \varphi_{нквТА}^o - 1,3\%$,
- эффективного крутящего момента на коленчатом валу, усилие на весах тормоза, $P_m - 2,5\%$,
- температуры ОГ, $T_{ог} - 0,5\%$.

При известном методе измерений искомые величины ошибок косвенных измерений определяются по соответствующим им математическим

выражениям, связывающим ошибки измерений других величин, непосредственно измеряемых при эксперименте. Связь погрешности результата вычислений (y) с погрешностями непосредственно наблюдаемых величин (x_1, x_2, \dots, x_n) представляются в общем виде функциональной зависимостью

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n), \quad (3.2)$$

Методами общей теории ошибок установлено, что относительная ошибка функции равна дифференциалу ее натурального логарифма

$$\delta y = \pm dy/y = \pm d(\ln(y)), \quad (3.3)$$

При условии, что ошибки измерений имеют одинаковые знаки, получают предельное значение относительной погрешности, которое будет определять ошибку данного метода измерения

$$\delta y = \pm |d(\ln(y))|, \quad (3.4)$$

При расчете показателей работы ТА дизеля в процессе обработки данных, полученных в ходе экспериментальных исследований на дизельном стенде, были использованы следующие зависимости:

1. Эффективный крутящий момент дизеля (Me , Н·м)

$$Me = P_m \cdot L, \quad (3.5)$$

где $L = 0,7162$ м - длина плеча рычага маятниковых весов тормоза, P_t - показания весов тормоза, Н.

2. Эффективная мощность дизеля (Ne , кВт)

$$Ne = Me \cdot n / 9554, \quad (3.6)$$

где n - частота вращения дизеля, мин⁻¹.

С учетом выражения (3.5) аналитическое выражение для предельной ошибки измерения эффективной мощности записывается следующим образом:

$$\begin{aligned} \delta Ne &= \pm |d(\ln(Me)) + d(\ln(n)) - d(\ln(9554))| = \\ &= dMe/Me + dn/n - 0 = dP_m/P_m + dn/n = \\ &= \pm |\delta P_m + \delta n| = 2,5 + 0,5 = 3\%. \end{aligned} \quad (3.7)$$

3. Удельный эффективный расход топлива (g_e , г/(кВт·ч))

$$g_e = 1000 \cdot G_m / Ne, \quad (3.8)$$

где G_m – часовой расход топлива, кг/ч.

4. Коэффициент избытка воздуха α

$$\alpha = G_g / (G_m \cdot 14,3), \quad (3.9)$$

где G_g – часовой расход воздуха, кг/ч.

5. Скорость перемещения плунжера ТНВД

Предельная ошибка измерения скорости перемещения плунжера ТНВД по углу поворота кулачкового вала, рассчитывается по формуле

$$\begin{aligned} \delta c_p &= \pm \left| d(\ln(\varphi^o_{нк6ТА})) + d(\ln(\Delta h_p)) + d(\ln(\omega)) \right| = \\ &= \pm \left| \delta \varphi^o_{нк6ТА} + \delta \Delta h_p + \delta \omega \right| = \\ &= 1,3 + 0,1 + 0,5 = 1,9\%, \end{aligned} \quad (3.10)$$

6. Перемещение иглы форсунки

Предельная ошибка измерения перемещения иглы форсунки складывается из погрешностей работы оптического датчика (ΔV_{r2}) и измерения осциллографа:

$$\begin{aligned} \delta h_i &= \pm \left| d(\ln(\Delta V_{r2})) + d(\ln(\Delta h_i)) \right| = \\ &= \pm \left| \delta \Delta V_{r2} + \delta \Delta h_i \right| = 0,01 + 0,1 = 0,11\%, \end{aligned} \quad (3.11)$$

3.3.2 Обработка результатов экспериментального исследования

Результаты измерения перемещения плунжера от поворота кулачкового вала ТНВД дизеля КАМАЗ-740.11-240 представлены в таблице 3.2.

Одним из значимых этапов подтверждения достоверности исследований является оценка погрешности результатов проведённых исследований, которая должна проводиться в соответствии с обусловленными математическими методами обработки результатов исследований: ГОСТ 8.0207-76, ГОСТ 8.009-72. Проведённые испытания ТА на регулировочном и моторном стендах носили сравнительный характер. В связи с тем, что сравниваемые параметры имеют одинаковый уровень погрешности, т.к. они получены на одном оборудовании, при одинаковых условиях, имеющиеся погрешности компенсировали друг

Таблица 3.2 – Результаты измерений перемещения плунжера при повороте кулачкового вала ТНВД дизеля КАМАЗ-740.11-240

$\varphi, ^\circ_{\text{к.в}}$	hp1, м	hp2, м	hp3, м	hp4, м	hp _{ср} , м	Δ hp1, м	Δ hp2, м	Δ hp3, м	Δ hp4, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0,00011	0,00011	0,00011	0,00011	0,00011	0	0	0	0
10	0,0011	0,0011	0,0011	0,0011	0,0011	0	0	0	0
15	0,00341	0,00341	0,00341	0,00341	0,00341	0	0	0	0
20	0,0077	0,00759	0,00759	0,0077	0,007645	0,0005	-0,0005	-0,0005	0,0005
25	0,01331	0,01331	0,01331	0,01331	0,01331	0	0	0	0
30	0,02057	0,02101	0,02002	0,02035	0,020493	0,0008	0,0047	-0,0043	-0,0013
35	0,02981	0,0297	0,02948	0,02992	0,029722	0,0008	-0,0003	-0,0022	0,0018
40	0,04147	0,0418	0,04169	0,04158	0,041635	-0,0015	0,0015	0,0005	-0,0005
45	0,05599	0,0561	0,05621	0,05621	0,056122	-0,0013	-0,0003	0,0008	0,0008
50	0,07381	0,07392	0,07513	0,07447	0,074327	-0,0047	-0,0037		0,0073
55	0,09075	0,09174	0,09174	0,09141	0,09141	-0,006	0,003	0,003	0
60	0,10219	0,10296	0,10296	0,10296	0,102773	-0,0053	0,0018	0,0018	0,0018
65	0,10868	0,1089	0,1089	0,1089	0,108845	-0,0015	0,0005	0,0005	0,0005
70	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0	0	0	0
75	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0	0	0	0
80	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0	0	0	0
85	0,10912	0,10901	0,1089	0,10912	0,109032	0,0008	-0,0003	-0,0013	0,0008
90	0,10307	0,10318	0,10285	0,10274	0,10296	0,001	0,002	-0,001	-0,002
95	0,09119	0,09075	0,09031	0,09119	0,09086	0,003	-0,001	-0,005	0,003
100	0,07117	0,0704	0,0704	0,07128	0,070818	0,0032	-0,0037	-0,0037	0,0043
105	0,05181	0,05126	0,05137	0,05137	0,051458	0,0032	-0,0018	-0,0008	-0,0008
110	0,03685	0,03564	0,03608	0,03564	0,036047	0,0073	-0,0037	0,0003	-0,0037
115	0,02442	0,02376	0,02365	0,02398	0,023958	0,0043	-0,0018	-0,0027	0,0003
120	0,01485	0,01474	0,01474	0,01474	0,014773	0,0008	-0,0003	-0,0003	-0,0003
125	0,00836	0,00836	0,00825	0,00836	0,008327	0,0003	0,0003	-0,0008	0,0003
130	0,00407	0,00385	0,00396	0,00396	0,00396	0,001	-0,001	0	0
135	0,00143	0,00143	0,00143	0,00143	0,00143	0	0	0	0
140	0,00022	0,00022	0,00022	0,00022	0,00022	0	0	0	0
145	0	0	0	0	0	0	0	0	0

где φ – угол поворота кулачкового вала ТНВД, $^\circ$ п.к.в.; **hp1, hp2, hp3, hp4** – результаты измерения перемещения плунжера ТНВД в 1, 2, 3 и 4 измерения соответственно, м; **hp_{ср}** – среднее перемещения плунжера ТНВД, м.; **Δ hp1, Δ hp2, Δ hp3, Δ hp4** – разница среднего (**hp_{ср}**) и измеренных (**Δ hp1- Δ hp4**) перемещений плунжера ТНВД, от угла поворота кулачкового вала ТНВД, м.

друга при определении разницы между ними. Одновременно количественная оценка погрешностей исследуемых величин остаётся актуальной [50].

При проведении экспериментальных исследований принято, что ошибка результатов измерений определяется погрешностями измерительной аппаратуры и погрешностями обработки измерений, являющимися случайными погрешностями. Для сведения к минимальным значениям систематических погрешностей проведены следующие мероприятия:

- выбор рационального типа конструкции измерительной аппаратуры и её предварительная тарировка;
- проведение непрерывного контроля настройки, работы и стабильности показаний измерительных приборов;
- снятие показаний измерительной аппаратуры на установившихся режимах работы дизеля.

Устранение случайных ошибок производится посредством применения полуавтоматических и автоматических измерительных систем, многократного проведения измерений при одинаковых условиях и тщательной обработки полученных данных.

Для оценки точности измерений использовались статистические оценки:

- среднее значения перемещений плунжера (hp_{cp}),

$$hp_{cp}(\varphi) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n hp_i(\varphi), \quad (3.12)$$

где n – номер параллельного опыта; hp_i - значение величины в i - том опыте.

Для выборок небольшого размера, в качестве мер рассеяния приняты следующие величины:

- среднее отклонение d

$$d = \frac{1}{(n-1)} \sum_{t=1}^n |hp_i - \overline{hp}|, \quad (3.13)$$

- среднее квадратичное отклонение (дисперсия) s перемещений плунжера,

$$s = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \sum_{t=1}^n (hp_i - \overline{hp})^2}, \quad (3.14)$$

характеризующий разность между наибольшим и наименьшим значениями r :

$$r = hp_{max} - hp_{min}, \quad (3.15)$$

Разница среднего (h_{cp}) и измеренных ($\Delta h_1 - \Delta h_4$) перемещений плунжера ТНВД, от угла поворота кулачкового вала ТНВД, м определена следующим уравнением:

$$\Delta h_i = h_i(\varphi) - h_{cp}, \quad (3.16)$$

где, i – номер измерения.

Результаты измерения перемещения иглы форсунки, давления подачи топлива от радиального зазора плунжер-втулка ТНВД дизеля КАМАЗ-740.11-240, представленные в таблице 3.3, свидетельствуют о необходимости выполнять операции диагностирования ТА дизеля по перемещению иглы форсунки при его работе на частоте вращения коленчатого вала 600 мин^{-1} .

Таблица 3.3 – Перемещение иглы форсунки, давление подачи топлива и радиального зазора плунжер-втулка ТНВД дизеля КАМАЗ-740.11-240

№ измерения	значения				
	Радиальный зазор Плунжер-втулка ТНВД (ΔS), мкм		Режим работы дизеля (n), мин ⁻¹	Максимальное перемещение иглы форсунки (h_i), %	Максимальное значение давления подачи топлива (p_p), МПа
1	4	max	600	63,07	42,6
2		min	600	63	42
3		max	1300	100	60,5
4		min	1300	100	59,4
7	7	max	600	39,61	39,9
8		min	600	39,5	39,4
9		max	1300	100	57,1
10		min	1300	100	56,3
13	10	max	600	17,07	35,9
14		min	600	17	35,5
15		max	1300	100	51,7
16		min	1300	100	51

Данные исследования, представленные на рисунке 3.8, показывают, что при работе дизеля на оборотах $n = 600 \text{ мин}^{-1}$, увеличение радиального зазора плунжер-втулка ТНВД дизеля ΔS до 10 мкм приводит к снижению

максимального значения давления подачи топлива на 6,52 МПа (15,5%) и уменьшению максимального перемещения иглы форсунки на 43 %, что свидетельствует о высокой информативности данного параметра. Также при увеличении радиального зазора плунжер-втулка ТНВД приводит к снижению скорости перемещения иглы форсунки и запаздыванию её полного открытия на 0,122 мс.

