

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САРАТОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ГАГАРИНА Ю.А.»**

На правах рукописи



Данилов Юрий Игоревич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ
ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АВТОТРАКТОРНЫХ
ДИЗЕЛЕЙ ПО ТЕМПЕРАТУРЕ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ**

Специальность 05.20.03 – Технологии и средства технического
обслуживания в сельском хозяйстве

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор Денисов А.С.

Саратов - 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Состояние вопроса и задачи исследования	10
1.1 Анализ методов диагностирования технического состояния автотракторных двигателей в России и за рубежом	10
1.2 Анализ параметров диагностирования цилиндропоршневой группы	18
1.3 Выводы и задачи исследования	37
2 Теоретическое обоснование совершенствования диагностирования цилиндропоршневой группы автомобильных двигателей сельскохозяйственного назначения	38
2.1 Аналитическое исследование зависимости температуры камеры сгорания от износа сопряжений цилиндропоршневой группы	38
2.2 Анализ процессов сгорания, происходящих в цилиндропоршневой группе дизельных ДВС	42
2.3 Построение алгоритма расчета процесса сжатия с использованием ЭВМ (программного комплекса)	57
2.4 Выводы	63
3 Методика экспериментального исследования	64
3.1 Схема общей методики исследования	64
3.2 Оценка влияния герметичности камеры сгорания на температурный режим ДВС	68
3.3 Выводы	75
4 Разработка средства диагностирования ДВС	77
4.1 Разработка устройства диагностики цилиндропоршневой группы ДВС	77
4.2 Обоснование зависимости диагностического параметра – температуры в камере сгорания от структурного – износа гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца	80

4.3 Выводы	84
5 Анализ результатов экспериментальных исследований	85
5.1 Усовершенствование алгоритма и технологического процесса диагностирования ДВС КамАЗ-740.11-240	85
5.2 Расчет периодичности диагностирований автотракторных ДВС и ее влияние на ресурс	90
5.3 Рекомендуемая периодичность диагностирований ДВС с учетом расчета суммарных удельных эксплуатационных затрат	93
5.4 Экономическая эффективность результатов исследования	96
5.5 Выводы	99
Заключение	101
Список литературы	103
Приложение А	115
Приложение Б	116
Приложение В	117

ВВЕДЕНИЕ

В сельском хозяйстве наметилось старение подвижного состава автотранспортной техники и сельскохозяйственных машин, объясняемая общим состоянием экономики страны. Затраты фермерских хозяйств и сельхозпроизводителей на поддержание работоспособности парка сельскохозяйственной техники и установленных на нее двигателей в некоторых случаях превышают стоимость закупки новых агрегатов, достигая при этом 12...15% себестоимости сельскохозяйственной продукции. Из этих расходов до 23% приходятся на их технические обслуживания (ТО) и ремонты. При этом ремонтные предприятия сталкиваются с фактами попадания агрегатов и двигателей в капитальный ремонт (КР) с не использованным на 28...35% ресурсом, что обусловлено игнорированием своевременного выявления неисправностей диагностированием технического состояния и недостатками планово-предупредительной системы ТО и ремонта.

Разработке вопроса обеспечения работоспособности сельскохозяйственных машин и их агрегатов, обслуживающей автотракторной техники с использованием диагностирования посвящены работы Ф.Н. Авдонькина, Н.В. Бышова, С.Н. Борычева, Д.С. Буклагина, И.Г. Голубева, А.Л. Горелика, В.Я. Гольяпина, Ю.А. Гурьянова, И.К. Данилова, А.С. Денисова, И.Г. Дынга, Ю.И. Журавлева, Г.С. Игнатьева, А.П. Картошкина, И.И. Курбакова, Г.Д. Кокорева, В.Е. Колпакова, Р.А. Макарова, В.М. Михлина, В.В. Никифорова, Н.С. Пасечникова, В.Г. Рацбаума, Л.В. Тишкина, Т.Ю. Саловой, А.А. Симдянкина, А.В. Соколова, И.П. Терских, И.А. Успенского, В.Ф. Федоренко, С.Ф. Цвида, В.А. Чечета, В.В. Шварца и других ученых.

Тягово-экономические показатели ДВС определяются эффективным функционированием механизмов и систем: кривошипно-шатунного механизма (КШМ), цилиндропоршневой группы (ЦПГ), систем смазки,

питания, газораспределения. Высокий коэффициент вариации неисправностей и несоответствие показателей технического состояния этих систем и механизмов [56, 57] требуемым значениям нормативов предполагает индивидуальный подход к диагностированию технического состояния автотракторных ДВС с обоснованной периодичностью. Действующая в планово-предупредительной системе методология профилактических, контрольных, регулировочных, ремонтных и восстановительных работ, предусматривает соответствие структурных и диагностических параметров ДВС и привязку к регламентированным нормативам, что приводит к потере потенциальных возможностей как при индивидуальном подходе к восстановлению ресурса агрегата и, в частности, двигателя сельхозмашины, автотракторной техники.

Степень разработанности темы исследования. Закономерность повторяющихся отказов предполагает возможность планирования технических воздействий ТР по результатам комплексной оценки ДВС – диагностированию механизмов и систем с обоснованной периодичностью. Поэтому, повышение эффективности технической эксплуатации ДВС, заключающейся в комплексной оценке механизмов и систем ДВС по результатам диагностирования с обоснованной периодичностью позволит снизить затраты на ТР и общие затраты за весь срок службы ДВС.

Необходима разработка новых подходов оценки технического состояния автотракторных ДВС для сокращения эксплуатационных затрат. Об этом свидетельствует и текст Указа Президента Российской Федерации № 899 от 07.07.2011 «Об утверждении приоритетных направлений развития науки, технологий и техники в Российской Федерации».

Совершенствование диагностики ЦПГ ДВС позволит рационально использовать ресурсы эксплуатирующих технику предприятий: уменьшить затраты труда, времени и материальных средств.

Диссертационная работа выполнена по программе основных научных направлений ФГБОУ ВО «СГТУ имени Гагарина Ю.А.» – 12В

«Разработка научных основ конструирования, технологий перевозок, обеспечения надежности и безопасности автотранспортных средств, строительных и дорожных машин».

Цель работы – обеспечение работоспособности дизельного двигателя по результатам диагностирования.

Задачи исследования:

1. Теоретически обосновать способ диагностирования ЦПГ по температуре в камере сгорания ДВС.
2. Разработать устройство для диагностирования ЦПГ по температуре в камере сгорания.
3. Провести экспериментальные исследования диагностического устройства с обоснованием периодичности его использования.
4. Определить экономический эффект предлагаемых разработок.

Объект исследования – цилиндропоршневая группа двигателя внутреннего сгорания.

Предмет исследования – изменения температуры в камере сгорания двигателя внутреннего сгорания в процессе эксплуатации.

Научную новизну работы представляют:

- математическая модель изменения температуры в камере сгорания без воспламенения в зависимости от износа гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца;
- обоснование проведения диагностирования, позволяющее снизить затраты на поддержание работоспособности ДВС за весь срок службы;
- усовершенствованный алгоритм и технология диагностирования ЦПГ с использованием предложенного диагностического параметра и средства его измерения.

Теоретическая и практическая значимость работы. Теоретически и экспериментально определены интервальные (номинальное, допустимое, предельное) значения температуры в камере сгорания в зависимости от технического состояния сопряжения «поршень-кольцо-гильза» - износа

гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца ДВС КАМАЗ-740.11-240.

Обоснован диагностический параметр – температура в камере сгорания без воспламенения, обладающий однозначностью, чувствительностью, стабильностью и высокой информативностью.

Усовершенствован алгоритм диагностирования ЦПГ с разработанным устройством, обеспечивающий работоспособность своевременным ремонтом по результатам проведения диагностирования.

Рекомендации по совершенствованию алгоритма диагностирования ДВС для своевременного ремонта использовались при эксплуатации двигателей в ОАО «Совхоз-Весна», ОАО «Алтаец», а также при доводке и испытаниях в ПАО «КАМАЗ» (приложение В).

Методология и методы исследования. Исследования выполнены с использованием известных положений теории двигателей внутреннего сгорания, анализа методов и средств их диагностирования, а также, теоретических основ технической эксплуатации автомобилей, позволяющих усовершенствовать диагностический параметр, характеризующий техническое состояние ЦПГ. Экспериментальные исследования выполнены в соответствии со стандартными методами моторных и эксплуатационных испытаний.

Положения, выносимые на защиту:

- аналитические зависимости определения температуры в камере сгорания от технического состояния сопряжения «поршень-кольцо-гильза»;
- результаты экспериментальных исследований устройства диагностики;
- рекомендации по поддержанию ЦПГ ДВС в работоспособном состоянии по результатам диагностирования с использованием разработанного устройства;
- технико-экономические показатели результатов исследования.

Степень достоверности и апробации результатов обеспечена достаточной сходимостью теоретических и экспериментальных данных, подтвержденными теоретическими исследованиями и практической реализации разработки в стендовых и производственных условиях. Усовершенствованный алгоритм диагностирования ЦПГ и устройство диагностики прошли производственную проверку и приняты к внедрению в ОАО «Совхоз-Весна», ОАО «Алтаец» (Саратовская область), ПАО «КАМАЗ» (г. Набережные Челны).

Основные научные положения, выводы и практические рекомендации доложены и одобрены:

- на научно-технических конференциях Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. «Актуальные вопросы транспорта в современных условиях» (г. Саратов, 2009–2015 гг.);

- на II Российском форуме «Российским инновациям – российский капитал» (г. Саранск, 9–10 июня 2009 г.),

- на IX и X международных научно-практических конференциях «Прогрессивные технологии в транспортных системах» (г. Оренбург, 2009 г., 2011 г.);

- на V и VI Саратовском салоне изобретений, инноваций и инвестиций (г. Саратов, 2010 г., 2011 г.);

- на V Международной юбилейной научно-практической конференции «Логистика и экономика ресурсоэнергосбережения в промышленности» (г. Саратов, 2011 г.);

- на научно-практической всероссийской конференции Тюменского государственного нефтегазового университета «Проблемы функционирования систем транспорта» (г. Тюмень, 2011 г.);

- на VII и VIII Международных научно-практических конференциях «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств» и «Проблемы автомобильно-дорожного комплекса России» (ПГУАС, г.

Пенза, 2012 г., 2013 г.);

- на II Международной научно-практической интернет-конференции «Актуальные вопросы инновационного развития транспортного комплекса» (г. Орел, 2012 г.);

- на XXV Международной научно-технической конференции ММТТ-25 «Математические методы в технике и технологиях» (г. Саратов, 2012 г.);

- на III Международной научно-практической конференции (ХНАДУ, г. Харьков, Украина, 2013 г.);

- на 72-й и 73-й научно-методических и научно-исследовательских конференциях МАДИ «Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта» (МАДИ, г. Москва, 2014 г., 2015 г.);

- на Всероссийской научно-практической конференции «Ремонт. Восстановление. Реновация» в рамках X Промышленного салона в ФГБОУ ВПО «Башкирский государственный аграрный университет» (г. Уфа, 2015 г.).

По результатам исследования опубликовано 21 печатных работ, в т. ч. 8 статей в рецензируемых научных изданиях. Общий объем публикаций 6 п.л., из которых 3,38 п.л. принадлежат лично соискателю. Диссертация состоит из введения, 5 разделов, общих выводов, списка литературы из 107 наименований, из них 3 на иностранном языке. Работа выполнена на 117 страницах, содержит 30 рисунков и 13 таблиц.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Анализ методов диагностирования технического состояния автотракторных двигателей в России и за рубежом

В России принята планово-предупредительная система ТО и ремонта транспортных средств. Основным документом, регулирующим ее выполнение является Положение о техническом обслуживании и ремонте [90]. Принципы функционирования систем поддержания в работоспособном состоянии автотракторных средств и ДВС развитых стран не содержит существенных отличий от планово-предупредительной системы технических обслуживаний и ремонта (ТО и Р), функционирующей в России. Отличаются системы поддержания автотракторных двигателей распределением объемов работ по техническому обслуживанию и ремонту, все многообразие которых можно свести к трем категориям [105,106,107]:

- жесткий реурс (hard time);
- по состоянию (on condition);
- контроль состояния с контролем уровня надежности (condition monitoring).

Главным условием качественного обеспечения на высоком уровне работоспособности, эффективности и эксплуатационной надёжности автотракторных двигателей является своевременное обнаружение диагностированием и прогнозирование отказов техники в процессе эксплуатации. Виды проявления технических состояний объектов, способы и технические средства определения неисправностей агрегатов, прогнозирование его ресурса без разборки считается диагностикой технического состояния.

Диагностика, согласно нормативно-технической документации, это технологический процесс определения технического состояния двигателя (агрегата, механизма) без его разборки. Заключение по ее результатам о

необходимом ремонте или техническом обслуживании называют результатом диагностирования. Диагностирование осуществляется по диагностическим параметрам, оценивающим внешние признаки неисправностей - люфты, вибрации, нагрев деталей. Они несут информацию о техническом состоянии объекта, вскрывая структурные параметры состояния механизма или системы.

Таким образом обнаруживаются отказы механизмов и систем, определяются необходимые ресурсы для их устранения ремонтом. При соответствии параметров нормативным значениям прогнозируют ресурс исправной работы систем и механизмов, а также наличие необходимости в техническом обслуживании. То есть диагностика технического состояния сельскохозяйственных машин и их двигателей является важной частью технологического процесса технического обслуживания и ремонта автомобиля.

Инструментальная оценка неисправностей и их устранение вкупе с необходимостью в проведении технического обслуживания позволяют снизить интенсивность изнашивания сопрягаемых деталей систем и механизмов, увеличить вероятность безотказной работы ДВС, исключив преждевременный или аварийный выход из строя деталей агрегатов сельскохозяйственной техники. Диагностика позволяет количественно и качественно оценить безотказность и эффективность работы двигателя, планировать и прогнозировать работоспособность, определить остаточный ресурс или вероятную наработку агрегата. Задача диагностики заключается в том, чтобы посредством инструментального контроля мониторить и поддерживать надёжность и своевременными мероприятиями увеличить долговечность двигателей и его систем, что уменьшает расход запасных частей, эксплуатационных материалов, оптимизирует наличие трудовых ресурсов в техническом обслуживании и ремонте сельскохозяйственного предприятия. В конечном итоге, диагностика направлена на повышение производительности труда

ремонтных участков сельскохозяйственных предприятий и снижению себестоимости сельскохозяйственной продукции, что особенно важно на современном этапе развития сельского хозяйства в стране. Общеизвестно, что методы диагностирования автотракторных двигателей и других агрегатов разделяют на группы [84]: субъективные и инструментальные. В свою очередь, инструментальные методы могут быть разделены на виды с использованием встроенных приборов и с использованием внешних приборов (рис.1.1).

Субъективные методы диагностирования предполагают анализ и систематизацию работы двигателя по внешним признакам (выхлопу, уровню шума, стуков). Например, по цвету отработавших газов, следам протечек топлива, масла, охлаждающей жидкости, характеру шума можно с достаточной степенью точности определить возможную причину неисправности.



Рисунок 1.1 – Методы диагностирования двигателей [84]

Достоинство субъективных методов диагностирования в небольшой трудоёмкости диагностирования технического состояния без применения средств измерений - датчиков и измерительных устройств. Результаты диагностирования зависят от опыта и квалификации диагноста: чем опытнее и квалифицированнее диагност, тем быстрее и качественнее можно найти причину отказа и устранить неисправность. Но в реальности, до сих пор во многих сельскохозяйственных предприятиях отсутствуют кадры с надлежащим опытом и квалификацией, что приводит к

необоснованным ремонтам, заменам деталей и агрегатов, отправке их в текущий или капитальный ремонт. Методы диагностирования с использованием инструментальных средств являются наиболее точными за счет объективности диагноза, так как при диагностировании применяются измерительные устройства, позволяющие количественно с высокой точностью измерять диагностические параметры и по их значениям оценивать техническое состояние агрегатов. Встроенные средства диагностирования входят в конструкцию агрегатов сельхозмашин или трактора: это датчики, сканеры, сканер-тестеры с устройствами измерения, микропроцессорная техника и устройства отображения полученной диагностической информации (рис.1.2). Встроенные средства диагностирования используются в виде измерительных средств на панели приборов водителя или тракториста, что позволяет ему контролировать работу двигателя по температуре охлаждающей жидкости в системе охлаждения, давлению моторного масла в главной магистрали ДВС, частоте вращения коленчатого вала.

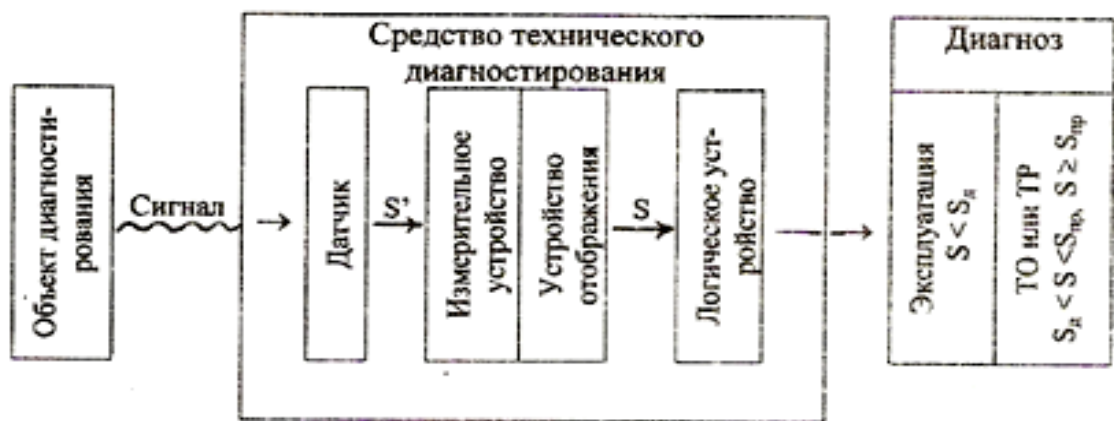


Рисунок 1.2 – Принципиальная схема встроенных средств диагностирования [101]

На рисунке 1.2 показано, как с помощью датчиков любой конструкции и принципа работы (гидравлического, механического, индукционного, пьезоэлектрического) принимается сигнал, характеризующий диагностический параметр S . От него сигнал в

измененном виде S' поступает в устройство измерения, после чего измеренное значение данного диагностического параметра фиксируется измерительным устройством (стрелочный прибор, цифровая индикация).

В интеллектуальных встроенных системах диагностирования, применяемых ведущими мировыми производителями, с помощью логического устройства, работающего на базе микропроцессорной техники, осуществляется автоматический скрин диагноза и выдается рекомендация о дальнейшей эксплуатации или необходимости проведения регулировочных или ремонтных работ, что может повлечь за собой замену неисправных деталей. Другой разновидностью является диагностирование с помощью внешних приборов (сканеров, сканеров-тестеров, датчиков), не встроенных в конструкцию автомобиля или трактора. Данный метод считается наиболее точным и применяется для нахождения уточненных значений диагностических параметров, а также, контроля информации щитка приборов автомобиля или трактора. Согласно классификации внешние приборы диагностирования могут быть стационарными или переносными. Стационарные приборы диагностики в ремонтных предприятиях используются на специализированных участках перед проведением ТО-1, ТО-2, постах ТР. Переносные приборы также используются на специализированных участках при проведении диагностирования двигателей тракторов и другой сельскохозяйственной техники. Имеется возможность их использования и в эксплуатационных условиях: на полевом стане, ремонтных мастерских. А если учесть, что эксплуатация комбайнов, тракторов осуществляется в полевых условиях, роль переносных устройств многократно возрастает. Переносные приборы позволяют контролировать температуру, давление, шумность, частоту вращения, экологичность и другие параметры узлов и агрегатов двигателей сельхозмашин. Несмотря на широкое применение методов инструментального контроля в настоящее время, качественная оценка состояния механизмов и систем двигателей, определяющая их

работоспособность, на данный момент невозможна. Практически до сих пор нет средств для полной оценки состояния деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), подшипников коленчатого вала и механизма газораспределения.

Поэтому, одной из задач исследования является разработка переносного устройства диагностики ЦПГ по температуре в камере сгорания без воспламенения. Неисправности деталей ЦПГ внешне проявляются в следующих видах:

- увеличение расхода картерных газов и моторного масла на угар;
- снижение тягово-экономических показателей, пусковых качеств ДВС;
- ухудшение химического состава моторного масла.

При диагностировании двигателей и оценке состояния деталей ЦПГ по перечисленным неисправностям это достаточно затруднено, так как имеется взаимовлияние неисправностей механизмов и систем двигателя. К примеру, пусковые качества двигателя зависят от: состояния аккумуляторных батарей, генератора, стартера и других элементов электрооборудования; нарушения регулировок топливной аппаратуры: изменения угла опережения впрыска топлива, уменьшение или увеличение пусковой подачи, снижение производительности топливного насоса высокого давления. Иными словами, при диагностировании ЦПГ необходимо убедиться в исправности других механизмов и систем двигателя, которые влияют на работоспособность в целом ДВС. При большом расходе моторного масла на угар (более 1,5 %), необходимо убедиться в отсутствии протечек масла из двигателя и герметичности впускного тракта. Как правило, диагностирование цилиндропоршневой группы ведут до разборки двигателя, затем после съёма головки блока цилиндров до выяснения причин неисправности и метода ремонта двигателя.

Перед диагностированием необходимо выяснить эксплуатационные

условия работы двигателя, проведённых ТО и ТР, замененных деталей. В современных производствах имеется компьютерный банк данных об этих операциях, они привязываются к неизменяемому VIN-коду сельхозмашины и всегда эта информация доступна диагносту. Кроме того, оценивается состояние двигателя по эксплуатационному расходу топлива в л/100 км, нагрузочный и тепловой режим работы механизмов и систем, а также наличие шума и стука при его работе. В эксплуатации нужно фиксировать возможные перебои в работе, причины их вызывающие, характер изменения расхода масла на угар за время работы двигателя в эксплуатации. Согласно технологической карте, после этого необходимо прослушать работу двигателя на всех возможных режимах от минимальной до максимальной частоты вращения коленчатого вала. Осматривают отложения на полнопоточном фильтре и шторах его бумажного элемента, а также в фильтр центробежной очистки моторного масла. При необходимости и возможности берется проба масла из картера двигателя в количестве 200 миллилитров и определяют на специальной установке щелочность масла, вязкость, количество нерастворимых осадков, наличие воды в масле.

Для более точного диагноза, компрессометром замеряют давление в конце такта сжатия в цилиндрах двигателя. Допускается измерение давления в камере сгорания при прокрутке коленчатого вала стартером. Измерения на минимальной частоте вращения коленчатого вала является более предпочтительным, так как точность возрастает из-за поддержания выбранного минимального скоростного режима двигателя. Показателем неисправности ДВС является разность давления в цилиндрах двигателя, что возможно при разрушении компрессионных колец, прогаре поршня, дефектах гильзы цилиндров, закоксовке компрессионных или маслосъемного колец, задирах поршней и негерметичности прилегания клапанов газораспределительного механизма (ГРМ) к их седлам. При указанных дефектах значение давления в цилиндрах ДВС КАМАЗ-740.11-

240 бывает значительно меньше 2 МПа.

Имеются современные устройства диагностики, которые позволяют осуществить осмотр внутреннего состояния цилиндра через отверстие форсунки. Таким образом можно определить состояние поршня (наличие разрушений), наличие задиров и натиров на поверхности гильзы, степень износа гильзы по наличию ступеньки на зеркале в поясе остановки верхнего компрессионного кольца в верхней мертвой точке, а также закоксовку колец по затемненным следам прорыва газов на гильзе. С достаточной степенью точности можно оценить техническое состояние клапанов, наличие трещин и прогаров, величину загрязнений. Расходомеры AVL позволяют определить расход картерных газов, что характеризует техническое состояние деталей ЦПГ и ГРМ. Расходомер модели AVL работает по принципу фиксации высоты подъёма крыльчатки в выходном патрубке ёмкости, что пропорционально расходу картерных газов двигателя. Замер износов гильз при снятой головке блока цилиндров и после её извлечения из блока производится нутромером. Твёрдые углеродистые отложения на днище поршня и поверхности головки в отдельных цилиндрах свидетельствуют о чрезмерном расходе масла в этих цилиндрах, вызванного предельным износом деталей или закоксовыванием колец.

При диагностировании технического состояния и измерении диагностических параметров неизбежны объективные и субъективные погрешности, которые вызваны квалификацией диагноста, особенностями диагностируемого объекта, техническими характеристиками прибора и его паспортной точностью. Конечно, это затрудняет постановку диагноза и снижает его точность и достоверность. Поэтому следующим важным этапом исследования является выбор наиболее значимых и эффективных в использовании диагностических параметров. При этом они должны отвечать четырем основным требованиям: однозначности, стабильности, чувствительности и информативности.

1.2 Анализ параметров диагностирования цилиндропоршневой группы

В ремонтных мастерских сельскохозяйственных предприятий степень износа двигателя и потребность в его ремонте устанавливают диагностированием по параметрам расхода топлива, моторного масла, давлению в системе смазки, мощности. Но точность диагноза по указанным показателям недостаточна и не позволяет оценить состояние и значения изношенности цилиндропоршневой группы двигателя, а также, объективную оценку проведенного ремонта с прогнозированием остаточного ресурса ЦПГ [19,98].