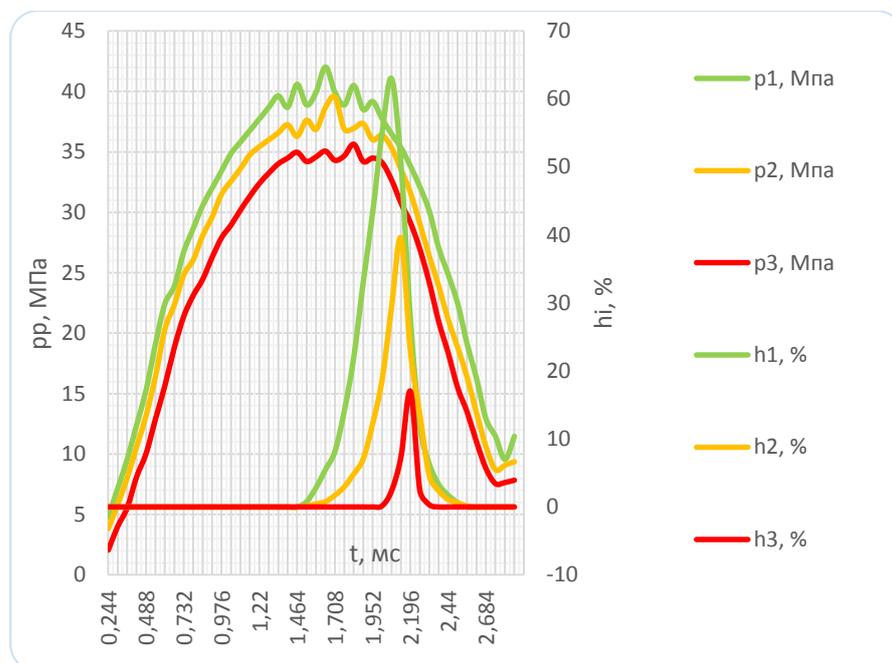


Рисунок 3.8 – Зависимость перемещения иглы форсунки, давления подачи топлива плунжерной парой по времени от величины радиального зазора плунжер-втулка ТНВД дизеля КАМАЗ-740.11-240:

p_1, h_1 – соответственно зависимость изменение давления подачи топлива плунжерной парой ТНВД по времени при величине радиального зазора плунжер-втулка $\Delta S = 4$ мкм;
 p_2, h_2 – соответственно зависимость изменение давления подачи топлива плунжерной парой ТНВД по времени при величине радиального зазора плунжер-втулка $\Delta S = 7$ мкм;
 p_3, h_3 – соответственно зависимость изменение давления подачи топлива плунжерной парой ТНВД по времени при величине радиального зазора плунжер-втулка $\Delta S = 10$ мкм

На рисунке 3.9 представлена зависимость экспериментальных (p_1, p_2, p_3) и моделируемых значений давления подачи топлива плунжерной парой по

времени (t) от изменения величины радиального зазора плунжер-втулка (ΔS) ТНВД дизеля КАМАЗ-740.11-240.

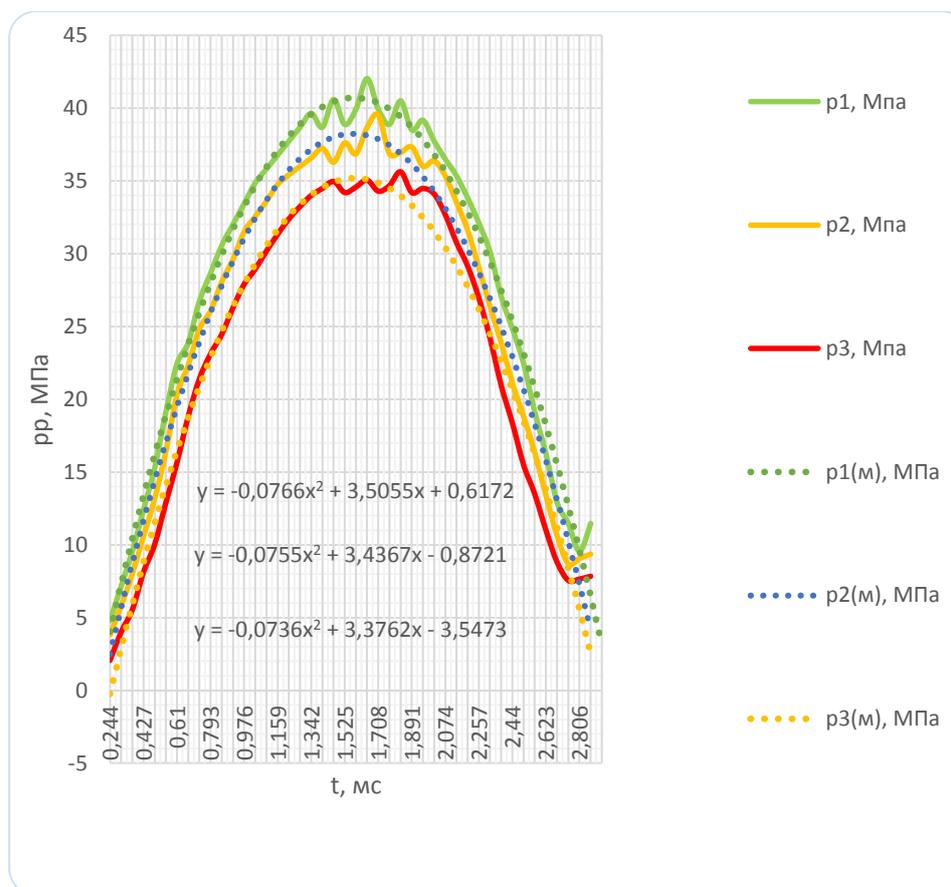


Рисунок 3.9 – Зависимость экспериментальных (p_1 , p_2 , p_3) и моделируемых ($p_1(м)$, $p_2(м)$, $p_3(м)$) значений давления подачи топлива плунжерной парой по времени (t) при величине радиального зазора плунжер-втулка (ΔS) 4,7 и 10 мкм ТНВД дизеля КАМАЗ-740.11-240 соответственно

На основе разработанной ММ получены величины параметров регрессионных зависимостей изменения давления подачи топлива плунжерной парой ТНВД при работе дизеля на режиме холостого хода ($p_1(м)$, $p_2(м)$, $p_3(м)$), которые характеризуют высокую сходимость ($R^2 = 0,9$) аналитических и экспериментальных исследований.

На графиках изменения давления подачи топлива наблюдаются высокочастотные гармонические колебания, происходящие по причине

дросселирования топлива через отверстия распылителя форсунки во время перемещения иглы форсунки амплитуда и период, которых изменяются незначительно при величине зазора плунжер-штука не превышающем 7-8 мкм. Однако при увеличении зазора до 10 мкм колебания давления значительно снижаются по данным показателям отражая резкое снижение подвижности иглы форсунки, что и наблюдается на рисунке 3.8. Также перемещение иглы форсунки непосредственно отражает продолжительность впрыска топлива, чем дольше игла перемещалась – тем больше топлива подалось в цилиндр. Видно, что увеличение радиального зазора плунжер-штука плунжерной пары ТНВД приводит к существенному снижению цикловой подачи топлива, что в свою очередь вызывает неравномерность работы цилиндров двигателя, увеличение динамических нагрузок на детали КШМ и т.д.

Отклонение основных регулировок ТА от нормативных значений оказывает большое влияние на износ её узлов и надёжность автотракторного двигателя в целом. Параметр потока отказов автотракторных дизелей семейства КАМАЗ-740 с нарушенными регулировками ТА, по сравнению дизелями, в которых топливоподача происходит нормально, выше в 1,8 раза, средняя наработка на отказ ниже в 1,7 раза, среднее количество отказов больше в 1,5 раза, а время поиска неисправности, восстановления и простоя в 1,4 раза.

Для диагностирования ТА дизельных двигателей с разделённой системой впрыска выпускается значительное количество оборудования. Однако, номенклатура оборудования, выпускаемая в нашей стране для диагностирования данной ТА автотракторных дизелей, имеет недостаточно широкий спектр. Реализация эффективных разработок научно-исследовательских и конструкторских организаций не нашла пока широкого применения в готовых приборах на рынке, часто ограничиваясь изготовлением единичного экземпляра или выпуском мелкой серии устройств. Эти обстоятельства не позволяют подобрать в настоящее время единого комплекта

приборов и оборудования, который позволял бы оценить техническое состояние дизельного двигателя.

3.4 Выводы

1. Разработана схема общей методики исследования, рассчитан минимальный объём выборки обеспечивающий погрешность измерений не более 5%, определена вероятность безотказной работы, рассчитан коэффициент корреляции аналитических и экспериментальных зависимостей, свидетельствующий о высокой степени соответствия полученных данных.

2. Экспериментально обоснован режим работы автотракторного дизеля КАМАЗ-740.11-240, при котором рекомендуется диагностировать ТА (частота вращения коленчатого вала, соответствующая режиму холостого хода ($n = 600 \text{ мин}^{-1}$)).

3. Проведен расчёт точности измерения перемещения иглы форсунки диагностического устройства, максимальная погрешность которого не превышает 0,11%.

4. Экспериментально обоснована зависимость перемещения плунжера по углу поворота кулачкового вала ТНВД дизеля КАМАЗ-740.11-240, поступившего в ТР ТНВД, используемая для уточнения параметров ММ топливоподачи, которая показала высокую адекватность модели.

4. РАЗРАБОТКА СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТНВД АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

4.1 Разработка устройства диагностирования плунжерных пар ТНВД дизеля

Общий вид устройства для диагностирования плунжерных пар ТНВД автотракторного дизеля представлен на рисунке 4.1. Устройство включает форсунку дизельного ДВС с инфракрасным оптическим датчиком перемещения иглы, которая связана посредством провода с осциллографом. Для установки датчика перемещения иглы была использована штатная форсунка дизеля, что позволило обеспечить легкоъемное, и герметичное подключение устройства в систему топливоподачи. На форсунку в 2015 году нами получен патент на полезную модель №152362 (Приложение А).



Рисунок 4.1 – Устройство диагностирования ТА дизеля:
Слева – цифровой осциллограф, справа – форсунка дизельного двигателя
с датчиком перемещения иглы

Блок регистрации включает осциллограф и ПК для прочтения сигнала от инфракрасного оптического датчика перемещения иглы форсунки. На место штатной форсунки устанавливают модернизированную. При диагностировании прогретый до рабочих температур двигатель КАМАЗ запускают в режиме холостого хода (600 мин^{-1}). Установлено, что на прогревом ДВС при установившемся режиме работы дизеля на минимальных оборотах холостого хода в зависимости от износа элементов ТА, перемещение иглы форсунки составляет 31-64 %, что составляет 0,08 - 0,16 мм. Разработки внедрены в ИП КФХ Яхин М.К. (Приложение «Б»)

Размещение устройства на дизеле в лабораторных условиях представлено на рисунке 4.2.



Рисунок 4.2 – Размещение устройства на дизеле
в лабораторных условиях

Для выявления информативной частоты вращения коленчатого вала при диагностировании устройством проводили экспериментальные исследования в лабораторных условиях в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала. Исследования в лабораторных условиях показали, что стабилизация

параметров перемещения иглы форсунки обеспечивается работой дизеля на минимальной частоте вращения коленчатого вала при температуре охлаждающей жидкости дизеля 90...95°С. Проводилось исследование изменения перемещения иглы форсунки дизеля (диагностический параметр) в зависимости от изменения давления топлива в ЛВД и увеличения радиального зазора плунжер-втулка плунжерной пары ТНВД (структурный параметр), результаты приведены в таблице 4.1. и на рисунке 4.3.