Замер компрессии в двигателе (оценка пневмоплотности конкретного цилиндра по максимальному давлению в конце такта сжатия), представленный на рисунке 1.3, самый простой из существующих методов диагностики состояния цилиндропоршневой группы.



Рисунок 1.3 – Измерение компрессии в двигателе

Достоинства компрессионного метода – простота, доступность, универсальность. Информация, получаемая с помощью этого устройства, необходима. Показания компрессометра позволяют судить о следующих неисправностях ЦПГ и ГРМ (рис.1.4, 1.5):

Неисправность	Признаки неисправности	Компрессия, МПа	
		Открытая заслонка	Закрытая заслонка
Полностью исправный двигатель	Отсутствуют	1,0...1,2	0,6...0,8
Трещина в перемычке поршня 	Синий дым выхлопа, большое давление в картере	0,6...0,8	0,3...0,4
Прогар поршня 	То же, цилиндр не работает на малых оборотах	0,4...0,5	0...0,1
Залегание колец в канавках поршня 	То же	0,2...0,4	0...0,2
Задир поршня и цилиндра 	То же, возможна неустойчивая работа цилиндра на холостом ходу	0,2...0,8	0,1...0,5

Рисунок 1.4 – Неисправности цилиндропоршневой группы и их признаки [15]

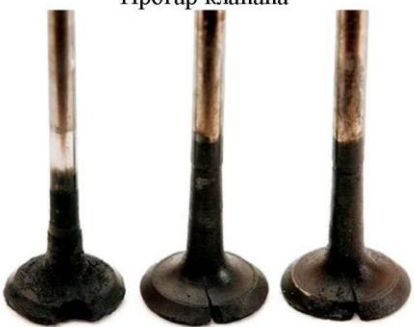
Неисправность	Признаки неисправности	Компрессия, МПа	
		Открытая заслонка	Закрытая заслонка
Деформация клапана 	Цилиндр не работает на малых оборотах	0,3...0,7	0...0,2
Прогар клапана 	То же	0,1...0,4	0
Дефект профиля кулачка распредвала (для конструкции с гидротолкателями) 	То же	0,7...0,8	0,1...0,3
Повышение нагара в камере сгорания в сочетании с изношенными маслосъемными колпачками и кольцами 	Повышенный расход масла с синим дымом выхлопа	1,2...1,5	0,9...1,2
Повышенный износ цилиндро-поршневой группы	Повышенный расход топлива и масла на угар	0,2...0,4	0,6...0,8

Рисунок 1.5 – Неисправности газораспределительного механизма и их признаки [15]

- прогар поршня, разрушение либо прокладки головки блока, либо клапана ГРМ;
- поломка колец и повреждение перегородок между кольцами;
- повреждение поверхности перегородок между кольцами;
- износ цилиндрово-поршневой группа или повреждение клапана.

Однако информативности метода недостаточно не только для прогнозирования остаточного ресурса, но и для постановки окончательного диагноза о состоянии ЦПГ и ГРМ. Но, кроме информативности, существует еще и методическая погрешность. Недостатком компрессометра является высокая погрешность (до 11%). Кроме того, если масло остается на стенках цилиндра при изношенном маслосъемном кольце, происходит уплотнение, а топливо размывает масляный клин, уменьшая величину компрессии. На компрессию влияет величина пусковых оборотов коленчатого вала двигателя и температура двигателя, особенно температура в камере сгорания. Разница истинных значений компрессии и при разряженном аккумуляторе достигает 0,5 МПа. На значение компрессии ЦПГ оказывает влияние сопротивление во впускном трубопроводе, температура моторного масла. Недостаток диагностической информации влечет потерю времени, а следовательно, снижает прибыльность. Из-за закоксовывания колец или неплотного прилегания клапана к седлу часто двигатель разбирают целиком, не определив причину нарушения его нормальной работы, а можно было бы просто заменить маслосъемные колпачки или попробовать «размочить» кольца специальными присадками или керосином.

Таким образом, метод малоинформативен, но все же позволяет выявить неисправность в ЦПГ, и далее диагностику можно продолжить уже более информативными приборами. Измерение компрессии осуществляется для выявления дефектного цилиндра.

Компрессия чувствительна к утечкам и даже несущественные неплотности снижают ее значение на порядок. Причинами этого могут

быть: не вполне удовлетворительное прилегание клапанов к седлу; дефекты вследствие износа профиля кулачка распределительного вала; пробой прокладки головки блока. При разработке диагностического устройства необходимо учитывать утечки через неплотности ЦПГ и ГРМ.

Можно измерять компрессию с открытой заслонкой и в этом случае характер измерений и итог будет несколько иным. Большое количество поступившего в камеру сгорания воздуха при одновременном увеличении давления в камере сгорания способствует увеличению утечек через сопряжение «поршень-кольцо-гильза», но они меньше первоначальной подачи воздуха и поэтому компрессия будет ниже. То есть, способ замера компрессии с открытой заслонкой применим для дефектов двигателя, связанных с поломкой и прогаром поршней, поломкой или зависанием из-за закоксовывания поршневых колец в канавках поршня, прогаром клапанов или их деформацией, задирами зеркала цилиндров.

В любом из этих способов измерения необходимо учитывать динамику нарастания давления и температуры в камере сгорания, что поможет установить правильный диагноз неисправности с большей вероятностью. Так, если вначале эксперимента величина давления по компрессометру низкая (0,3...0,4 МПа), а впоследствии резко растет – это причина износа поршневых колец. Для достоверности данного диагноза заливка в цилиндр небольшого количества масла (до 5 см³) увеличит давление в камере сгорания, а следовательно, и компрессию.

Если вначале давление в камере сгорания достигает 0,9 МПа и в дальнейшем не растет, налицо негерметичность прилегания клапана к седлу или пробой прокладки головки блока. В этом случае, более точно устанавливают причину другими средствами диагностики.

Диагностирование ЦПГ по расходу картерных газов имеет недостаточную для научных целей точность, из-за влияния утечки газов через резиновые сальниковые уплотнения. Влияние утечек можно свести к минимуму, но только при отсасывании газов из картера двигателя. При

этом обеспечивается атмосферное давление при измерении расхода, что неоправданно трудоемко и дорого. Кроме того, на показания индикатора влияет и вибрация двигателя.

Недостатком метода является и невозможность выявить неисправный цилиндр, а также определить причины снижения работоспособности цилиндропоршневой группы. Из-за большого количества недостатков, диагностические устройства этого типа специалисты справедливо называют индикаторами. Расход картерных газов, как диагностический параметр, не является стабильным, информативным, достоверным и чувствительным, колеблется в широких пределах для одного и того же типа двигателя при равноценном износе цилиндропоршневой группы. Исследования, проводимые по этой тематике в ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии позволили выявить факторы, влияющие на прорыв картерных газов как оценочного показателя технического состояния цилиндропоршневой группы. Выяснилось, что при прогреве двигателя увеличивается и объемный расход картерных газов. Результаты экспериментов ученых ГОСНИТИ [89,90] по измерению расхода картерных газов в зависимости от прогрева охлаждающей жидкости, проведенных на двигателях марок ЯМЗ-238 при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя и отсутствия нагрузки отражены на рисунке 1.6.

При постепенном прогреве двигателя равномерно растет и расход картерных газов вследствие нагрева. Температуру двигателя и камеры сгорания нужно учитывать при диагностировании цилиндропоршневой группы двигателя так как нормативные значения по этому параметру приведены к прогретой до 95°C системы охлаждения двигателя, а в холодное время года, не удастся достичь требуемого температурного режима, поэтому диагностирование нужно проводить в специально оборудованном помещении.

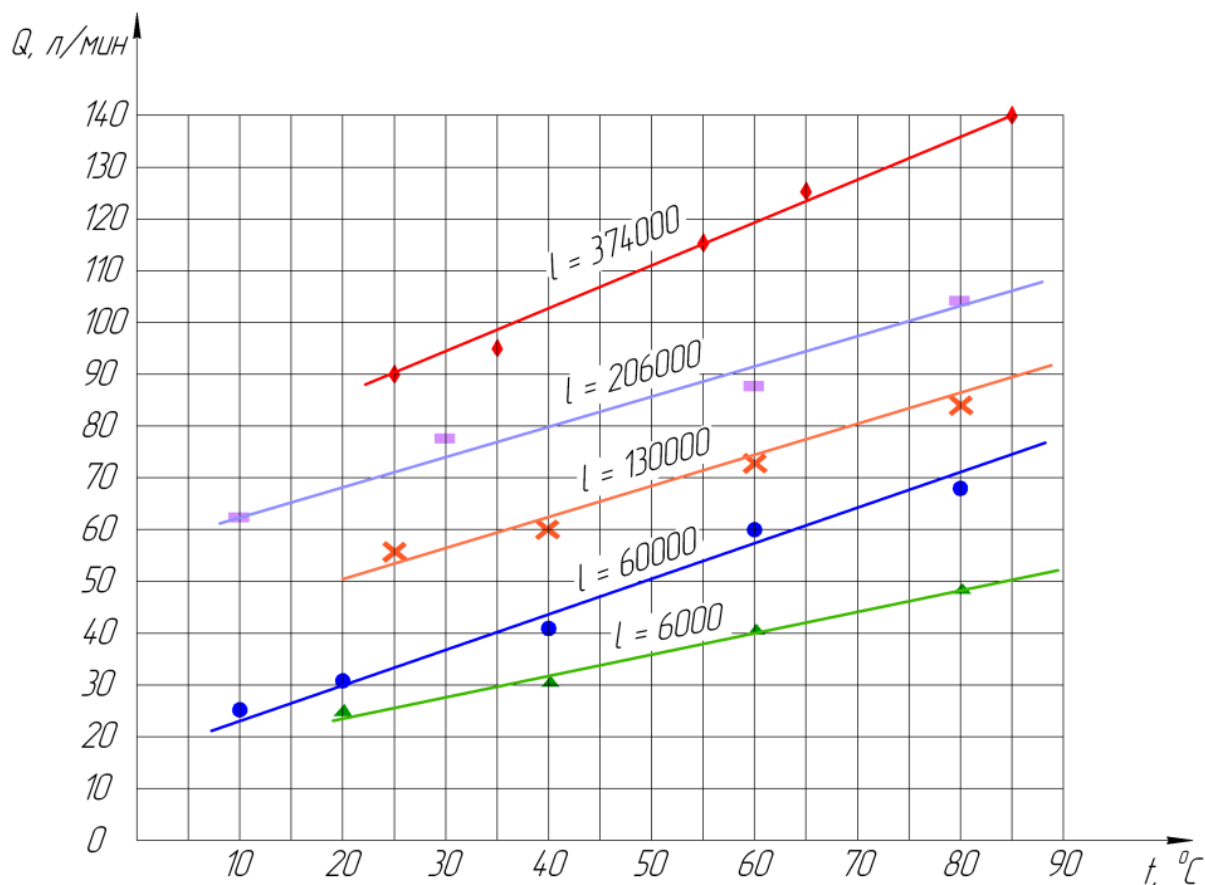


Рисунок 1.6 – Расход картерных газов при увеличении прогрета ДВС [89]

В рамках данного исследования, оценивали влияние окисления (старения) моторного масла на расход картерных газов путем проведения измерения расхода картерных газов до и после замены моторного масла при ТО. Результаты измерений, проведенные на двигателях марок ЯМЗ-238, представлены на рисунке 1.7.

Во многих трудах приводятся данные об увеличении утечек через цилиндропоршневую группу двигателя при замене моторного масла. В ряде случаев они увеличиваются многократно, что говорит о плохом качестве моторного масла. Таким образом, при диагностировании цилиндропоршневой группы двигателя по расходу картерных газов из-за утечек необходимо учитывать не только качество моторного масла, но и температуру в камере сгорания ДВС, так как они влияют на эффективность работы двигателя в целом.