Таблица 4.1 – Связь диагностического параметра – перемещения иглы форсунки h_i , (%), давления подачи топлива плунжерной парой ТНВД p_p , (МПа) и среднего диаметрального зазора плунжер-втулка плунжерной пары ТНВД (ΔS , мкм).

h_i %	63	51	39,5	17
ΔS , мкм	4	6	7	10
p_p , МПа	42,02	40,98	39,537	35,622

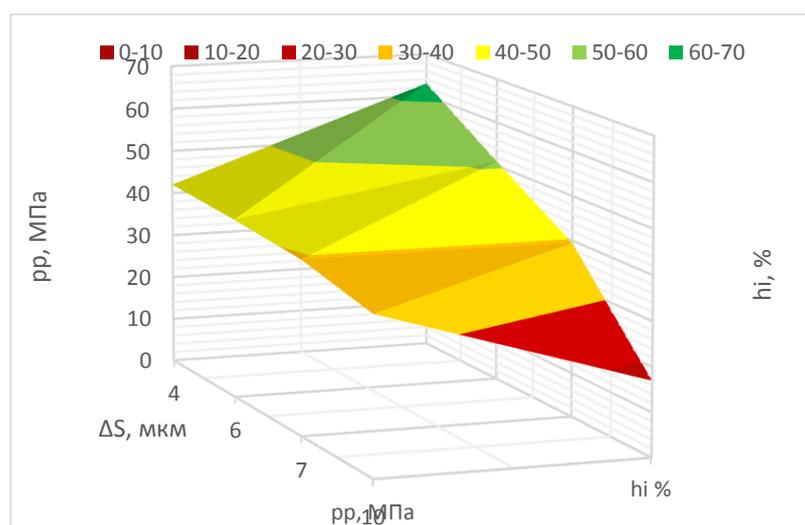


Рисунок 4.3 – Зависимость максимальных значений перемещения иглы форсунки (h_i) и давлений подачи топлива (p_p) от величины радиального зазора плунжер-втулка ТНВД (ΔS)

Нарушение работоспособности ТА дизеля на минимальных установившихся оборотах холостого хода наступает при перемещении иглы форсунки 32%, что соответствует максимальному давлению впрыска на данном

режиме 38,1 МПа и максимальному радиальному зазору плунжер-втулка ТНВД 8 мкм. За основу принято предельное давление подачи топлива плунжерной парой ТНВД и увеличение среднего радиального зазора-плунжер-втулка. Наблюдение в эксплуатации проводилось за 49 дизелями семейства КАМАЗ-740 в ОАО «Автоцентр КАМАЗ», г. Саратов.

4.2 Обоснование зависимости диагностического параметра – перемещения иглы форсунки от структурного – зазора плунжер-втулка плунжерной пары ТНВД

Для анализа связи диагностического показателя (перемещение иглы форсунки) и структурного (радиальный зазор плунжерной пары ТНВД) проводились эксплуатационные и лабораторные исследования. На основе измерений получены величины параметров линейной зависимости диагностического параметра со структурным (рисунок 4.4), которые характеризуются высоким коэффициентом корреляции (0,9) аналитических и экспериментальных исследований.

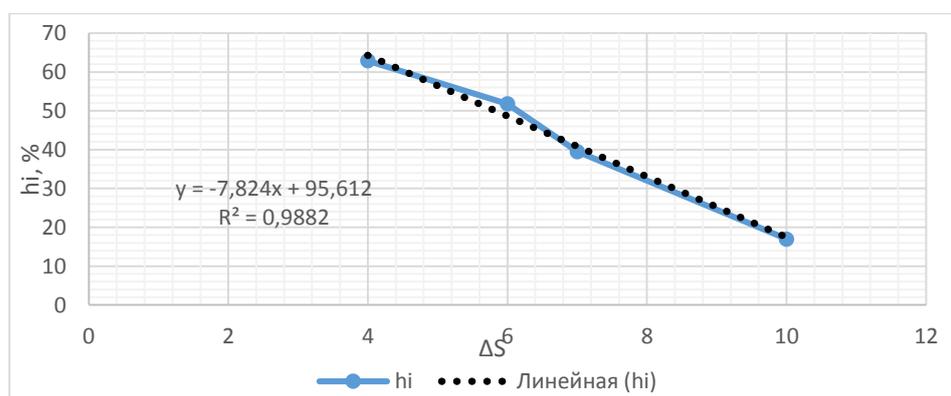


Рисунок 4.4 – Зависимость диагностического параметра h_i от структурного ΔS :

h_i – экспериментальные данные, линейная $[h_i]$ – результаты линейной регрессионной модели

Испытательный стенд для проверки устройства диагностирования ТА дизеля укомплектован приборами и оборудованием, позволяющим определять перемещение иглы форсунки и давление подачи топлива плунжерной парой

ТНВД, соответствующие определенному режиму работы ДВС. Приборы позволяют определить все эти параметры с точностью до $\pm 3\%$. Для определения перемещения иглы форсунки использовалась авторская разработка, на которую получен патент на ПМ №152362. Давление подачи топлива плунжерной парой определялось анализатором ТА дизеля К-261. Эксперимент включал в себя испытания ТА прогретого до рабочей температуры дизеля КАМАЗ-740.11-240 с работоспособным и неработоспособным ТНВД в лаборатории СГТУ имени Гагарина Ю.А. Перемещение иглы форсунки измеряется косвенным методом, путём измерения напряжения на сопротивлении фотодиода. Напряжение изменяется пропорционально перемещению иглы. Для удобства проведения замеров перемещение представлено в процентах, 100% - соответствует максимальному ходу 0,25 мм перемещения иглы «с посадкой на упор».

Также проводилась оценка точности и эффективности диагностирования по параметру перемещения иглы форсунки (диагностического параметра) [53]. Для этого проверялось требование к однозначности диагностирования:

$$\frac{dhi}{d\Delta S} \neq 0, \quad (4.1)$$

где dhi , $d\Delta S$ – изменения диагностического и структурного параметра соответственно.

Однозначность характеризуется отсутствием экстремума в зависимости диагностического и структурного параметров, что в данном случае, выполняется (рисунок 4.4).

Зависимость диагностического параметра hi от структурного ΔS является линейной, поэтому оценка чувствительности диагностического параметра оценивается коэффициентом $k_{\text{ч}}$, равным коэффициенту b её регрессионной зависимости $\left| \frac{dhi}{d\Delta S} \right| = 7,8$ (рисунок 4.3).

Стабильность диагностического параметра по величине его рассеивания при неизменном значении структурного:

$$\delta = \frac{\sigma_{\delta}}{\sqrt{n}}, \quad (4.2)$$

где σ_δ – среднеквадратичное отклонение единичного измерения диагностического параметра, n – число измерений.

С учётом данных полученных при экспериментальных исследованиях (п.3.3.3.) получим

$$\delta = \frac{0,35}{\sqrt{25}} = 0,07,$$

Критическое значение критерия Стьюдента, при $n = 25$, составляет $\delta = 0,07$ а значения диагностического параметра $h_1 = 63,03$ и $h_2 = 17,04$ для работоспособного состояния и с нарушением работоспособности плунжерной пары ТНВД соответственно, т.е. различие h_1 и h_2 значимо, диагностический параметр информативен.

Таким образом параметр перемещение иглы форсунки выполняет все требования, предъявляемые к диагностическим параметрам и может использоваться при оценке технического состояния ТА дизеля.

4.3 Выводы

1. Разработано эффективное средство диагностирования технического состояния плунжерных пар ТНВД автотракторного дизеля по перемещению иглы форсунки. Новизна устройства подтверждается патентом на полезную модель Российской Федерации № 152362.

2. Обоснована связь диагностического параметра – перемещение иглы форсунки со структурным параметром – радиальным зазором плунжер-втулка плунжерной пары ТНВД, характеризуемая высоким коэффициентом корреляции (0,9).

3. Получена зависимость перемещения иглы форсунки от значимых факторов от значимых факторов – давления подачи топлива и износа плунжерной пары ТНВД дизеля, что доказывает целесообразность использования предложенного диагностического устройства.

5 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ

5.1 Усовершенствование алгоритма и технологического процесса диагностирования ТА дизеля семейства КАМАЗ-740

Основной целью технологического процесса диагностирования ТА автотракторных дизелей является контроль и восстановление её работоспособности путём выявления отклонений в её основных элементах и проведения текущих ремонтов или регулировочных работ [33, 67, 95, 124].

На основе технологического процесса составлен алгоритм диагностирования ТА автотракторного дизеля (рисунок 5.1), где номера позиций соответствуют номерам операции технологии диагностирования. Вертикальная ветвь этого алгоритма представляет систему последовательного поиска основного алгоритма. Возможны два исхода: положительный («Да»), при условии соответствия диагностического параметра установленным нормативам, и отрицательный («Нет»), при не соответствии. При положительном условии, производят очередной шаг к последующей операции, при отрицательном – выявляют неисправности, устраняемые регулировочными или ремонтными работами.

После выполнения подготовительных операций, прогрева двигателя производят измерения. Средний расход топлива определяют до проведения диагностирования в эксплуатации, следя за количеством заправляемого топлива и наработкой сельскохозяйственной техники (пробег для автомобилей).

Операция 2 может выполняться разработанным устройством. В этом случае устройство устанавливается поочерёдно в 1 и 8 цилиндры двигателя, что соответствует 8 и 1 секциям ТНВД как наиболее и наименее нагруженных соответственно. Определяется изменение давления впрыска топлива, износ плунжерной пары, потеря герметичности клапана [47]. Также, проверяется

цикловая подача топлива плунжерной парой через эталонную форсунку, при необходимости выполняют регулировку.

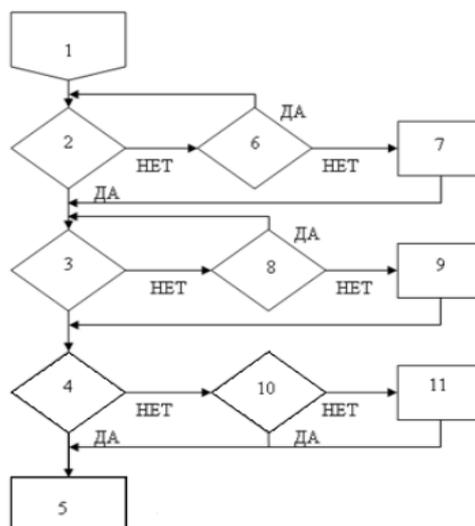


Рисунок 5.1 – Алгоритм диагностирования ТА дизеля

с применением разработанного и известных устройств диагностирования:

- 1 – внешний осмотр, прослушивание; 2 – перемещение иглы форсунки;
 3 – измерение угла опережения впрыска топлива; 4 – измерение дымности
 выхлопных газов; 5 – направление в эксплуатацию; 6 – проверка состояния трубопровода и
 фильтров; 7 – текущий ремонт/замена плунжерной пары ТНВД; 8 – регулировка угла
 опережения впрыска топлива; 9 – регулировка/замена муфты опережения впрыска;
 10 – проверка работы форсунки; 11 – текущий ремонт форсунки.

Сверяют диагностические параметры 1 и 8 цилиндров между собой и с эталоном. В первом случае определяют разность показателей секций ТНВД для определения неравномерности подачи топлива, а разница с эталоном определяет общее отклонение от нормы, при необходимости дополнительно проверяют 5 цилиндр. При отклонении показателя более чем на 15 % требуется проведение операции 7– текущий ремонт и регулировка ТНВД с заменой плунжерных пар.

Если же разница показателей с эталонными не превышает 5% в результате проведения профилактических работ или без них, выполняют операцию 4 – диагностику дымности выхлопных газов. Нормальным считается уровень

дымности не более 50 единиц [36, 41], если он выше, то необходимо выполнение операции 10 и 11.

Диагностирование ТА автотракторного дизеля по перемещению иглы форсунки с определенной периодичностью позволит получить информацию о техническом состоянии объекта и, при необходимости, принять решение о поддержании работоспособности проведением технических воздействий. Предлагаемый технологический процесс предусматривает предварительное диагностирование по стандартным параметрам технического состояния ТА в соответствии с разработанным алгоритмом. На этом процесс диагностирования заканчивается, результаты диагностирования фиксируются в диагностической карте. Разработанный алгоритм диагностирования проверен в условиях эксплуатации на группе из 49 объектов (Приложение Б). При этом установлено, что 16% дизелей имели нарушенный угол опережения впрыска топлива, 15% нарушение работы форсунок, 25% нарушение регулировок цикловой подачи топлива плунжерной парой и столько же износ плунжерных пар или нарушение уплотнений.

5.2. Определение периодичности диагностирования топливной аппаратуры дизеля семейства КАМАЗ-740

Определение периодичности диагностирования ТА дизеля семейства КАМАЗ-740 проводилось по технико-экономическому методу [21, 52]. Данный метод предполагает минимизацию суммарных удельных затрат на $D_{ТА}$ и ТР. Для этого была определена стоимость диагностических работ ТА дизеля КАМАЗ-740 для предприятия:

$$D_{ТА} = Z_{з/п} + Z_{н} + Z_{а}, \quad (5.1)$$

где $Z_{з/п}$ – затраты на заработную плату работника, (руб); $Z_{н}$ – затраты на налоги, (руб); $Z_{а}$ – затраты на амортизационные отчисления, (руб).

Минимальные удельные затраты можно получить при оптимальной периодичности обслуживания (l_0). При этом удельные затраты на диагностирование ТА определяются по формуле:

$$C'_{ДТА} = \frac{D_{ТА}}{l}, \quad (5.2)$$

где l – периодичность ТО, (км); $D_{ТА}$ – разовые затраты на диагностирование ТА, (руб).

Соответственно с также можно рассчитать оптимальную периодичность ТР, но необходимо учесть, что увеличение пробега до проведения ТА повышает вероятность отказа элементов двигателя, следовательно, увеличивают удельные затраты на ТР.

Исходя из этого определить минимальные суммарные удельные затраты можно по формуле:

$$C_{\Sigma} = C'_{ДТА} + C'_{ТР}, \quad (5.3)$$

Для определения оптимальной периодичности диагностирования были приняты средние показатели оплаты труда диагноста по Саратовской области за 2014 год $Z_{з/п} = 200$ руб/час, затраты на отчисление налогов $Z_n = 50$ руб/час, амортизационные затраты $Z_a = 0,2\%$ от стоимости оборудования.

Данные по удельным затратам на ремонт ТА дизелей сельскохозяйственной техники эксплуатирующейся в КФХ Саратовской области были получены от представителей Сервисного центра КАМАЗ г. Саратов. Данные представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Зависимость удельных затрат на $D_{ТА}$ и ТР в зависимости от периодичности диагностирования

Периодичность $D_{ТА}$, км	5000	10000	15000	20000	25000	30000
Удельные затраты $D_{ТА}$, руб./км	0,34	0,07	0,03	0,02	0,02	0,01
Удельные затраты ТР, руб./км	0,10	0,26	0,41	0,57	0,88	1,20
Суммарные затраты $D_{ТА}$ и ТР, руб./км	0,44	0,33	0,45	0,59	0,89	1,22

По табличным данным экспериментальной зависимости суммарных удельных затрат на ДТА и ТР от периодичности диагностирования, построена соответствующая ей регрессионная зависимость, которая имеет следующий вид:

$$C_{\Sigma} = a_1 \cdot I^3 + a_2 \cdot I^2 + a_3 \cdot I + a_4, \quad (5.4)$$

где a – регрессионный коэффициент, $a_1 = -0,0059$; $a_2 = 0,1129$; $a_3 = -0,3814$; $a_4 = 0,7065$; I – периодичность диагностирования.

Регрессионная зависимость (5.4) и экспериментальные данные суммарных удельных затрат на ДТА и ТР от периодичности диагностирования в форме графика приведены на рисунке 5.2.

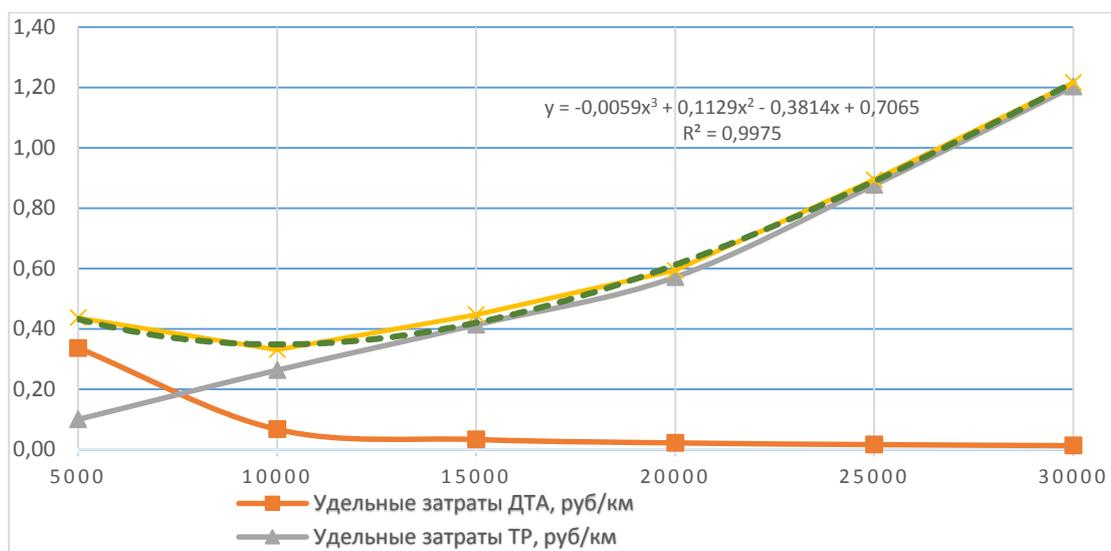


Рисунок 5.2 Зависимость удельных затрат на ДТА, ТР и суммарных удельных затрат от периодичности диагностирования

При анализе полученных данных видно, что минимальные суммарные удельные затраты, в зависимости от категории условий эксплуатации сохраняются при периодичности диагностирования ТА 9000 ... 12000 км, поэтому, для сокращения расходов целесообразно включить работы по диагностированию ТА дизеля КАМАЗ-740 в состав работ по ТО-2, периодичность которого для Саратовской области (3-я категория условий

эксплуатации) составляет 12000 км для с/х техники использующей семейство дизелей КАМАЗ-740.

5.3 Техничко-экономическая оценка эффективности исследования

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования зависимости перемещения иглы форсунки от состояния элементов ТА автотракторного дизеля позволяют значительно сократить затраты на обеспечение его работоспособности за счет снижения времени его эксплуатации на предельных режимах и числа отказов узлов ТА, особенно внезапных [49, 51]. При этом экономический эффект появляется в сфере эксплуатации за счет снижения затрат на диагностирование и простоев в ремонте, а, следовательно, повышения производительности сельскохозяйственной техники.

В настоящее время, при отсутствии единых тарифов на использование сельскохозяйственной техники, в условиях рыночной экономики, доходная ставка по Приволжскому району на 1 км. пробега в среднем составляет $P = 30$ руб./км, а себестоимость эксплуатации – в среднем составляет $S = 25$ руб./км. (данные на конец 2014 года). Удельный простой в ТО и ТР составляет в среднем $d = 0,6$ дней/тыс. км. Также для определения годового экономического эффекта нами учитывался средний годовой пробег автотракторной техники, который по отчётным данным составляет $L = 105$ тыс. км.

Исходными данными для оценки экономического эффекта в сфере эксплуатации являются результаты оценки влияния изменения параметров ТА дизеля на величину межремонтного ресурса сельскохозяйственной техники. Эти результаты, а также экспериментальные испытания позволяют оценить величину повышения ресурса сельскохозяйственной техники в эксплуатации в $\Delta I = 11\%$. В целом экономическую оценку можно дать по снижению

себестоимости перевозок и повышению производительности автотракторной техники за счет сокращения простоев в ТР.

Доля затрат на ТО и ТР в себестоимости эксплуатации автотракторной техники составляет в среднем $Q = 15\%$. На силовой агрегат в среднем приходится $q_{СА} = 37\%$ всех отказов сельскохозяйственной техники. Из этих отказов на ТА приходится $q_{ТА} = 22,59\%$. Относительное снижение себестоимости эксплуатации определяется умножением этих долей.

Снижение себестоимости:

$$\Delta S = Q * q_{СА} * q_{ТА} * \Delta l \%, \quad (5.5)$$

Годовое снижение себестоимости:

$$\Delta S_{ГОД} = L * S * \Delta S. \text{руб./авт.}, \quad (5.6)$$

Аналогично и сокращение простоев в ТР за счет снижения числа отказов ТА и других элементов двигателя, зависящих от качества работы её работы. Доля простоев сельскохозяйственной техники по причине отказов двигателей составляет $u_{СА} = 44\%$, из которых $u_{ТА} = 22,59\%$ приходится на отказы ТА и сопряжённых с ней узлов.

Относительное снижение простоев в ТО и ТР:

$$\Delta y = u_{СА} * u_{ТА} * \Delta l. \%, \quad (5.7)$$

Снижение простоев в ТО и ТР:

$$\Delta d = d * \Delta y. \text{дней/тыс. км}, \quad (5.8)$$

Годовое снижение простоев:

$$\Delta D = \Delta y * L * d. \text{дней/авт.}, \quad (5.9)$$

Годовое увеличение доходов:

$$\Delta П = (P - S) * \Delta y * d. \text{руб./авт.}, \quad (5.10)$$

Годовой экономический эффект:

$$\mathcal{E}_{ТО,ТР} = \Delta П + \Delta S_{ГОД}. \text{руб./авт.} \quad (5.11)$$

Результаты расчетов приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 - Результаты расчета годового экономического эффекта

	Показатели	Единица изм-я	Величина
1	Доходная ставка	руб./км.	30
2	Себестоимость эксплуатации	руб./км.	25
3	Средний простой в ТО и ТР	дн./тыс. км.	0,6
4	Среднегодовой пробег	тыс. км.	105
5	Относительное снижение количества отказов ТА по результатам работы	%	11
6	Доля затрат на ТО и Р в себестоимости эксплуатации	%	15
7	Доля отказов силовых агрегатов	%	37
8	Доля отказов ТА в отказах силовых агрегатов	%	22,59
9	Относительное снижение себестоимости эксплуатации по ТО и ТР	%	0,61
10	Годовое снижение себестоимости эксплуатации от снижения на ТО и ТР	руб./авт.	16 025,62
11	Доля простоев в ТО и Р по отказам силового агрегата	%	44
12	Доля простоев на устранение отказов ТА	%	22,59
13	Относительное снижение простоев в ТО и Р	%	1,11
14	Снижение простоев в ТО и Р	дн./тыс. км.	0,67
15	Годовое снижение простоев в ТО и Р	дн./авт.	70,13
16	Годовое увеличение доходов от ТО и ТР	руб./авт.	3 506,58
17	Годовой экономический эффект от ТО и ТР	руб./авт.	19 532, 2

При изготовлении устройства заменяется штанга форсунки, изготавливаемая на высокоточном токарном станке из титанового сплава ВТ-20 ГОСТ 26492 для сохранения неизменного веса узла. Для проведения работ по доводке и сборке необходимы: токарный и сверлильный станок, верстак с тисками и слесарный инструмент. Персонал – токарь не ниже IV разряда и слесарь III разряда. Затраты на покупные изделия, а также сборочные работы, приведены в таблице 5.3. Затраты приведены с учетом стоимости нормо-часа токарных работ 1000 руб. и слесарных – 800 руб. (на конец 2014 г.).