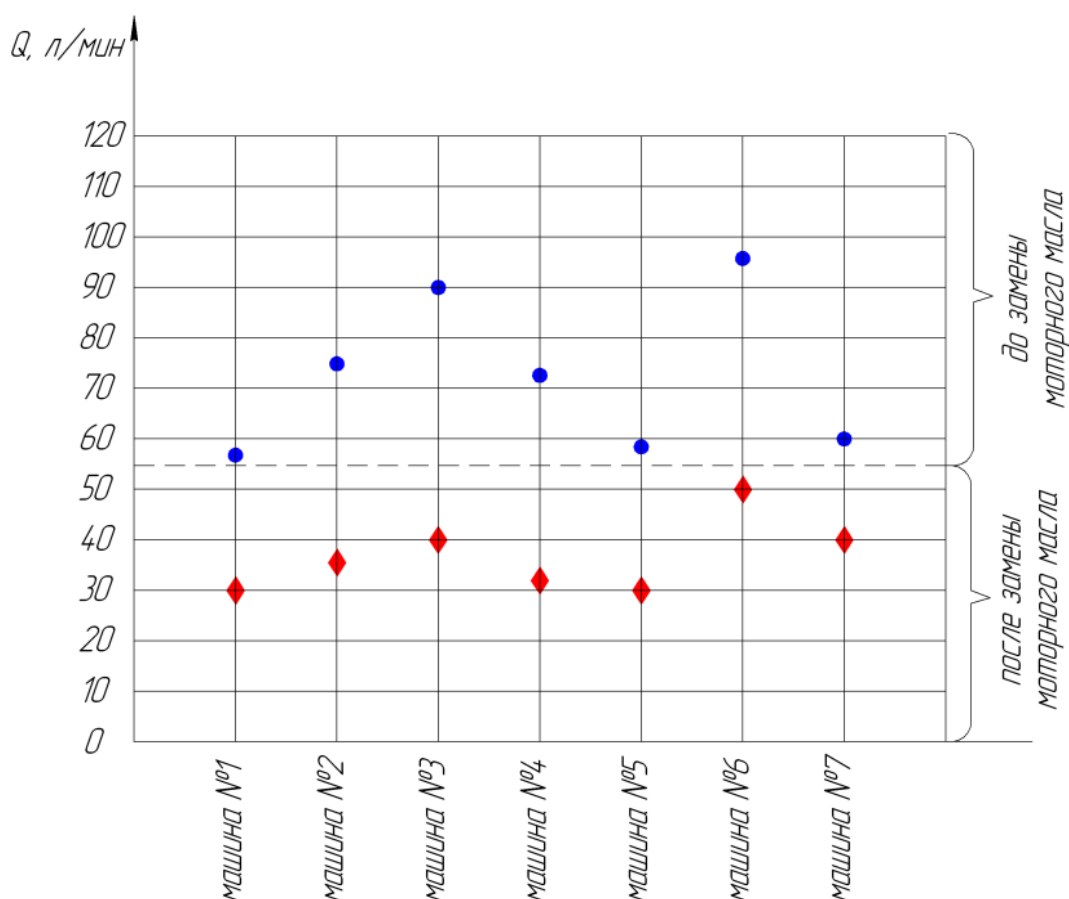


Рисунок 1.7 – Расход картерных газов при старении моторного масла [89]

Диагностика пневмотестером (рис. 1.8) дает возможность определить утечки в камере сгорания через неплотности сопряжения «поршень-кольцо-гильза» и выявить неисправный элемент цилиндра. Поршень диагностируемого цилиндра выставляется в верхнюю мертвую точку медленным прокручиванием коленчатого вала в такт сжатия, который предусматривает перекрытие впускного и выпускного клапанов. Затем в рассматриваемый цилиндр подается компрессором сжатый воздух, фиксируется его подача и засекают время падения давления. Так оценивается пневмоплотность цилиндра двигателя. Этот метод может использоваться в стационарных условиях в ремонтных предприятиях при обязательном наличии источника сжатого воздуха - компрессора. Даже в новом двигателе камера сгорания не может быть полностью герметичной из-за наличия конструктивных зазоров сопряжений цилиндропоршневой группы и по техническим характеристикам допускают падение давления

топливно-воздушной смеси на 15...20%, а в эксплуатации – двукратное увеличение этого значения, но влюбой случае нужно ориентироваться на табличные данные (табл. 1.1).

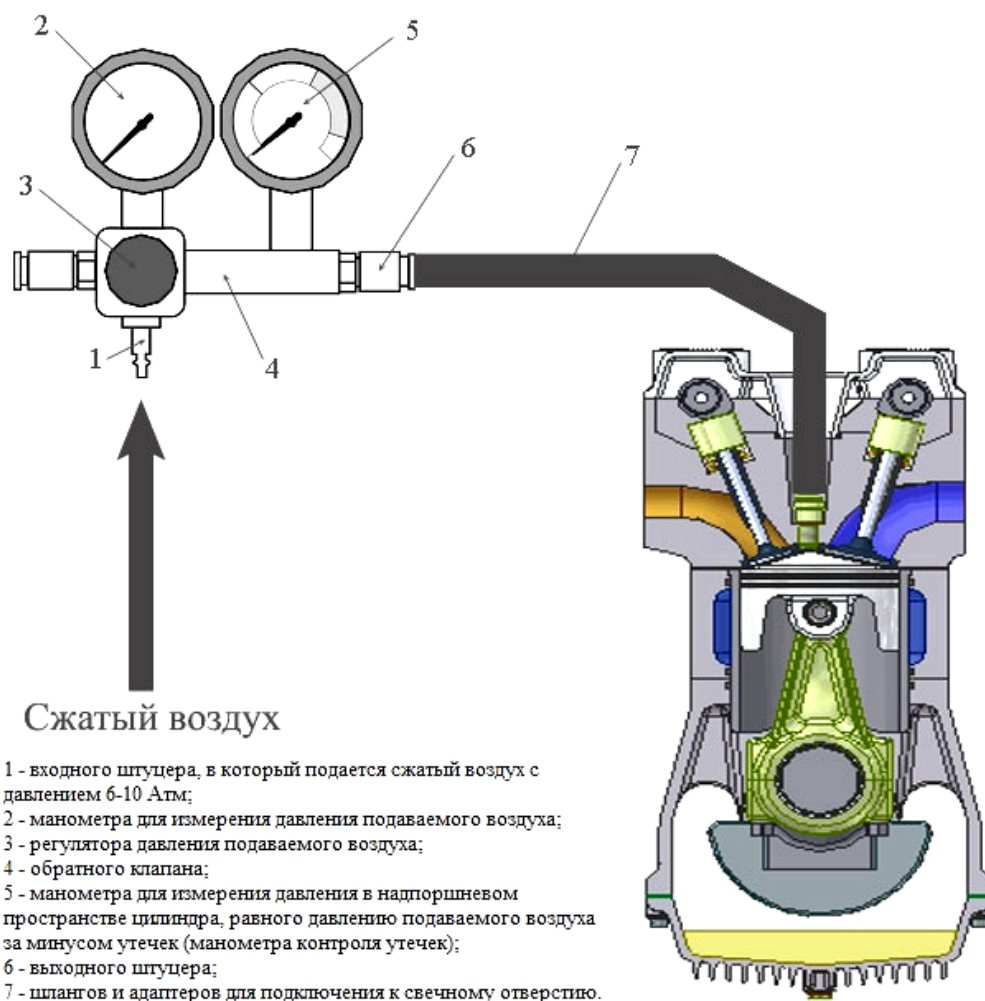


Рисунок 1.8 – Диагностика пневмотестером [89]

Таблица 1.1 – Герметичность камеры сгорания и ее критерии

Величина утечки, %	Зона шкалы	Вывод о герметичности камеры сгорания
10...20%	Зеленая	Хорошее состояние – утечка через зазоры ЦПГ минимальна
20...40%	Желтая	Удовлетворительное состояние – утечка предельная
40...60%	Красная	Критическая утечка – в цилиндре неисправности, при которых эксплуатация запрещена
Свыше 60%		Безусловное снятие из эксплуатации и отправка в капитальный ремонт

Недостатками метода являются:

Во-первых, если двигатель оснащен автоматической коробкой передач, или подобными вариантами, потребуется подъемник. Трудности могут возникнуть и при выставлении поршня в ВМТ.

Во-вторых, при последовательной проверке последних по порядку цилиндров могут быть плохие результаты из-за утечки масла с поверхности цилиндра в картер.

В-третьих, достоверно можно оценить только утечки в клапанах. О состоянии колец или износе гильзы этот метод достоверно не укажет.

В-четвертых: этот метод трудозатратен, так как диагностика каждого цилиндра занимает много времени.

Сущность вакуумного метода оценки ЦПГ заключается в измерении при отсасывании воздуха из камеры сгорания значения вакуума. Затем сверяют полученное значение с табличными данными двигателей. Алгоритм диагностирования и работа устройств, входящих в комплект, заключается в прокручивании коленчатого вала пусковым устройством любой конструкции. На такте сжатия поршень выдавливает из цилиндра воздух через клапан редукционного типа (рис. 1.9) в атмосферу.



Рисунок 1.9 – Вакуумметр

В конце такта сжатия давление в камере сгорания высокое, но оно не превышает допустимого. В такте расширения вакуумный редуционный клапан из-за воздействия разряжения в цилиндре открывается. Соответственно, в момент открытия выпускного клапана газораспределительного механизма двигателя закрывается и измерительное устройство вакуумметра сохраняет значение максимального разряжения в цилиндре двигателя (рис. 1.10).

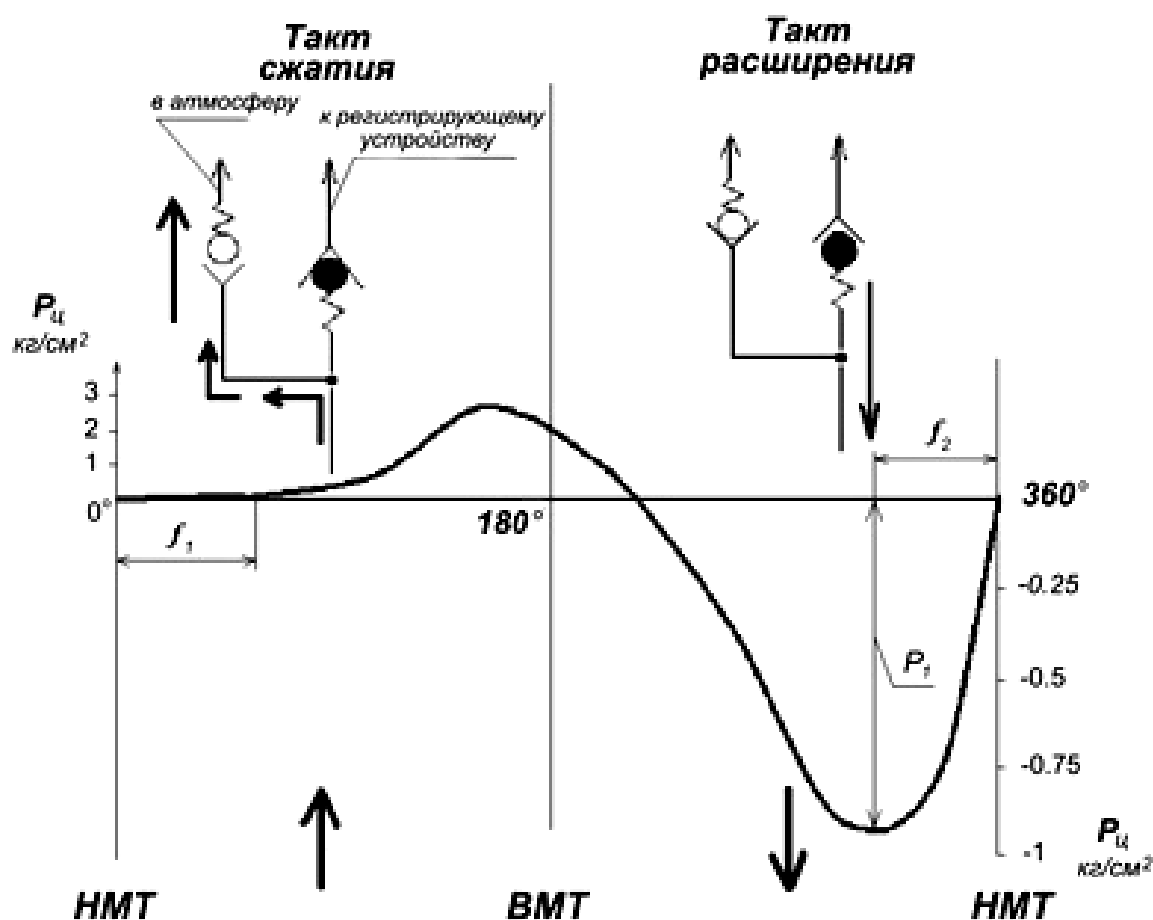


Рисунок 1.10 – Схема измерения величины вакуума P_1 [67]

Величина полного вакуума из-за эффекта масляного клина при допустимом техническом состоянии гильзы цилиндра, а также герметичности впускных и выпускных клапанов с седлами ниже определенного значения $P_{1\min}$ для любого типа двигателя не бывает и не зависит от технического состояния поршневых колец. Поэтому, в

Формулировка остаточного вакуума определяется производной от величины потерь давления в камере сгорания рабочего тела через кольца в цилиндре ДВС в зоне избыточного давления в цилиндре двигателя. Принцип измерения остаточного вакуума представлен на рис. 1.11.