Таблица 5.3 – Калькуляция себестоимости диагностического устройства топливной аппаратуры дизеля

№ п/п	Наименование	Кол-во	Ед. изм.	Цена, руб.	Сумма, руб.
1	2	3	4	5	6
Затраты на покупные детали					
1.	Форсунка модели 271-273	1	шт.	2100	2100
2.	Цифровой осциллограф с программным обеспечением	1	шт.	20000	20000
3.	Переносной ПК	1	шт.	25000	25000
4.	Инфракрасный светодиод VIR-VM 1331	1	шт.	25	25
5.	Фотодиод BPW-41N	1	шт.	75	75
6.	Строботахометр	1	шт.	760	760
7.	Манометр МП-63	1	шт.	150	150
8.	Датчик давления топлива	1	шт.	5600	5600
9.	Круг титанового сплава Ø 15 мм, l = 110 мм (вес 0,086 кг) марка ВТ-20 ГОСТ 26492	0,087	кг.	2500	217,5
10.	Провод 2х жильный экранированный	3	м.	10	30
11.	Всего:				53957,5
Затраты на работы по доводке и сборке					
12.	Токарные работы	2,5	н/час	1000	2500
13.	Слесарные работы	0,5	н/час	800	400
14.	Всего:				2900
15.	ИТОГО:				56857,5

Таким образом, суммарные затраты на изготовление и сборку и наладку диагностического устройства ТА автотракторного двигателя семейства КАМАЗ-740 составляют 56857,5 рублей. Учитывая, что годовой экономический эффект от использования стенда составляет 19532,2 рублей на 1 единицу сельскохозяйственной техники, окупаемость устройства для диагностирования ТА дизельного двигателя наступает к концу третьего года (через 2 года и 10 месяцев) использования.

5.4 Выводы

1. Разработаны алгоритм и технологический процесс диагностирования ТА автотракторного дизеля с разделённой системой впрыска, практические рекомендации и технология проведения диагностирования для использования в сервисных сельскохозяйственных организациях.

2. Обоснована и рассчитана периодичность проведения диагностирования ТА дизеля по суммарным эксплуатационным затратам в течение всего срока службы двигателя.

3. Проведение диагностирования ТА дизеля с обоснованной периодичностью позволит продлить ресурс и сократить эксплуатационные затраты автотракторного дизеля, получить экономический эффект в размере 19532, 2 рублей на один двигатель в год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Теоретически обосновано диагностирование плунжерных пар ТНВД автотракторного дизеля по перемещению иглы форсунки. Предложена математическая модель изменения давления подачи топлива от перемещения иглы форсунки.

2. Разработано устройство для диагностирования технического состояния плунжерных пар ТНВД топливной аппаратуры автотракторного дизеля, отличающееся блоком регистрации, инфракрасным оптическим датчиком перемещения иглы, встроенным в корпус форсунки. Установлено предельное состояние плунжерных пар ТНВД дизеля КАМАЗ-740.11.240 по максимальному перемещению иглы форсунки диагностического устройства, которое соответствует увеличению радиального зазора плунжерной пары ТНВД и максимальному значению давления подачи топлива.

3. Усовершенствован алгоритм диагностирования ТА дизеля, отличающийся измерением перемещения иглы форсунки (диагностическая операция 2 алгоритма). Обоснована периодичность его использования, что увеличит ресурс автотракторных двигателей на 11%.

4. Проведенный расчет экономического эффекта показал, что устранение неисправностей ТА по результатам диагностирования с обоснованной периодичностью позволит получить экономический эффект в размере 19532,2 рублей на один двигатель в год.

Материалы диссертации внедрены в сельскохозяйственных предприятиях и КФХ Саратовской области: ИП КФХ Яхин М.К.

На основании выполненных исследований сформулированы и обоснованы научные положения, учитывающие фактическое техническое состояние ТА дизеля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Адигамав, Н.Р. Высокоэффективные технологии по модернизации топливных насосов высокого давления автотракторных дизельных двигателей [Текст] / Н.Р. Адигамав, С.Н. Шарифуллин, К.С. Поджарая // Труды ГОСНИТИ. – 2013. – Т. 113. – С. 206-214
2. Антипов, В.В. Износ прецизионных деталей [Текст] / В.В. Антипов. – М.: Колос, 1992. – 232 с.
3. Астанский, Ю.Л. Совершенствование процесса смесеобразования среднеоборотных дизелей форсированием процесса впрыскивания топлива [Текст] / Ю.Л. Астанский // Двигателестроение. – 1990. – № 3. – С. 9-11.
4. Астахов, И.В. Гидравлический расчет и выбор основных параметров топливных систем двигателей с воспламенением от сжатия [Текст] / И.В. Астахов // Исследование рабочего процесса и подачи топлива в быстроходных дизелях. – М.: Машгиз, 1985. – С. 97-103.
5. Астахов, И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях. [Текст] / И.В. Астахов. – М.: Машиностроение, 1972.
6. Астахов, И.В. Топливные системы и экономичность дизелей [Текст] / И.В. Астахов. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
7. Астахов, И.В. Энергетическая характеристика, критерии оценки и выбора параметров рабочего процесса топливной системы дизеля [Текст] / И.В. Астахов // Двигателестроение. – 1998. – № 3. – С. 14-17.
8. Бард, Й. Нелинейное оценивание параметров [Текст]: пер с англ. / Й. Бард; под ред. В.Г. Горского.– М.: Статистика, 1979. – 349 с.
9. Барсуков, С.И. Топливоподающие системы дизелей с электронным управлением. Ч. 1 [Текст] / С.И. Барсуков, В.П. Муравьев, В.В. Бухвалов. – Омск: Зап.-Сиб. кн. изд-во, 1976. – 142 с.
10. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

11. Белов, П.М. Двигатели армейских машин. часть 1 [Текст] / П.М. Белов, В.Р. Бурячко, Е.И. Акатов. – М.: Воениздат, 1992. – 512 с.
12. Бельских, В.И. Справочник по техническому обслуживанию и диагностированию тракторов [Текст] / В.И. Бельских. – М.: Россельхозиздат, 1996. – 400 с.
13. Белявцев, А.В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей [Текст] / А.В. Белявцев, А.С. Процеров. – М.: Росагропромиздат, 1998. – 223 с.
14. Бетин, В.Н. Мобильный стенд для испытания топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст] / В.Н. Бетин, А.В. Неговора, А.Н. Козеев // Сельский механизатор. – 2009. – № 6. – С. 32-33.
15. Бобков, Ю.К. Техническая диагностика двигателей внутреннего сгорания по параметрам рабочих процессов [Текст] / Ю.К. Бобков, Ю.М. Горский, М.А. Чернышев. – М.: ГОСНИТИ, 1983. – 172 с.
16. Буравлев, Ю.В. Устройство, обслуживание и ремонт топливной аппаратуры автомобилей [Текст] / Ю.В. Буравлев, О.А. Мартинов, Е.В. Пленников. – М.: Высш. шк., 1997. – 263 с.
17. Бурячко, В.Р. Силовые установки и системы электрооборудования военной автомобильной техники [Текст] / В.Р. Бурячко. – Л.: ВОЛАТТ, 1998. – 440 с.
18. Бышов Н.В. Вероятностный аспект в практике технической эксплуатации автомобилей. / Н.В. Бышов, С.Н. Борычев, Г.Д. Кокорев, М.Ю. Костенко, Н.А. Костенко, Е.В. Лунин, Г.К. Рембалович, Е.И. Троицкий, И.А. Успенский, И.А. Юхин, А.А. Голиков, С.Н. Гусаров, Е.А. Панкова / Учебное пособие для бакалавров и магистров вузов, обучающихся по направлениям подготовки 190600.62 и 190600.68 - «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» / Рязань, 2015.
19. Бышов Н.В. К выбору показателей эффективности при исследовании и совершенствовании системы технической эксплуатации автомобильного транспорта в сельском хозяйстве / Н.В. Бышов, С.Н. Борычев,

Г.Д. Кокорев, И.А. Успенский, И.А. Юхин, А.А. Голиков / Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2015. № 108. С. 1058-1071.

20. Бышов Н.В. Методы определения рациональной периодичности контроля технического состояния тормозной системы мобильной сельскохозяйственной техники /Бышов Н. В., Борычев С. Н., Успенский И.А., Кокорев Г.Д., Николотов И.Н., Гусаров С.Н., Панкова Е.А.// Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2013. – №02(086). С. 585 – 596. – IDA [article ID]: 0861302041. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2013/02/pdf/41.pdf>

21. Бышов Н.В. Периодичность контроля технического состояния мобильной сельскохозяйственной техники/Н.В. Бышов, С.Н. Борычев, Г.Д. Кокорев и др.//Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. -Краснодар: КубГАУ, 2012. -№07(081). С. 480 -490. -IDA [article ID]: 0811207036. -Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2012/07/pdf/36.pdf>, 0,688 у.п.л., импакт-фактор РИНЦ=0,266

22. Бышов Н.В. Перспективы технической эксплуатации мобильных средств сельскохозяйственного производства. / Н.В. Бышов, С.Н. Борычев, Н.В. Аникин, Г.А. Борисов, А.А. Голиков, И.Н. Кирюшин, Г.Д. Кокорев, С.В. Колупаев, М.Ю. Костенко, А.М. Кравченко, М.Б. Латышенок, С.Д. Полищук, Г.К. Рембалович, А.А. Симдянкин, С.В. Тимохин, И.А. Успенский, А.В. Шемякин, И.А. Юхин / Рязань, 2015.

23. Бышов Н.В. Повышение эффективности технической эксплуатации автомобилей / Н.В. Бышов, С.Н. Борычев, Г.Д. Кокорев, И.А. Успенский, Г.К. Рембалович, И.А. Юхин / Сельский механизатор. 2015. № 7. С. 38-39.

24. Бышов Н.В. Пути совершенствования технического диагностирования автотранспортных средств при их эксплуатации / Н.В.

Бышов, Г.Д. Кокорев, Г.Д. Рембалович, И.А. Успенский / В сборнике: Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей материалы XII Международной научно-практической конференции. 2010. С. 332-334.

25. Васильев, Ю.А. Обоснование и разработка эффективных систем технического диагностирования мобильных машин сельскохозяйственного назначения: дис. ... д-ра техн. наук [Текст]: защищена 16.03.1994: утв. 19.10.1994 / Ю.А. Васильев. – Челябинск, 1994. – 388 с.

26. Вейнблат, М.Х. Снижение дымности отработавших газов форсированного дизеля на режимах холостого хода [Текст] / М.Х. Вейнблат, П.А. Федякин // Двигателестроение. – 1990. – № 11. – С. 8-11.

27. Веников, В.А. Теория подобия и моделирования [Текст] / В.А. Веников, Г.В. Веников. – 3-е изд. – М.: Высш. шк., 1984. – 439 с.

28. Вихерт, М.М. Топливная аппаратура автомобильных дизелей [Текст] / М.М. Вихерт, М.В. Мазинг. – М.: Машиностроение, 1998. – 177 с.

29. Военно-технико-экономическая оценка силовых установок автомобильной техники: методическое пособие [Текст]. – Рязань.: РВВДКУ, 2013. – 115 с.

30. Габитов, И.И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст] / И. И. Габитов, Л. В. Грехов, А. В. Неговора. – М.: Легион-Автодата, 2009. – 248 с.

31. Гергенов, С.М. Топливная аппаратура автомобильных двигателей. Ч. 1. Диагностика топливной аппаратуры дизелей на основе безмоторных методов испытаний: метод. указания к лабораторным работам по дисциплине «Автомобили и двигатели (ч. 3 Автомобильные двигатели)» для специальности 150200 «Автомобили и автомобильное хозяйство» [Текст] / С.М. Гергенов. – Улан-Удэ, 2001.

32. Годунов, Л.Н. Гидродинамические процессы в топливных системах дизелей при двухфазовом состоянии топлива [Текст] / Л.Н. Годунов // Двигателестроение. –1997. – № 1. – С. 32-35.

33. Голубев, И.Г. Инновационные направления развития ремонтно-эксплуатационной базы для сельскохозяйственной техники. / С.А. Соловьев, В.П. Лялякин, С.А. Горячев, З.Н. Мишина, В.С. Герасимов, Р.Ю. Соловьев, В.И. Черноиванов, И.Г. Голубев / Москва, 2014.

34. Голубев, И.Г. Испытание форсунок топливной аппаратуры дизелей на смесевом топливе. / И.Г. Голубев, Н.И. Руденко/ В сборнике: Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве 2010. С. 221-224.

35. Голубев, И.Г. Сокращение парка сельскохозяйственной техники и проблемы их сервиса. / И.Г. Голубев, А.П. Королькова / Труды ГОСНИТИ. 2015. Т. 121. С. 76-79.

36. Голубев, И.Г. Технический сервис - опыт и перспективы развития. / И.Г. Голубев, М.Ю. Конкин, В.Н. Кузьмин/ Научное издание / Министерство сельского хозяйства Российской Федерации, Федеральное государственное бюджетное научное учреждение "Российский научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований по инженерно-техническому обеспечению агропромышленного комплекса". Москва, 2011.

37. Голубков, Л.Н. Метод гидродинамического расчета топливной аппаратуры дизеля с учетом двухфазного состояния топлива [Текст] / Л.Н. Голубков, А.Н. Перепелин // Рабочие процессы в ДВС и их агрегатах: сб. научных трудов МАДИ. – М., 1997. – С. 80-87.

38. Голубков, Л.Н. Уточненный метод и программы гидродинамического расчета топливных систем автотракторных дизелей [Текст] / Л.Н. Голубков. – М.: МАДИ, 1995. – 348 с.

39. Гольверк, О.А. Исследование эксплуатационной надежности топливной аппаратуры тракторов Т-74 [Текст] / О.А. Гольверк, В.Д. Бойко //

Механизация и электрификация сельского хозяйства: республ. межвед. тематич. науч.-техн. сб. – 1991. – Вып. № 15. – С. 55-60.

40. ГОСТ 14228-80. Дизели и газовые двигатели автоматизированные [Текст]. – Введ. 1982-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 60 с.

41. ГОСТ 21393-75. Автомобили с дизелями. Дымность отработавших газов. Нормы и методы измерения. Требования безопасности. [Текст]. – Введ. 1975 – М.: Изд-во стандартов, 1975. – 75 с.

42. Горелик, Г.Б. Разработка уточненной математической модели топлива впрыскивающей аппаратуры дизелей [Текст] / Г.Б. Горелик, Н.Х. Дьяченко, Б.П. Пугачев. – Л.: ЛПИ, 1998. № 297. – С. 15-27.

43. Грехов, Л.В. Диагностирование топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст] / Л.В. Грехов, И.И. Габитов, А.В. Неговора // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: материалы Междунар. науч.-техн. конф., посв. 100-летию И.И. Вибера. 23-25 апреля 2003 г. – Челябинск: ЮУрГУ, 2003. – С. 118–125.

44. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением: учеб.-практ. пособие. [Текст] / Л.В. Грехов. – М.: Легион-Автодата, 2009.– 176 с.

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

46. Гришпан, А.З. Оптимизация параметров впрыскивания топлива и расчет основных конструктивных элементов топливной аппаратуры дизелей [Текст] / А.З. Гришпан, С.А. Романов // Двигателестроение. – 1999. – № 10. – С. 18-21.

47. Данилов, И.К. Разработка математической модели ТНВД ДВС КАМАЗ-740.11.240 для проектирования и расчета гидравлических систем [Текст] / И.К. Данилов, А.В. Марусин, А.В. Марусин // В мире научных

открытий. Красноярск: Научно-инновационный центр, 2015. – № 8 (68). – С. 125-133.

48. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1998. – 455 с.

49. Денисов, А.С. Влияние периодичности профилактики на надёжность автомобилей [Текст] / А.С. Денисов, В.Н. Басков, В.П. Захаров // Автотранспортное предприятие. – 2011. – № 1. – С. 51-52.

50. Денисов, А.С. Изменение параметров моторного масла в процессе эксплуатации автомобилей [Текст] / А.С. Денисов, В.Н. Басков, А.О. Носов // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: сб. науч. статей. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2011. – С. 19-22.

51. Денисов, А.С. Обеспечение надёжности автотракторных двигателей [Текст] / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2007. – 422 с.

52. Денисов, А.С. Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей [Текст] / А.С. Денисов. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 1999. – 352 с.

53. Денисов, А.С. Практикум по технической эксплуатации автомобилей: учеб. пособие для студ. учреждений высш. проф. обр. [Текст] / А.С. Денисов, А.С. Гребенников. – М.: Академия, 2010. – 272 с.

54. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей Prof. Dr. Franz X. Moser; AVL List GmbH. www.avl.com

55. Дьяченко, Н.Х. К математическому исследованию процесса впрыска в дизелях с помощью ЭВМ [Текст] / Н.Х. Дьяченко, Б.П. Пугачев. – Л.: ЛПИ, 1967. – № 249.

56. Ждановский, Н.С. Диагностика автотракторных двигателей [Текст] / Н.С. Ждановский. – Л.: Колос, 1977. – 264 с.

57. Ждановский, Н.С. Надежность и долговечность автотракторных дизелей [Текст] / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко. – Л.: Колос, 1981. – 296 с.
58. Забродский, В.М. Повышение безотказности работы тракторов [Текст] / В.М. Забродский, Г.Е. Топилин, С.Г. Стопалов. – Киев: Урожай, 1995. – 272 с.
59. Звонов, В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В.А. Звонов – М.: Машиностроение, 1981. – С. 160.
60. Инструкция по оценке экономической эффективности создания и использования диагностических средств [Текст] / под ред. И.М. Юрковского. – М.: ГОСНИТИ, 1998. – 81 с.
61. Казарцев, В.И. Ремонт машин (тракторов, автомобилей, сельскохозяйственных машин) [Текст] / В.И. Казарцев. – М.: Госсельхозиздат, 1999. – 696 с.
62. Карунин, А.Л. Повышение эффективности многоцелевой автомобильной техники при использовании альтернативных видов топлива: автореф. дис.... д-ра техн. наук [Текст] / А.Л. Карунин. – М.: НАТИ, 1999.
63. Кислов, В.Г. Конструирование и производство топливной аппаратуры [Текст] / В.Г. Кислов, Э.И. Кошман, В.Я. Попов. – М.: Машиностроение, 1991. – 263 с.
64. Ковалевский, Б.Г. Влияние износов прецизионных пар на показатели работы топливного насоса в режимах неустановившихся нагрузок: дис. ... канд. техн. наук [Текст]: защищена 18.04.1984: утв. 25.10.1984 / Б.Г. Ковалевский. – М., 1984. – 191 с.
65. Колчин, А.В. Новые средства и методы диагностирования автотракторных двигателей [Текст] / А.В. Колчин, Ю.К. Бобков. – М.: Колос, 1992. – 111 с.
66. Кокорев, Г.Д. Классификация методов построения алгоритмов поиска неисправностей / И.А. Успенский, Г.Д. Кокорев, С.Н. Гусаров / В сборнике: Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы

Международная конференция. Редколлегия: Столяров А.В. (отв. ред.), редакторы: Сенин П.В., Котин А.В., Иншаков А.П., Водяков В.Н., Савельев А.П., Левцев А.П., Наумкин Н.И., Чаткин М.Н., Комаров В.А., Ионов П.А.. 2014. С. 340-348

67. Кокорев, Г.Д. Место и роль диагностирования при применении системы технического обслуживания автомобильной техники с контролем технического состояния/Г.Д. Кокорев//Материалы XVII международной научно-практической конференции. Под общей редакцией кандидата технических наук, доцента Ш.А. Амирсейидова. – Владимир: ФГБОУ ВО ВлГУ, 2015.-С. 51-55.

68. Кокорев, Г. Д. Методика выбора диагностируемых параметров автомобилей в условиях сельскохозяйственного производства [Электронный ресурс] / Г. Д. Кокорев // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрно- го университета (Научный журнал КубГАУ). – Краснодар: КубГАУ, 2016. – № 117 (03). – С. 793–806. – IDA [article ID]: 0811207036. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2016/03/pdf/52.pdf>.

69. Кокорев, Г.Д. Повышение эффективности системы технической эксплуатации автомобилей в сельском хозяйстве на основе инженерно-кибернетического подхода: дис. ... докт. техн. наук: 05.20.03/Г.Д. Кокорев. - Рязань, 2014. -483 с.

70. Костин, А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации [Текст] / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, М.А. Кочинев. – М.: Машиностроение, 1987. – 278 с.

71. Крутов, В.И. Топливная аппаратура автотракторных двигателей [Текст] / В.И. Крутов, В.Е. Горбаневский, В.Г. Кислов. – М.: Машиностроение, 1985. – 208 с.

72. Крюченков, В.В. Указатель средств измерений, испытаний, контроля и диагностики, применяемых при техническом обслуживании и

ремонте сельскохозяйственной техники [Текст] / В.В. Крючков, Н.Б. Иванов, Л.С. Казуро. – М.: ГОСНИТИ, 1989. – 116 с.

73. Кудрин, А.И. Диагностирование технического состояния топливной аппаратуры дизельных двигателей методом осциллографирования давления топлива: дис. ... канд. техн. наук [Текст]: защищена 28.04.1974 / А.И. Кудрин. – Челябинск, 1974. – 189 с.

74. Кудрин, А.И. К вопросу о диагностировании топливной аппаратуры дизелей [Текст] / А.И. Кудрин; ЧПИ. – Челябинск, 1974. – Т. 106. – С. 51-57.

75. Кузнецов, А.С. Техническое обслуживание и диагностика двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.С. Кузнецов. – М., Академия, 2013. – 80 с.

76. Кутовой, В.А. Впрыск топлива в дизелях [Текст] / В.А. Кутовой. – М.: Машиностроение, 1981. – С. 246.

77. Левин, М.И. Теоретическое и экспериментальное исследование дизеля как объекта автоматизации: автореф. дис. ... д-ра техн. наук [Текст] / М.И. Левин. – Спец. 05.04.02 – тепловые двигатели. – Л.: ЛКИ, 1969. – 47 с.

78. Лепешкин, Д.И. Проблемы разработки автоматизированной системы диагностирования топливоподающей аппаратуры [Текст] / Д.И. Лепешкин, А.Л. Иванов // Вестник СибАДИ. – Вып. 4 (32). – Омск, 2013. – С. 7-17.

79. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. – Кн. 1. Теория рабочих процессов [Текст] / В.Н. Луканин. – М.: Высш. шк., 1995. – 368 с.