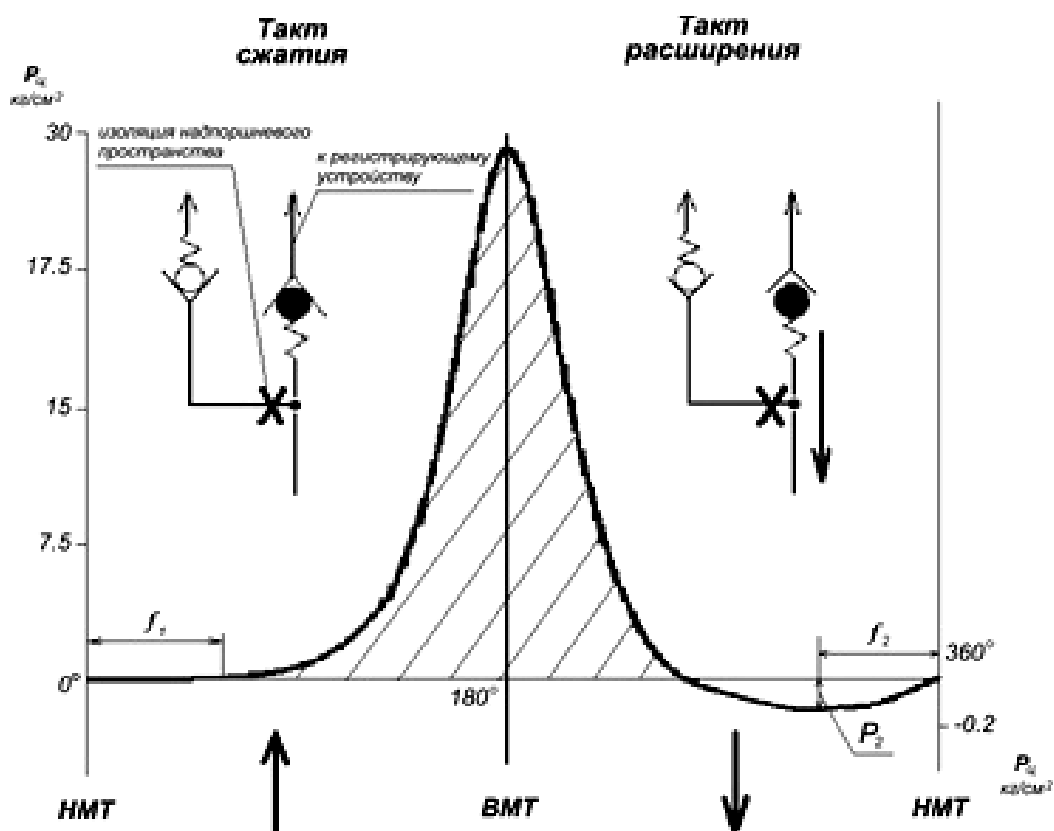


Рисунок 1.11 – Схема измерения остаточного вакуума Р2 [67]

При удовлетворительном состоянии гильзы цилиндра и герметичности клапанов Величина остаточного вакуума при допустимом техническом состоянии гильз цилиндров и герметичности клапанов характеризует и состояние поршневых компрессионных и маслосъемных колец: износа, закоксовки, поломку перемычек поршня, поршневых колец. Пневмоплотность впускных и выпускных клапанов, наличие прогаров и

трещин в днище поршня и головке блока цилиндров сильно влияют на значение величины остаточного вакуума P1.

Экспериментальные исследования, подкрепленные большим статистическим материалом, позволили обосновать основные нормативные значения показателей – P1 и P2 для дизельных и бензиновых двигателей, представленных в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Номинальные и предельные значения давления в цилиндре [67]

Тип ДВС	Номинальные значения, кгс/см ²		Предельные значения, кгс/см ²		
	Гильза – P1	Кольца – P2	Гильза – P1	Кольца – P2	Клапан – P1
Дизель	0,89...0,94	0,14...0,17	0,78	0,25	0,65
Бензиновый (на Аи-95)	0,80...0,84	0,17...0,20	0,75	0,32	0,60
Бензиновый (на Аи-92)	0,80...0,82	0,18...0,20	0,72	0,36	0,60

Этот метод обладает достаточной информативностью и позволяет определить с высокой точностью вид неисправности. Преимущество – в простоте инструментальной диагностики с одновременно высокой чувствительностью и информативностью результатов измерения. Достоинства устройства в независимости от состояния аккумуляторной батареи, ее состояние не является значимым фактором, знать номинальную величину компрессии нет необходимости для диагностируемого двигателя, чтобы ее сравнивать. Нужно знать марку и вид топлива, на котором эксплуатируется двигатель сельхозмашины. Диагностируемые параметры оцениваются по значениям из диагностических диаграмм для конкретного топлива, и осуществляется оценка состояния сопряжений ЦПГ. А если в двигателе чередуется работа на бензине и газе, применяется диаграмму для используемой марки бензина. За счет своевременного и качественного

выявления дефектов деталей цилиндропоршневой группы анализатор герметичности цилиндров двигателя позволяет избежать проведение дорогостоящего в настоящее время необоснованного ремонта, эффективнее использовать его ресурс, качественно проводить по фактическому техническому состоянию регламентные работы. Нужно отметить и недостаток метода - невозможность точного, с достаточной степенью вероятности, определения остаточного ресурса деталей.

В настоящее время получил развитие еще один метод – метод виброакустической диагностики, который применяют реже - для общей оценки технического состояния соударяемых деталей двигателя. Показателем в данном случае является уровень шума. Этим способом оценивают и детали кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов.

Возможность виброакустической диагностики двигателя основана на расшифровке колебательных процессов. Колебания, которые возникают при соударениях сопряженных деталей, по амплитудным параметрам сильно отличаются от колебаний газодинамического происхождения, или возникающих при трении. Каждая пара при соударении имеет собственную частоту и амплитуду колебаний. При увеличении зазоров мощность колебаний увеличивается вследствие увеличения энергии и длительности соударений. Принадлежность колебаний конкретному узлу механизма двигателей соударяющихся деталей определяется относительно выбранной опорной точки измерений. Величина параметров виброакустического сигнала зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Ученые различают следующие виды виброакустической диагностики. Имеется способ регистрации осциллографом уровня амплитуды колебаний мгновенного импульса в течение определенного времени или угла поворота коленчатого вала. Для подавления помех и конкретизации наблюдений процесс изменения колебаний регистрируют в полосе частот,

в которой неисправность узла механизма проявляется в большей степени или на участке диаграммы вблизи опорной точки. Кроме того, при диагностике используют наиболее приемлемые нагрузочные и скоростные режимы, места установки на исследуемом объекте датчиков. Неисправности диагностируемого сопряжения объекта определяют по характеру осциллограмм колебательного процесса, затем сравнивают ее с осциллограммой, характерной для исправной работы механизма.

Известен универсальный метод виброакустической диагностики посредством регистрации и анализа осциллограммы во всем спектре амплитуд колебательного процесса. Анализ осциллограмм проводится по спектру аналогичных частот фильтрованием других частот, таким образом, чтобы выделить интересующий исследователя спектр колебательного процесса. Колебательный спектр в виде осциллограммы фиксируют на характерном участке при обоснованном нагрузочном и скоростном режимах работы диагностируемого механизма. По среднему или максимальному значению данных осциллограммы колебательного процесса сравнивая с нормативными судят о работе диагностируемого сопряжения. Нормативы определяют по экспериментальной методике симуляционным введением неисправностей или накоплением статической информации по результатам эксплуатационных испытаний.

Для определения состояния деталей ЦПГ необходимы следующие инструменты: акселерометр, используемый для измерения вибрации узлов машины; ультразвуковой течеискатель, который позволяет разделить высокочастотные составляющие, обусловленные движением газов, и низкочастотный шум механической природы; индуктивный датчик; датчик давления (тензодатчик, или датчик пьезоэлектрического типа). Недостатком данного способа является использование большого количества дорогостоящих приборов делающих диагностику ЦПГ недоступной для многих СТО. Таким образом, представленные способы диагностики ЦПГ ДВС имеют существенные недостатки, не позволяющие

с большой долей вероятности говорить о состоянии рассматриваемого сопряжения, требуется разработка более точных и мобильных средств диагностики.

Пример структурно-следственной связи цилиндропоршневой группы двигателя как объекта диагностирования приведен на рис. 1.12. Данная схема устанавливает взаимодействие элементов, структурных параметров, диагностических признаков и параметров. Каждый из этих элементов имеет свое выражение в виде конкретных проявлений, связи между ними. При изменении структурных параметров, таких как износы в сопряжениях, зазор изменяются и измеряемые диагностические параметры.

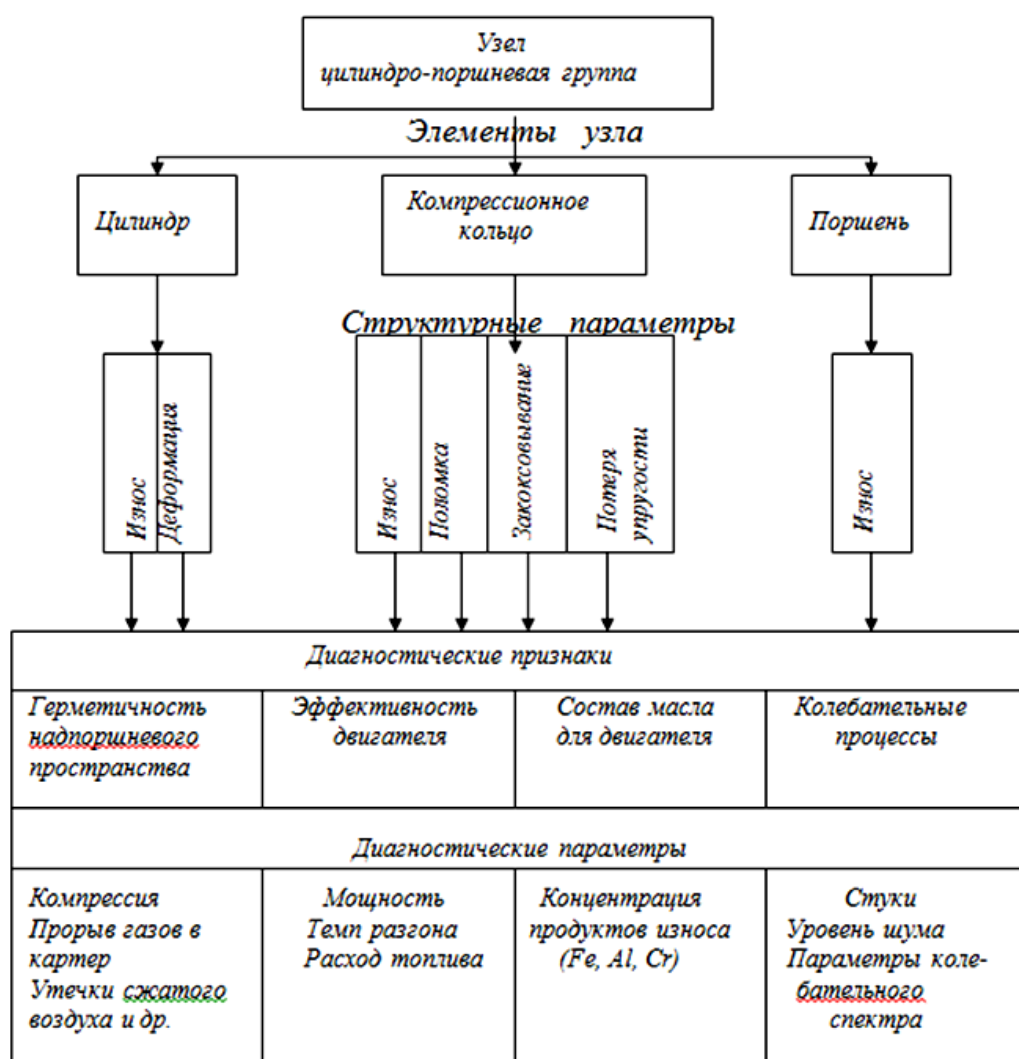


Рисунок 1.12 – Структурно-следственная связь цилиндропоршневой группы двигателя как объекта диагностирования [22]

Диагностические параметры, соответствующие структурным подразделяют на номинальные, характеризующие исправное состояние нового сопряжения, допустимые, характеризующие работу сопряжения в пределах исправной работы в период эксплуатации и предельные, которые соответствуют переходу условной границы в неисправное состояние сопряжения. При выборе структурных и диагностических параметров необходимо учитывать их значимость, достоверность, информативность [9].