80. Льюинг, Л. Идентификация систем. Теория пользователя: пер. с англ. / под ред. Я.З. Цыпкина. – М.: Наука. Гл. ред. физ.- мат. лит., 1991. – 432 с.

81. Лысенко, А.А. Исследование статических и динамических характеристик САРС дизелей с регуляторами различных типов: отчет по НИР [Текст] / А.А. Лысенко, П.А. Ватин, А.М. Сычев. – № Гос. рег. 81090103. 1987. – 132 с.

82. Лышевский, А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях [Текст] / А.С. Лышевский. – Л.: Судостроение, 1971. – 100 с.

83. Лышевский, А.С. Системы питания дизелей [Текст] / А.С. Лышевский. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.

84. Марков, В.А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей [Текст] / В.А. Марков, В.Г. Кислов, В.А. Хватов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 162 с.

85. Марусин, А.В. Математическая модель процессов в плунжерной паре топливного насоса высокого давления дизеля [Текст] / А.В. Марусин, А.М. Сычёв, И.К. Данилов // Вестник СГТУ. – 2013.– Вып. 2. – № 2 (71). – С. 53-56.

86. Марусин А.В. Моделирование процессов встроенной системы технической диагностики транспортного средства [Текст] / А.В. Марусин, А.М. Сычёв, И.К. Данилов // Вестник СГТУ, Выпуск 2, №2 (71). – Саратов.: СГТУ, 2013. – 57–60 С.

87. Марусин, А.В. Решение обратной задачи моделирования динамики движения массы, подвешенной на пружине в SIMULINK / А.В. Марусин, А.М. Сычёв // Проблемы управления, обработки и передачи информации (АТМ-2013): сб. тр. III Междунар. науч. конф.: в 2 т. / СГТУ. Саратов, 2013. Т. 1. С. 167-171.

88. Марусин, А.В. Элементы алгоритмов встроенной системы технической диагностики дизеля транспортного средства с электрической силовой передачей [Текст] / А.В. Марусин, А.М. Сычёв, И.К. Данилов // Саратов: Буква, 2013. – С. 114-119.

89. Методы определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений [Текст]: – М.: ВАСХНИЛ, 1980. – 116 с.

90. Мигаль, В.Д. Техническая диагностика автомобилей: в 6 т. [Текст] / В. Д. Мигаль, В. П. Мигаль. – М.: Маска, 2013 – 2864 с.

91. Михлин, В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники [Текст] / В.М. Михлин. – Л.: Колос, 1984. – 335 с.

92. Морозов, В.С. Экспериментальное подтверждение наличия газовой фазы в надплунжерном пространстве ТНВД дизелей во время активного хода плунжера [Текст] / В.С. Морозов // Двигателестроение. – 1987. – № 10 – С. 23-25.

93. Морозов, Ю.В. Линейные уравнения регрессии показателей впрыскивания топлива в дизелях [Текст] / Ю.В. Морозов // Двигателестроение. – 1988. – № 2. – С. 11-14.

94. Мруз, В.В. Повышение безотказности прецизионных деталей топливной аппаратуры: дис. ... канд. техн. наук [Текст]: защищена 12.02.2003: утв. 2.09.2003 / В.В. Мруз. – М., 2003. – 166 с.

95. Надежность и долговечность машин [Текст] / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский, А.К. Караулов. – Киев: Техніка, 1975. – 408 с.

96. Накоряков, В.Е. Волновая динамика газо– и паровоздушных сред [Текст] / В.Е. Накоряков, Б.Г. Покусаев, И.Р. Шрейбер. – М.: Энергия, 1990.

97. Николаенко, А.В. Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей [Текст] / А.В. Николаенко. – Л.: Колос, 1982. – 257 с.

98. Николаенко, А.В. Комплексное влияние регулировочных параметров топливной аппаратуры и основные показатели работы тракторных дизелей [Текст] / А.В. Николаенко // Двигателестроение. – 1990. – № 4. – С. 28-30.

99. Новосадов, С.Ю. Метод корректирования топливоподачи дизелей военной автомобильной техники: дис. ... канд. техн. наук [Текст]: защищена 14.07.2001: утв. 25.09.2001 / С.Ю. Новосадов. – Рязань, РВАИ 2001. – 184 с.

100. Обоснование параметров состояния прецизионных пар рядных топливных насосов: отчет о НИР [Текст] / ГОСНИТИ; рук. В.И. Бельских. Б571608 ГОСНИТИ, 1986. – 64 с.

101. Окинъ, Г.Д. Исследования комплексной диагностики двигателей тракторов «Кировец»: дис. ... канд. техн. наук [Текст]: защищена 14.02.1997: утв. 25.09.1997 / Г.Д. Окинъ. – Л.: Пушкин, 1997.– 183 с.

102. Основы теории и конструкции двигателей: учеб. пособие [Текст]. Ч. 1 / Л.С. Литовченко, В.Н. Шапран, М.Х. Абелян. – Рязань, 2012.

103. ОСТ 37.01.234–81. Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы измерений [Текст]. – Введ. 1981 г. – М.: Изд-во стандартов, 1981.

104. Оценка работоспособности образцов вооружения и военной техники Сухопутных Войск по опыту Чеченского конфликта и разработка предложений по устранению выявленных недостатков: отчет НТК СВ [Текст]. – М., 1996. – 175 с.

105. Перепелин, А.П. Расчет процесса впрыскивания топлива при наличии кавитации в топливопроводе высокого давления [Текст] / А.П. Перепелин, В.И. Алексеев // Двигателестроение. – 1987. – № 7. – С. 26-38.

106. Петровский, Д.И. Методологические и теоретические предпосылки совершенствования методов диагностирования дизельной топливной аппаратуры [Текст] / Д.И. Петровский // Материалы международной научно-технической конференции. Научные проблемы и перспективы развития, ремонта, обслуживания машин и восстановления деталей. – М.: ГНУ ГОСНИТИ, 2003. – С. 68-69.

107. Пинский, Ф.И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания [Текст] / Ф.И. Пинский, Р.И. Давтян, Б.Я. Черняк. – М.: Легион-Автодата, 2001. – 136 с.

108. Повышение готовности к использованию по назначению мобильной сельскохозяйственной техники совершенствованием системы диагностирования: монография. Бышов Н.В., Борычев С.Н., Успенский И.А., Кокорев Г.Д., Юхин И.А., Жуков К.А., Гусаров С.Н.-Рязань: ФГБОУ ВПО РГАТУ, 2013. -187 с.: ил., табл.-Библиогр: с. 174-187 (161 назв.). -ISBN 978-5-98660-121-2. Шифр 13-4118

109. Попов, А.С. Проблемы и технические решения использования высокопроизводительной транспортной сельскохозяйственной техники / А.С.

Попов, И.А. Юхин, И.А. Успенский, В.А. Ксендзов, А.А. Симдянкин, Г.Д. Кокорев, А.М. Кравченко, А.В. Шемякин, М.Б. Угланов / Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2015. № 114. С. 949-974.

110. Рокош Уве. Бортовая диагностика [Текст] / Рокош Уве. – М.: За рулем, 2013. – 224 с.

111. Русинов, Р.В. Обобщение опыта создания прогрессивных конструкций топливной аппаратуры для форсирования дизелей: автореф. дис. ... д-ра техн. наук [Текст] / Р.В. Русинов. – Л.: ЛПИ, 1982.

112. Свиридов, Ю.Б. Топливо и топливоподача автомобильных дизелей [Текст] / Ю.Б. Свиридов – Л.: Машиностроение, 1979. – С. 248.

113. Свиридов, А.В. Улучшение эксплуатационных характеристик дизелей ВАТ: дис. ... канд. техн. наук [Текст]: защищена 28.05.1998: утв. 26.11.1998 / А.В. Свиридов. – Рязань: РВАИ, 1998. – 196 с.

114. Семенов, Б.Н. Задачи повышения топливной экономичности дизелей и пути их решения [Текст] / Б.Н. Семенов, Н.Н. Иванченко // Двигателестроение. –1990. – № 11. – С. 3-7.

115. Сергеев, А.В. Точность и достоверность диагностики автомобиля [Текст] / А.В. Сергеев. – М.: Транспорт, 1980. – 192 с.

116. Система впрыскивания фирмы BOSCH для дизелей [Текст] / Роберт Бош. ГмбХ. Производственный отдел № 5. – Штутгарт, 1988. – 143 с.

117. Снижение токсичности отработавших газов и создание специальных устройств в конструкции автомобилей, обеспечивающих полноту сгорания топлива: Отчет о НИР (заключит.) [Текст] / РВВДКУ. – Рязань, 2011. –168 с.

118. Создание стенда с АВМ для исследования динамических параметров регуляторов скорости непрямого действия: отчет по НИР [Текст] / Кофман Е.М., Лысенко А.А., Сычев А.М. и др. № Гос. рег. 286007034. Инф. карта 20.12.85

119. Тастанбеков, Т.Х. Диагностика топливной аппаратуры автомобильных дизелей по использованию давления топлива в нагнетательной магистрали: автореф. дис. ... канд. техн. наук [Текст] / Т.Х. Тастанбеков. – М., 1984. – 19 с.

120. Техническое диагностирование дизелей автомобильной техники: практическое руководство [Текст]. – М.: Воениздат, 1985. – 158 с.

121. Топливные системы и экономичность дизелей [Текст] / под ред. И.В. Астахова. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

122. Трусов, В.Д. Форсунки автотракторных дизелей [Текст] / В.Д. Трусов, В.П. Дмитриенко, Г.Д. Масляный. – М.: Машиностроение, 1977.

123. Успенский, И.А. Место и роль диагностирования в системе технической эксплуатации мобильного транспорта в сельском хозяйстве / Г.Д. Кокорев, И.А. Успенский, С.Н. Гусаров / В сборнике: Научное обеспечение развития АПК в условиях реформирования сборник научных трудов Международной научно-практической конференции. 2013. С. 333-336.

124. Успенский, И.А. Некоторые аспекты повышения эффективности технической эксплуатации автомобильного транспорта в сельском хозяйстве / Г.Д. Кокорев, И.Н. Николотов, И.А. Успенский / В сборнике: Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей материалы XII Международной научно-практической конференции. 2010. С. 335-337.

125. Успенский И.А. Основные принципы диагностирования МСХТ с использованием современного диагностического оборудования / И.А. Успенский, П.С. Синицин, Г.Д. Кокорев // Сборник научных работ студентов РГАТУ. Материалы научно-практической конференции. – Рязань. 2011, 1 том. – С. 263–269.

126. Успенский, И.А. Основы проектирования вспомогательных технологических процессов технического обслуживания и ремонта автотранспорта, сельскохозяйственных, дорожных и специальных машин / И.А.

Успенский, Г.Д. Кокорев, Г.К. Рембалович, Е.В. Лунин, И.А. Юхин, Д.Н. Бышов, А.А. Голиков, С.В. Колупаев/ Учебное пособие для дипломного и курсового проектирования по дисциплине «Технологические процессы технического обслуживания и ремонта ТнТТМО» для студентов направления подготовки: 190600 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» / Рязань, 2014.

127. Успенский, И.А. Применение случайных процессов для определения технического состояния автомобилей в сельском хозяйстве при диагностировании / И.А. Успенский, Г.Д. Кокорев, С.Н. Гусаров / В сборнике: Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств. Материалы XVI Международной научно-практической конференции. 2014. С. 121-125.

128. Успенский И.А. Разработка теоретических положений по распознаванию класса технического состояния техники /И.А. Успенский, Г.Д. Кокорев, И.Н. Николотов, С.Н. Гусаров//Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств. Материалы XV Международной научно-практической конференции 20-22 ноября 2013 г., Владимир, под общ. ред. А.Г. Кириллова -Владимир: ВлГУ, 2013. -С. 110-114 (222 с.)