Основными показателями эффективности сельскохозяйственных машин являются производительность, мощность, энергоемкость и экономичность. Согласно исследованиям, до 30% машинотракторного парка сельхозпредприятий эксплуатируются с и перерасходом топлива. Более половины неисправностей, влияющих на топливную экономичность, могут быть устранены силами и средствами самих предприятий регулировками и устранением неисправностей.

Одним из методов проверки текущего технического состояния герметичности надпоршневого пространства является непосредственное измерение компрессии при помощи компрессометра. Компрессия – это максимальное давление воздуха в камере сгорания в конце такта сжатия. Снижение давления на 40% указывает на поломку или залегание колец, либо на предельный износ колец и гильзы, либо на неплотность сопряжения «клапан-гнездо». Неисправность сопряжений «кольцо-гильза» определяется повторным замером давления после добавления в камеру сгорания 20...25 см³ моторного масла. Увеличение давления указывает на значительный износ колец и гильзы. У этого метода есть свои преимущества и недостатки. Преимуществами является дешевизна компрессометра, быстрота проверки.

Основными недостатками являются:

- Зависимость показаний от частоты вращения коленчатого вала двигателя. При этом обороты при прокрутке стартером (250...350 мин-1)

существенно отличаются даже от частоты вращения коленчатого вала в режиме холостого хода, не говоря уже о режимах частичных и полных нагрузок.

- Недостаточная информативность теста для выявления не только проблемных цилиндров, но и первопричины недостаточного давления.

- Невозможность проведения теста на демонтированном двигателе, частично разобранном двигателе или двигателе с неработающим стартером.

Измерение температуры в камере сгорания двигателя без воспламенения дает более полные данные о состоянии ЦПГ. За время эксплуатации двигателя до капитального ремонта температура в камере сгорания цилиндра двигателя снижается более чем на 11%. Прорыв надпоршневых газов в картер как и угар моторного масла, неизбежно влечет последствия при увеличенном зазоре сопряжения «поршень-кольцо-гильза», так как различие рабочих температур в камере сгорания и силовые напряжения деталей ЦПГ способствуют изменению геометрии деталей двигателя, увеличению тепловых зазоров в механизмах и потере упругости поршневых колец.

Многими учеными [49,61,65,90] признается факт зависимости температуры в камере сгорания от износа сопряжений цилиндропоршневой группы, но приборная реализация затруднена в силу не достаточной аналитической и экспериментальной разработки средства и способа диагностирования. Поэтому, задачами настоящего исследования стали теоретическое обоснование способа диагностирования ЦПГ по температуре в камере сгорания ДВС и разработка устройства.

Таким образом, все многообразие способов диагностирования цилиндропоршневой группы ДВС с достоинствами и недостатками представлено в таблице 1.3. На наш взгляд, необходима разработка способа диагностирования ЦПГ, учитывающего температуру в камере сгорания с разработкой устройства, методики и обоснования структурного и диагностического параметров диагностирования. Данному вопросу

посвящены работы ученых Санкт-Петербургского государственного аграрного университета [72,73, 74, 75, 76, 97,100].

Таблица 1.3 – Способы диагностирования цилиндропоршневой группы ДВС, их достоинства и недостатки

№ п/п	Способ диагностирования	Достоинства	Недостатки
1.	Измерение давления компрессометром	-быстрота; -оценка общего технического состояния; -переносной.	-большая погрешность (10%); -при недостаточно заряженной АКБ компрессия на 1...1,5 атм. ниже реальной
2.	Измерение расхода картерных газов пневмотестером	-оценка общей работоспособности ЦПГ; -выявляет факт неисправности цилиндра.	-утечка газов через сальниковые уплотнения; -влияние вибрации на показания пневмотестера; -необходимость в источнике сжатого воздуха.
3.	Органолептический	-предварительная оценка технического состояния по стукам, температуре охлаждающей жидкости.	-малая информативность; -низкая точность диагноза; -субъективизм.
4.	Виброакустический	-предварительная оценка технического состояния по шуму в ЦПГ ДВС.	-малая информативность; -низкая точность диагноза; -субъективизм.
5.	Трибодиагностика (анализ продуктов износа в моторном масле спектрометрами)	-точная количественная оценка продуктов износа – химических элементов в моторном масле, характеризующих износ конкретных деталей ДВС.	-высокая стоимость; -недостаточная информативность; -высокая трудоемкость; -стационарный.
6.	Диагностика по температуре в камере сгорания (предлагаемый)	-информативность; -точность способа; -дешевизна и невысокая трудоемкость; -переносной.	-высокая квалификация персонала.

1.3 Выводы и задачи исследования

Проведённый анализ позволяет сделать следующие выводы.

1. Существующие методы и средства диагностирования цилиндропоршневой группы двигателей отличаются многообразием используемых диагностических параметров, недостаточной универсальностью, точностью и сравнительно большой трудоёмкостью, что ограничивает их применение в различных производственных условиях.

2. Имеющиеся устройства диагностики не отвечают требованиям эксплуатирующих предприятий: они либо дороги, либо малоинформативны. Необходимо рассчитать периодичность и подобрать комплекс диагностических средств, набор параметров, оптимально сочетающих качество диагностирования, трудоёмкость, информативность.

3. Перспективным направлением, наряду с имеющимися, является измерение температуры в камере сгорания цилиндропоршневой группы, как диагностического параметра, связанного с износом сопряжения «поршень-кольцо-гильза» и определяющего ресурс ДВС.

Сделанные выводы позволяют сформулировать следующие основные задачи настоящего исследования.

Задачи исследования:

1. Теоретически обосновать способ диагностирования ЦПГ по температуре в камере сгорания ДВС.

2. Разработать устройство для диагностирования ЦПГ по температуре в камере сгорания.

3. Провести экспериментальные исследования диагностического устройства с обоснованием периодичности его использования.

4. Определить экономический эффект предлагаемых разработок.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

2.1 Аналитическое исследование зависимости температуры камеры сгорания от износа сопряжений цилиндропоршневой группы

Исследованиями [1-4] установлено, что интенсивность изнашивания сопряжений α изменяется прямо пропорционально изменению давления Δp на поверхности трения:

$$\alpha = \alpha_0 \pm c \Delta p \quad (2.1)$$

где α_0 – интенсивность изнашивания материала детали до момента увеличения давления на поверхности трения;

c – коэффициент пропорциональности.

Интенсивность изнашивания сопряжений механизмов и систем ДВС изменяет форму зависимости износа сопряжения от пробега. Профессором Ф.Н. Авдонкиным выполнено исследование изнашивания основных сопряжений механизмов и систем ДВС [1,2,3,4] и доказана экспоненциальная зависимость изменения интенсивности изнашивания сопряжений ЦПГ и КШМ от пробега l :

$$\alpha = \alpha_0 e^{\pm bl} \quad (2.2)$$

где α_0 – интенсивность изнашивания сопряжения, приведённая к начальному периоду эксплуатации;

b – коэффициент изменения интенсивности изнашивания сопряжения на единицу износа.

Интенсивность изнашивания динамически нагруженных сопряжений «шатун - поршневой палец» увеличивается в эксплуатации, а саморазгружающихся уменьшается (например, сопряжение «цилиндр - поршневое кольцо»), что объясняется различной интенсивностью изнашивания этих сопряжений в эксплуатации. При взаимодействии

поверхностей трения с детерминированными скоростью скольжения и давления в рабочем диапазоне температур [104], на рабочих поверхностях трения увеличивается температура. Интенсивность изнашивания от температуры с достаточной точностью описывается линейной зависимостью [1,2]:

$$\alpha = \alpha_0 \pm b\Delta t \quad (2.3)$$

где Δt – изменение на поверхности трения температуры;

α_0 – интенсивность изнашивания;

b – коэффициент интенсификации износа.

Линейная зависимость (2.3) корректна, так как подтверждена многими экспериментами данными, полученными профессором Авдонькина Ф.Н. [4]. Что касается сопряжений, смазываемых под давлением, влияние температуры моторного масла в картере двигателя на интенсивность изнашивания сопряжений - квадратичная [1,2]:

$$\alpha = \alpha_0 - b_1\Delta t_M + b_2\Delta t_M^2 \quad (2.4)$$

где Δt_M – варьирование температуры моторного масла;

b_1, b_2 – коэффициенты, учитывающие изменение температуры.

Интенсивность изнашивания зависит от давления на поверхности трения сопрягаемых деталей и скорости скольжения согласно зависимостям [1,2]:

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_1(1 - e^{-b\Delta p}), \quad \alpha = \alpha_0 + \alpha_1\left(1 - e^{-b\Delta v}\right), \quad (2.5)$$

где α_0 – интенсивность изнашивания сопряжений при $\Delta p = 0$, $\Delta V = 0$;

α_1 – интенсивность изнашивания сопряжений при $p \rightarrow \infty$ или $V \rightarrow \infty$;

$\Delta p, \Delta V$ – изменение давления на поверхности трения и скорости скольжения сопрягаемых деталей узла.

Недостатками имеющихся зависимостей влияния давления на температуру в камере сгорания является то, что из расчета исключается влияние утечки рабочего тела через поршневые кольца, а для двигателей с

пробегом это является недопустимым. Для учета утечек воспользуемся уравнением Менделеева-Клапейрона:

$$P \cdot V = M \cdot R \cdot T, \quad (2.6)$$

где P – давление газов в камере сгорания, Па;

V – объем камеры сгорания, м³;

M – масса рабочего тела в цилиндре, моль;

R – универсальная газовая постоянная, Дж/моль·К ($R=8,31$ Дж/моль·К);

T – температура в камере сгорания, °К.

Определим температуру в такте сжатия в верхней мертвой точке с учетом утечки воздушно-масляной смеси без возгорания. Для этого прологарифмируем уравнение (2.6):

$$\ln(P \cdot V) = \ln(M \cdot R \cdot T). \quad (2.7)$$

Раскроем равенство (2.7) и продифференцируем по температуре:

$$(\ln P + \ln V)' = (\ln M + \ln R + \ln T)'. \quad (2.8)$$

Производная функции (2.8) будет иметь вид:

$$\frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{M} \cdot \frac{dM}{dt} + 0 + \frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{dt}. \quad (2.9)$$

Умножив равенство (2.9) на dt , получим дифференциальное уравнение изменения температуры в камере сгорания, учитывающее утечки рабочего тела M через замки поршневых колец из-за износа гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца:

$$\frac{dT}{T} = \frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dM}{M}. \quad (2.10)$$

Вычитание утечки в формуле (2.10) свидетельствует о снижении температуры при утечке рабочего тела из камеры сгорания ДВС.

Предложена модель и блок-схема расчета в программе MatLab, позволяющая рассчитать температуру смеси в камере сгорания с воспламенением и без воспламенения для двигателей с разным износом цилиндропоршневой группы. Исходными данными для теплового расчета

дизеля КАМАЗ-740.11-240 с воспламенением являлись: теплота сгорания топлива; коэффициент избытка воздуха; давление и температура остаточных газов; показатель адиабаты; угол поворота коленчатого вала. Показатели для расчета без воспламенения: диаметр и ход поршня; угол поворота коленчатого вала; номинальный, допустимый и предельный износы гильз цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца (диаметр гильзы цилиндров); частота вращения коленчатого вала; степень сжатия.

Тепловой расчет выполнялся в MatLab по формуле:

$$T_{к.с.} = T \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К} \quad (2.11)$$

где $T_{к.с.}$ – температура газов в камере сгорания, К;

ε – степень сжатия;

n_1 – показатель политропы сжатия (для дизелей $n_1=1,36$).

Степень сжатия:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_x}, \quad (2.12)$$

где V_a – объем цилиндра и камеры сгорания, л ($V_a = 1,357$ л);

V_x – объем камеры сгорания и цилиндра при переменном угле поворота коленчатого вала, л:

$$V_x = \frac{\pi d^2 \cdot S_x}{4} + V_{кс}, \quad (2.13)$$

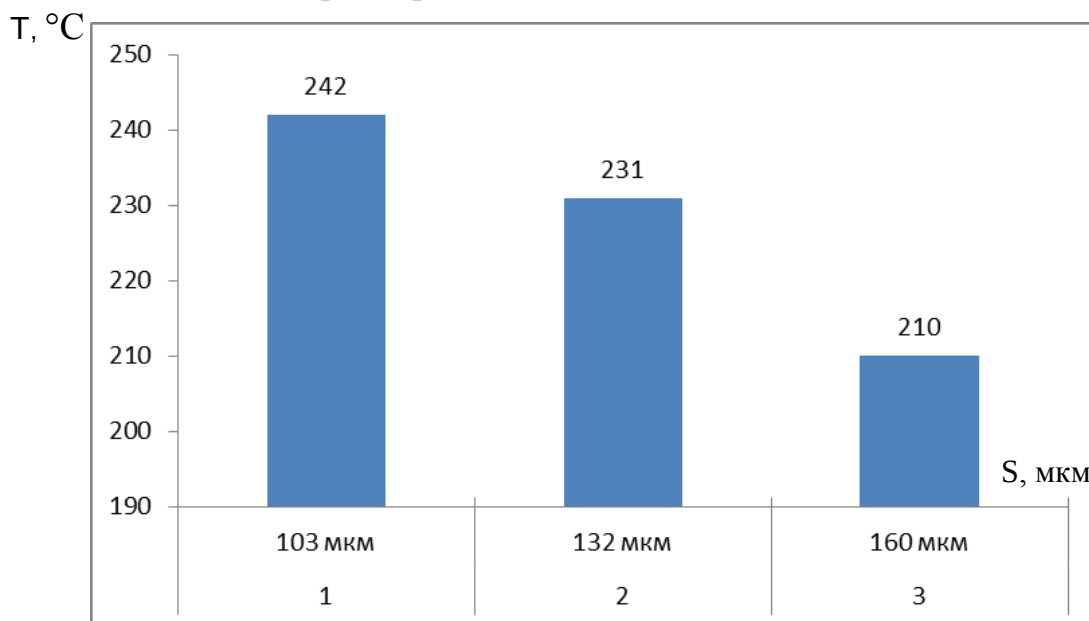
где S_x – перемещение поршня по углу поворота коленчатого вала ($S_x = 1 - \cos \varphi + \lambda/4(1 - \cos 2\varphi)$, здесь λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна), $V_{кс}$ – объем камеры сгорания.

Окончательно, расчетная формула:

$$T_{к.с.} = \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dM}{M} \right) \cdot \left(\frac{V_a}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) \right) + V_{кс}} \right)^{0,36} \quad (2.14)$$

Результаты теплового расчета без воспламенения приведены на гистограмме, приведенной на рисунке 2.1. 1 – для ДВС с номинальным

значением диагностического параметра; 2 – для ДВС с допустимым значением диагностического параметра; 3 – с предельным значением диагностического параметра.



1 – ДВС с номинальным значением диагностического параметра;

2 – для ДВС с допустимым значением диагностического параметра;

3 – с предельным значением диагностического параметра

Рисунок 2.1 – Изменение температуры в камере сгорания ДВС КАМАЗ-740.11-240 от износа гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца (в плоскости качания шатуна)

Таким образом, проведенные аналитические исследования показывают, что использование температуры воздушно-масляной смеси в камере сгорания без воспламенения учитывает основные факторы, обуславливающие техническое состояние цилиндропоршневой группы. Теоретические расчеты подтверждены экспериментальными исследованиями, при этом сходимость составляет 95%.

2.2 Анализ процессов сгорания, происходящих в цилиндропоршневой группе дизельных ДВС

Предельные значения структурных параметров ДВС обусловлены износом сопряжений, что влечет снижение его технико-экономических

характеристик: мощностных, тягово-экономических, роста расхода топлива и моторного масла. Однако, имеются определенные трудности при измерении структурных параметров напрямую, тогда и невозможно их использование при диагностике. На практике этим и объясняется использование косвенных рабочих выходных параметров состояния механизмов.

Изменение давления и температуры рабочего тела в надпоршневом пространстве ДВС при сжатии происходит вследствие изменения объема этой полости и теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра.

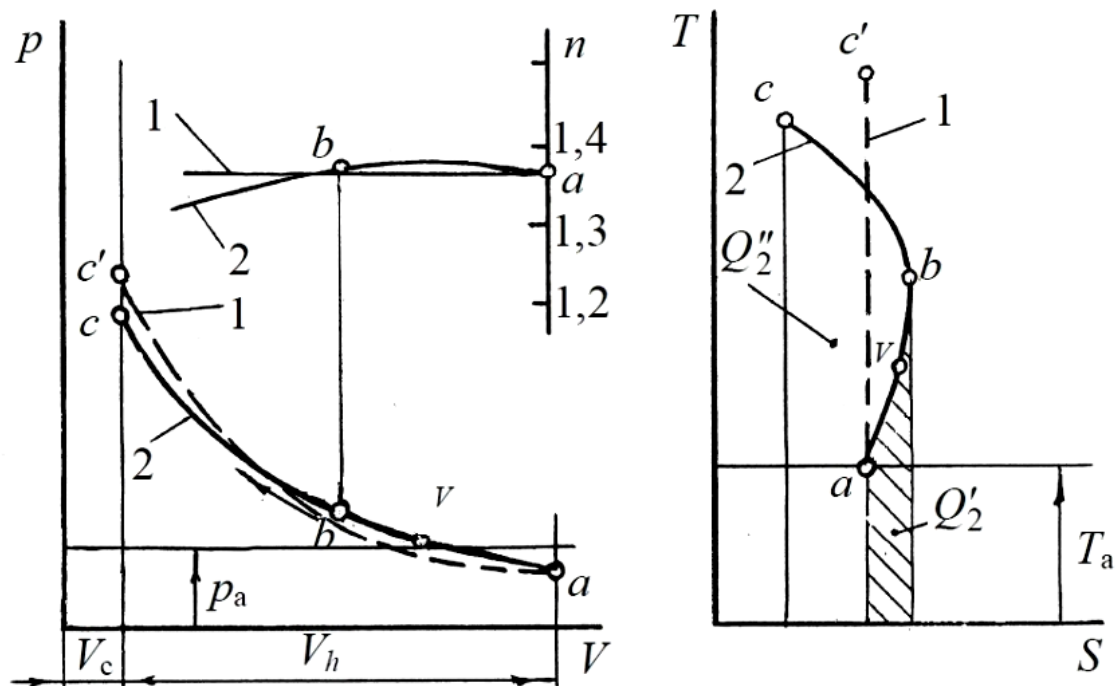
В процессе работы цилиндропоршневой группы двигателя из-за износа поршневых колец и гильз цилиндров происходят утечки топливно-воздушной смеси камеры сгорания через поршневые кольца и впускные (выпускные) клапаны. В основном перетекание топливно-воздушной смеси из камеры сгорания ДВС проходит через зазоры в поршневых кольцах. Подтверждением этого являются многочисленные работы ученых двигателистов с результатами измерений утечек газов через поршневые кольца в картер двигателя. При проведении эксперимента с приработанным неизношенным комплектом поршневых колец до 82% утечек приходится на тепловые зазоры поршневых колец [20]. Истечение рабочей смеси через тепловые зазоры замков колец осуществляется при скорости до 300 м/с, то есть, время взаимодействия смеси с зазорами поршневого кольца при истечении через тепловой замок будет малым и процесс истечения рабочего тела можно принять адиабатическим.

Испарение с поверхности капель топлива при впуске в камеру сгорания двигателя или поступивших с закачиваемым воздухом после прохождения впускного клапана, а также испарение с поверхности топливной пленки на стенках камеры сгорания оказывает влияние на величины давления и температуры, но оно настолько мало, что им можно пренебречь [20].

На процесс сжатия сильное влияние оказывает теплообмен топливно-воздушной смеси со стенками камеры сгорания. В начале такта сжатия рабочего цикла температура смеси ниже температуры внутренней поверхности головки цилиндра (она составляет $200...350^{\circ}\text{C}$), температура выпускных клапанов в камере сгорания достигает $500...700^{\circ}\text{C}$, а температура днища поршня колеблется в пределах $240...340^{\circ}\text{C}$. Температура в верхней части гильзы цилиндра составляет $100...300^{\circ}\text{C}$. В силу этого, теплота от стенок камеры сгорания передается рабочей смеси (отрезок $a-b$ на рис.2.2). Количество теплоты Q'_2 передаваемое рабочей смеси от стенок камеры сгорания на данном участке соответствует площади под отрезком $a-b$. В этом случае, давление топливно-воздушной смеси в камере сгорания на участке $a-b$ будет выше, чем при адиабатическом процессе сжатия смеси в камере сгорания отрезка от a до точки c (рис. 2.2). Если представить изменение на участке сжатия параметров топливно-воздушной смеси политропой с вариативным показателем степени n (кривая 2), то он на этом участке будет выше в интервале температур $T_a - T'_c$ среднего значения показателя адиабаты сжатия.

Температура рабочего тела в точке b соответствует значению, при котором от поверхности камеры сгорания подвод теплоты к рабочей смеси подводится с температурой превосходящей температуру рабочей смеси. Температура будет выравниваться и тепловые потоки будут тождественны. Тогда и показатель политропы сжатия и показатель адиабаты в точке b будут равны для температуры смеси в этой точке.

Далее, после точки b температура рабочей смеси будет расти и будет осуществляться обратный процесс – передача теплоты от рабочей смеси к поверхности стенок камеры сгорания и он будет превосходящим по температуре. В данном случае, показатель политропы сжатия снижается и будет меньше показателя адиабаты.



1 – адиабатический процесс сжатия при среднем значении показателя адиабаты сжатия в интервале температур $T_a - T'_c$.

2 – политропический процесс сжатия с отдачей теплоты Q'_2 от поверхности стенок надпоршневой полости в начале такта сжатия, и с отдачей теплоты Q''_2 от рабочего тела к поверхности стенок камеры сгорания.

Рисунок 2.2 – Диаграммы процесса сжатия в системе координат p – V и T – S [20]

Потерянное количество теплоты Q''_2 на разогрев стенок камеры сгорания ДВС на рассматриваемом участке пропорционально площади под линией b – c (рис. 2.2). Взаимообмен теплоты между стенками камеры сгорания и топливно-воздушной смесью зависит от конструктивных и эксплуатационных факторов: объема камеры сгорания, диаметра гильзы цилиндров, характера материалов деталей ЦПГ, частоты вращения коленвала, давления в камере сгорания, вида системы охлаждения, геометрических размеров. Чем меньше диаметр цилиндра и частота вращения коленчатого вала, тем больше количество теплоты, передаваемое от стенок камеры сгорания топливно-воздушной смеси.

Для целей моделирования камеру сгорания цилиндра двигателя КАМАЗ-740.11-240 можно принять как термодинамическую систему открытого типа с неустановившимся процессом тепло и массообмена (рис. 2.3).

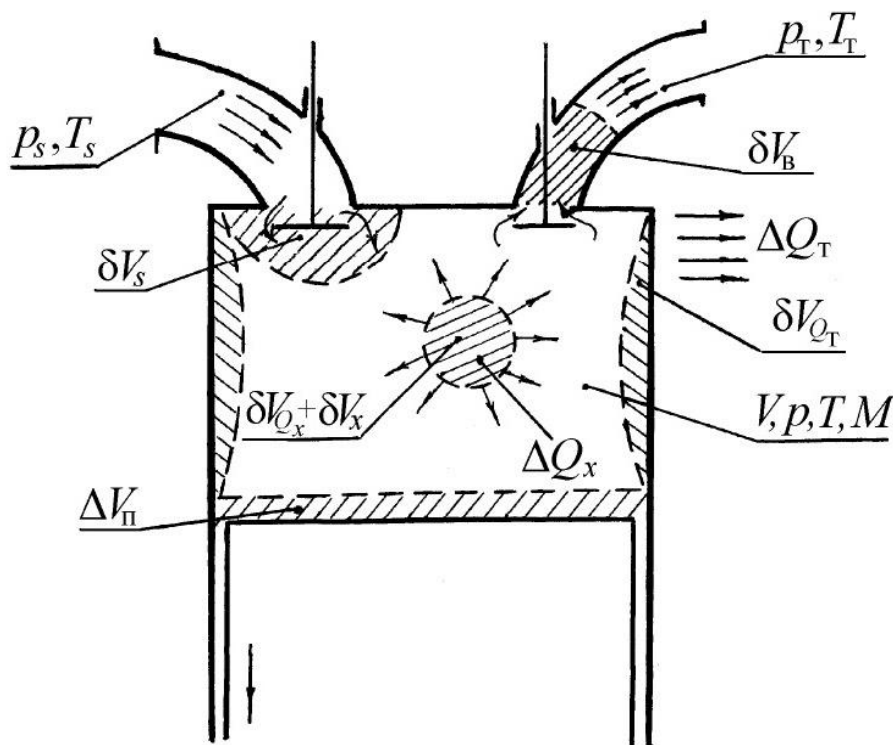


Рисунок 2.3 – Схема теплообмена и массообмена в надпоршневой полости [20]

Аналитическую связь термодинамических процессов, происходящих в топливно-воздушной смеси можно установить при определенной степени упрощений процессов, происходящих в камере сгорания. Применительно к камере сгорания ДВС математическая модель тепловых процессов для конкретных участков теплообмена предложена и выполнена в виде инженерного расчета профессором Н.М. Глаголевым [21].