129. Успенский, И.А. Способы прогнозирования технического состояния мобильной сельскохозяйственной техники / Г.Д. Кокорев, И.А. Успенский / в сборнике: СБОРНИК НАУЧНЫХ РАБОТ СТУДЕНТОВ РЯЗАНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО АГРОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА ИМЕНИ П.А. КОСТЫЧЕВА По материалам научно-практической конференции "Инновационные направления и методы реализации научных исследований в АПК". 2012. С. 64-67.

130. Файнлейб, Б.Н. Особенности дозирования топлива в высокооборотных дизелях [Текст] / Б.Н. Файнлейб, Ф.А. Кузнецов, В.И. Афанасьев // Автомобильная промышленность. – 1986. – № 5 – С. 7.

131. Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Справочник [Текст] / Б.Н. Файнлейб. – М.: Машиностроение, 1990.

132. Файнлейб, Б.Н. Уточненный метод гидродинамического расчета процесса топливоподачи в автотракторных дизелях [Текст] / Б.Н. Файнлейб, Е.Е. Квасцов, Р.И. Миронова // Двигателестроение. – 1990. – №10. – С. 7-10.

133. Хачиян, А.С. Аккумуляторная топливная система с электроуправляемыми гидроприводными насос-форсунками нового поколения [Текст] / А.С. Хачиян, С.Н. Алексеев, А.Б. Алексеев // Перспективы развития поршневых двигателей в XXI веке: сб. науч. тр МАДИ (ГТУ). – М., 2002. – С. 73-86.

134. Храпов, Ю.Н. Диагностика современного автомобиля. / Ю.Н. Храпов, И.А. Успенский, Г.Д. Кокорев, С.Д. Полищук, М.Ю. Костенко, А.В. Шемякин, И.А. Юхин, С.В. Колупаев, П.С. Сеницин, В.В. Салтан, О.В. Филюшин, В.А. Шафоростов, С.Н. Гусаров / Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. 2016. № 118. С. 1001-1025.

135. Шапран, В.Н. Изменение параметров смесеобразования дизелей в процессе эксплуатации [Текст] / В.Н. Шапран, А.Н. Патрин. // Тез. докл. 23-й науч.-метод. конф. Ряз. высш. воен. авт. инж. училища. – Рязань, 1993.

136. Шапран, В.Н. Критерии оценки систем топливоподачи [Текст] / В.Н. Шапран, А.Н. Патрин. // Тез. докл. 25-й науч.-метод. конф. Воен. авт. ин-та. – Рязань, 1995.

137. Шапран, В.Н. Приёмистость дизеля с газотурбинным наддувом и её повышение: дис. ... канд. техн. наук [Текст]: защищена 10.04.1987: утв. 12.11.1987 / В.Н. Шапран. – Л.: Военная академия тыла и транспорта, 1987. – 196 с.

138. Эфрос, В.В. Влияние эксплуатационных факторов на изменение регулировочных параметров топливной аппаратуры тракторных дизелей [Текст] / В.В. Эфрос, Ш.В. Саидов // Двигателестроение. – 1989. – № 9. – С. 34-36.

139. AVL: control moteur Diesel [Text] // L Argus de J Futomobile et des Locomotion. – 1989. – № 3128. – P. 21-23.

140. Brady, R.N. Diesel Fuel Systems [Text] / R.N. Brady// Preston Publishing Incorporated, 1991. – P. 564.

141. Bryzik, W. Relationships between exhaust smoke emissions and operating variables engines [Text] / W. Bryzik, C. Smith. "SAE Preprint", 1987, № 770718. – P. 14-23.

142. Chmela F., Jager P., Herzog P., Wiebeleit F. // Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung, MTZ 60, 552 – 558, 1999.

143. Dohle U., Durnholtz M., Kampmann S., Hammer J., Hinrichsen C. // 4th Generation Diesel Common Rail Injection System for Future Emission Legislation. F2004V217, FISITA World Automotive Congress, Barselona, 2004.

144. Garret, K. Reducing diesel exhaust gas odour [Text] /K. Garret // Automotive Engineer. – 1987. – № 3. – P. 41-42.

145. Greeues, G. Origins of hydrocarbon emissions from diesel engines [Text] / G. Greeues, I. Khan, C. Wang, I. Fenne // SAE Preprint. 1987. № 770259. – P. 1-12.

146. <https://atlib.ru/blog/189-remont-i-nastrojka-regulyatorov-rq-na-tnvd-kamaz/> / 2015-08-12

147. <http://dizelexpert.ru/neispravnosti-tnvd.html> / 2015-08-10

148. <http://dizelexpert.ru/plunjernaya-para-tnvd.html> / 2015-08-07

149. <http://dizel54.ru/remont/remont-tnvd.html> / 2015-08-14

150. <http://diesel73.ru/tnvd.html> / 2015-08-06

151. <http://docs.cntd.ru/document/1200063396> /2015-08-10

152. <http://dvigatel-cummins.ru/remont/prichiny-neispravnostej-i-remont-tnvd-marki-cummins.html> / 2015-08-05

153. http://gruzovik-d.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=1750:kamaz-regylirovka-toplivnogo-nasosa-vysokogo-davleniia&catid=31:kamaz&Itemid=46 / 2015-08-13

154. http://library.by/portalus/modules/motors/readme.php?subaction=showfull&id=1253196468&archive=&start_from=&ucat=18& / 2015-08-13
155. http://minese.ucoz.ru/news/tekhnicheskie_kharakteristiki_dvigatelja_ka_maz/ 2015-04-20-107
156. <http://stroy-technics.ru/article/naznachenie-ustroistvo-i-rabota-sistemy-pitaniya-toplivom/> / 2015-08-12
157. <http://technomag.edu.ru/doc/453572.html> / 2015-08-13
158. <http://www.autoopt.ru/articles/products/5528467/> 2015-08-12
159. http://www.autosnabcentr.ru/740-in/proverka_i_reg_tnvd/ / 2015-10-12
160. <http://www.edial.ru/articles/diesel-injection-pump-troubleshooting.html> / 2015-08-14
161. <http://www.edial.ru/articles/edial-sposobi%20diag%20diz%20dvig.html/> 2016-08-02
162. <http://www.edial.ru/equipment/mta.html> / 2016-08-02
163. <http://www.exstrim-bog.ru/index.php?name=pages&op=view&id=313/> /2015-08-04
164. http://www.filavto-engels.ru/Neispravnosti_forsunok,_nagnetatelnyh_toplivoprovodov_i_ih_prichiny.htm / 2015-08-13
165. <http://www.remkam.ru/red60-5/> 2015-07-28
166. <http://www.statsoft.ru/home/textbook/modules/stnonlin.html> / 2016-02-16
167. <http://www.tnvd62.ru/remont-tnvd.php> / 2015-08-07
168. http://www.vsdi.ru/neispravnosti_tnvd_i_pri/ / 2015-08-13
169. <http://xn-----sbfkccucpkracijq8iofobm.xn---p1ai/> 2015-08-11
170. Kuman, K. A. Fuel Difference Scheme for the simulation of Fuel injection system [Text] / K. Kuman, R.R. Gaur, R.D. Carg // SAE Techn.Pap.Sen. – 1993. № 83137 – P. 235-238.

171. Murayma, T. A study ou the reduction of Nox in diesel engine by use of lighter fuel [Text] / T. Murayma, M. Tsukahara // Bull. JSME, 2010, Vol. 20, № 150. – P. 13–21.
172. MTZ extra 03.2008. “150 Years of Rudolf Diesel” 80pp.
173. Noglin, Y. A. Model for Fuel Injection System of Diesel Engine [Text] / Y. Noglin, Z. Meiling, Z. Zongjee // University, Scientific and Technology, 1988. – V 16. – № 5.
174. Szekelly, G.A., A Two-Stage Heat-release Model for Diesel Engines [Text] / G.A. Szekelly, A.C. Alkidas // SAE Paper, 1986. – № 861272.
175. The upcoming generation of common rail injection systems for large bore engines from L'ORANGE GMBH. Design, Application, Performance and Emissions Of Modern Internal Combustion Engine Systems and Components / R. Jorach, H. Ressel, W. Scheibe, R. Prillwitz, L. Bakaj / ICE. Vol. 39. ASME 2002. Pp. 17-27.
176. Walkden, A.J. Characteristics of higt flux sprays from colliding water jits [Text] / A.J. Walkden, R.C. Kell // Transaction of the Institute Chemical Engineers. – Vol. 47. – 1969. – № 2. – P. 36-42.

ПРИЛОЖЕНИЕ «А»

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 152362

**ФОРСУНКА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ**

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А." (СГТУ имени Гагарина Ю.А.) (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2014130782

Приоритет полезной модели 24 июля 2014 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 28 апреля 2015 г.

Срок действия патента истекает 24 июля 2024 г.

*Врио руководителя Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Л.Л. Кирий



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(19) RU⁽¹¹⁾152362⁽¹³⁾ U1(51) МПК
F02M47/00 (2006.01)

(12) ПАТЕНТ НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

Статус: по данным на 17.08.2015 - действует
Проплата: учтена за 2 год с 25.07.2015 по 24.07.2016

(21), (22) Заявка: 2014130782/06, 24.07.2014

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
24.07.2014

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 24.07.2014

(45) Опубликовано: 27.05.2015

Адрес для переписки:

410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77, СГТУ
имени Гагарина Ю.А., патентно-лицензионный
отдел ЦТТ

(72) Автор(ы):

Данилов Игорь Кеворкович (RU),
Марусин Александр Вячеславович (RU),
Марусин Алексей Вячеславович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
"Саратовский государственный
технический университет имени Гагарина
Ю.А." (СГТУ имени Гагарина Ю.А.) (RU)

(54) ФОРСУНКА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Формула полезной модели

Форсунка дизельного двигателя внутреннего сгорания, содержащая корпус с датчиком перемещения иглы, в котором установлены штуцер с щелевым фильтром, пружина с регулировочными шайбами, опирающаяся на штангу форсунки, проставка с направляющими штифтами, игла, расположенная в корпусе распылителя, отличающаяся тем, что датчик перемещения иглы выполнен в виде оптической пары - излучатель и приемник, установленные в теле корпуса форсунки, в верхней его части между штуцером и дренажной магистралью, при этом штанга форсунки выполнена со штоком.

ПРИЛОЖЕНИЕ «Б»



АКТ

о внедрении (использовании) результатов
кандидатской диссертационной работы
Марусина Александра Вячеславовича

Комиссия в составе:

Председатель: Губина И.К. Яхин М.К. Яхин Миря Константинович

Члены комиссии: Д.Т.Ч. зав. кафедр АВД СГТУ имени Гагарина Ю.А. Данилов И.К.
аспирант кафедр АВД СГТУ имени Гагарина Ю.А. Марусин А.В.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы
Совершенствование Диагностирования муфтачных пар ТНВД автотракторных Двигателей

представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук,
использованы в эксплуатационной деятельности И.П. Губина И.К. Яхин М.К.
для повышения эксплуатационных показателей подвижного состава. При этом
использованы:

1. Методика проведения диагностирования топливной аппаратуры дизелей автотракторных средств с разделённым впрыском топлива;
2. Устройство диагностики, алгоритм и периодичность диагностирования топливной аппаратуры дизелей семейства КАМАЗ 740

Использование указанных результатов позволяет:

повысить ресурс силовых агрегатов и узлов топливной аппаратуры на 11%,
сократить количество простоев в ремонте и снизить эксплуатационные
затраты.

Председатель комиссии: Яхин / Яхин МК /

Члены комиссии: Данилов / Данилов И.К. /

Марусин / Марусин А.В. /