Математическая модель построена с учетом уравнения баланса изменения объема топливно-воздушной смеси в камере сгорания, обусловленного различными факторами и уравнения изменения по адиабатическому процессу в дифференциальной форме [21]:

$$\Delta V_{\Pi} = \delta V_S + \delta V_B + \delta V_{Q_T} + \delta V_{Q_X} + \delta V_X + \Delta V_{\text{Ад}}$$

$$dp = -\frac{kp}{V} dV \quad (2.15)$$

или для изменения объема топливно-воздушной смеси:

$$\Delta p = -\frac{kp}{V} \Delta V_{\text{Ад}}, \quad (2.16)$$

где ΔV_{Π} – изменение объема камеры сгорания в течение малого промежутка времени Δt из-за перемещения поршня (следует отметить, что перемещение поршня не зависит от тепловых процессов в камере сгорания);

δV_S – объем свежего заряда воздуха или рабочей смеси, поступившего в камеру сгорания за промежуток времени Δt при давлении p и температуре T_S в камере сгорания и соответствующей температуре перед впускным клапаном;

δV_B – объем рабочей смеси, ушедшей в виде утечек из камеры сгорания за промежуток времени Δt при давлении и температуре рабочей смеси в камере сгорания;

δV_{Q_T} – изменение объема рабочей смеси газов в камере сгорания за промежуток времени Δt , обусловленное тепловым и массовым обменом между рабочей смесью и стенками камеры сгорания;

δV_{Q_X} – изменение объема топливно-воздушной смеси в камере сгорания за промежуток времени Δt , из-за подвода теплоты к рабочей смеси вследствие химической реакции окисления рабочей смеси;

δV_X – изменение объема рабочей смеси в камере сгорания за промежуток времени Δt , из-за изменения числа молей рабочей смеси вследствие химических реакций окисления рабочей смеси;

$\Delta V_{\text{Ад}}$ – разность изменений объемов камеры сгорания ΔV_{Π} и рабочей смеси за промежуток времени Δt при фиксированном давлении;

k – показатель адиабаты для смеси газов в камере сгорания.

Аналитическое выражение для расчета изменения давления в камере сгорания двигателя, в которой происходят процессы горения, теплообмена

и массообмена может быть получено из дифференциального уравнения состояния, уравнений массового и энергетического балансов при реализации гипотезы, что в течение дискретного промежутка времени тепловые процессы в рабочей полости квазистационарные (установившиеся), а рабочая смесь за промежуток времени $d\tau$ находится в равновесном состоянии [59]:

$$dM = dM_S - dM_B \quad (2.17)$$

$$dQ = dI - Vdp$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV_{\Pi} - dV_X}{V} - \frac{dT}{T} = \frac{dM}{M},$$

где dM – изменение массы топливно-воздушной смеси, обусловленное поступлением свежей порции dM_S и выходом смеси из камеры сгорания dM_B за время $d\tau$;

dQ – теплота, переданная топливно-воздушной смеси за этот же промежуток времени;

dI – изменение энтальпии топливно-воздушной смеси в течение промежутка времени $d\tau$;

dV_{Π} – изменение объема камеры сгорания из-за перемещения поршня за промежуток времени $d\tau$;

dV_X – изменение объема топливно-воздушной смеси из-за изменения числа молей рабочей смеси вследствие химического окисления рабочей смеси в течение промежутка времени $d\tau$.

На такте сжатия изменение давления в камере сгорания в общем случае теплообмена и массообмена [20]:

$$dp = \frac{kp}{V} \left[-\frac{1}{p} dM_{YT} + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{(\pm dQ_T)}{p} - dV_{\Pi} \right] \quad (2.18)$$

где dM_{YT} – уменьшение массы топливно-воздушной смеси в камере сгорания, обусловленное утечкой рабочей смеси через клапаны газораспределительного механизма, поршневые кольца за промежуток времени $d\tau$;

k – показатель адиабаты теплового процесса ДВС;

dQ_T – потери теплоты от поверхности стенок камеры сгорания к рабочей смеси или от рабочей смеси к стенкам камеры сгорания;

dV_{II} – изменение объема камеры сгорания из-за перемещения поршня за расчетный промежуток времени;

P и V – давление и объем рабочей смеси в начале наблюдаемого промежутка времени.

Конкретное значение промежутка времени $\Delta\tau$, или конкретное значение угла поворота коленчатого вала $\Delta\varphi = 1 - 5^\circ$ характеризуется определенным давлением в камере сгорания, объемом ее, связанным с нахождением поршня в заданном месте, молярной массой рабочей смеси и температурой топливно-воздушной смеси. Также необходимо учитывать передачу теплоты от поверхности стенок камеры сгорания к рабочей смеси и обратный процесс теплопередачи от разогретой рабочей смеси к поверхности стенок камеры сгорания в конце рассматриваемого промежутка времени:

$$\begin{aligned} p_{i+1} &= p_i + \Delta p_i \\ T_{i+1} &= \frac{p_{i+1} \cdot V_{i+1}}{M_{i+1} \cdot R} \\ M_{(i+1)} &= M'_V \\ V_{(i+1)} &= V_V + \Delta V_{II} \\ Q_{T(i+1)} &= Q_{Ti} \pm \Delta Q_{Ti} \end{aligned} \tag{2.19}$$

где p_i, p_{i+1} – значения давления в камере сгорания в рассматриваемом интервале времени;

R – универсальная газовая постоянная для 1 кг рабочей смеси;

M'_V и V_V – масса рабочей смеси и ее объем в рассматриваемом интервале времени.

Передача тепла ΔQ_{Ti} от стенок камеры сгорания рабочей смеси и в обратном направлении в течение рассматриваемого интервала времени определяется по формуле:

$$dQ_T = \sum_{j=1}^j \alpha_{T,j} (T - T_{ст,j}) F_j d\tau, \quad (2.20)$$

где $\alpha_{T,j}$ – коэффициент теплопередачи от рабочей смеси газов к поверхности камеры сгорания полости «j» с индивидуальными физическими свойствами, учитывающими материалы деталей, конвекционный массообмен и излучение вспышки пламени рабочей смеси;

T – мгновенное значение температуры газов в камере сгорания;

$T_{ст,j}$ – среднее за цикл значение температуры «j» камеры сгорания;

F_j – площадь «j» камеры сгорания.

Из-за циклического характера нестационарного теплообмена между топливно-воздушной смесью и стенками камеры сгорания двигателя нет возможности установить однозначные количественные соотношения между характеризующими состояние параметрами давления, температуры за цикл работы ДВС и параметрами, определяющими взаимное направление теплового потока от рабочей смеси к стенкам камеры сгорания и от стенок к топливно-воздушной смеси. Энергия теплового потока, направленная в стенки камеры сгорания и в обратном направлении зависит от интенсивности конвекционного теплообмена, так как в камере сгорания давление и температура являются переменными величинами. Скорость сгорания и детонации рабочей смеси во время воспламенения зависит от площади и физических свойств материалов камеры сгорания двигателя. И конечно все учесть при теплопередаче в виде функций или математических моделей затруднено. В большинстве исследований ученых и разработок коллективов ученых термодинамических процессов в двигателях внутреннего сгорания, за исключением некоторых специальных разработок, подтверждается достаточность наличия математических зависимостей с допустимой для конкретного варианта точностью. При этом зависимости отражают качественную и количественную характеристику процессов массообмена и теплообмена топливно-воздушной смеси и камеры сгорания, а также учитывают потери

в виде утечек через сопряжение «поршень-кольцо-гильза» двигателя.

Отечественные и зарубежные исследователи рабочих процессов массообмена и теплообмена в камере сгорания двигателя, для определения коэффициента теплопередачи используют зависимости, предложенные В. Нуссельтом, Г. Вошни, Н.Р. Брилингом, Г. Эйхельбергом, Г.Б. Розенблитом. Они не лишены недостатков, например, они не отражают качественную сторону явлений массообмена и теплообмена – соотношение теплопередачи между топливно-воздушной смесью и поверхностью камеры сгорания. Конечно, они используются для частных случаев теплового расчета конкретных двигателей с конкретной поставленной задачей, но всегда требуется уточнение и коррекция коэффициентов в аналитических функциях, а иногда и самих функций.

Уравнение для определения коэффициента теплопередачи от поверхности элементов камеры сгорания к рабочей смеси и наоборот – от горячей смеси к стенкам камеры сгорания определяется из критериального уравнения конвекции массообмена и теплообмена, причем моделируется процесс возгорания смеси в камере сгорания цилиндропоршневой группы как возгорание топливно-воздушной смеси в цилиндрической трубе [20]:

$$Nu = f(Re, Pr, \frac{d}{l}), \quad (2.21)$$

где Nu, Re, Pr – критерии Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля;

d/l – диаметр и длина трубы.

При возгорании рабочей смеси образуется турбулентный поток избыточного давления в трубе:

$$Nu = 0,0362 \left(\frac{d}{l} \right)^{0,054} \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,786}$$

Пренебрегая изменениями в течение цикла критерия Прандтля, что близко к действительности, и принимая в качестве определяющего размера диаметр цилиндра, а в качестве определяющей скорости газа – среднюю скорость поршня C_m Г. Вошни приходит к зависимости [20],

ккал/(м² · град · час):

$$\alpha_T = 110D^{-0,214} \cdot (C_1 C_m)^{0,786} \cdot p^{0,786} \cdot T^{-0,525}, \quad (2.22)$$

где C_1 – константа, с/м.

В системе единиц измерения СИ размерность коэффициента теплопередачи [Вт/(м² · К)], тогда:

$$\alpha_T = 128D^{-0,214} \cdot (C_1 C_m)^{0,786} \cdot (10p)^{0,786} \cdot T^{-0,525} \quad (2.23)$$

здесь D – диаметр, м;

p – давление газов в цилиндре работающего двигателя, МПа;

V – объём, м³;

T – температура, °К.

Для участка сжатия:

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_T}{C_m}, \quad (2.24)$$

где C_T – тангенциальный вектор скорости топливно-воздушной смеси в камере сгорания относительно ее полости внутренней поверхности стенок.

В четырехтактных дизельных двигателях без турбирования воздуха на впуске тангенциальная составляющая практически не влияет на параметры рабочего процесса ($C_T = 0$).

В исследованиях профессора Г. Вошни коэффициент теплоотдачи газов снижается с увеличением температуры в камере сгорания, что соответствует реальному процессу массообмена и теплообмена. В исследованиях других ученых - В. Нуссельта, Г. Эйхельберга коэффициент теплоотдачи газов растет прямо пропорционально увеличению температуры газов в камере сгорания.

Нами проведена экспериментальная проверка аналитических зависимостей, предложенных профессором Г. Вошни [20] для дизельных двигателей, которая показала при измерении температуры термпарой хорошую сходимость экспериментальных и расчетных значений. Это касается и суммарных утечек, вследствие чего снижается температура газов в камере сгорания ДВС. Тепловой расчет с применением программы

MatLab также подтвердил сходимость экспериментальных и расчетных значений на отдельных участках рабочего цикла, соответствующего процессам впуска, сжатия и рабочего хода двигателя как с подачей, так и без подачи топлива в камеру сгорания в большом диапазоне изменения температуры и давления. По данным многих исследователей, потери теплоты из-за излучения пламени уменьшаются в широком диапазоне от минимальных потерь до половины от общего количества теплоты, теряемой в полостях камеры сгорания по причине теплообмена. В экспериментах профессора Л.М. Белинкия потери составляли до 27 %, а у профессора Г. Вошни [20] до 25 %. То есть примерно одинаковы. А вот по формуле профессора Нуссельта этот вид потерь составляет всего до 3 % суммарных потерь теплоты. Поэтому, примерное совпадение значений вида потерь теплоты излучением от общего значения теплоты, теряемой в поверхностях камеры сгорания из-за массообмена и теплообмена в работах профессоров Л.М. Белинкия и Г. Вошни невольно подтверждают правоту используемых ими методик исследований, а следовательно и уровень этих потерь теплоты в камере сгорания двигателей. Но применение этих зависимостей в математических расчетах влечет за собой знания ряда коэффициентов, характеризующих процесс горения и температуры плазмы. Из работ профессора Г. Вошни следует, что увеличение коэффициента теплопередачи в момент горения происходит не из-за излучения пламени, а из-за увеличения турбулентности рабочей смеси при возгорании и следующей отсюда интенсификации конвекции.

Научные разработки профессора Г. Вошни и других ученых двигателистов показали допустимую сходимость аналитических и экспериментальных данных по потерям теплоты в стенках камеры сгорания из-за теплообмена для отдельных участков индикаторной диаграммы (впуска, сжатия, сгорания-расширения, выпуска), и циклов в целом, в различном диапазоне частоты вращения коленчатого вала двигателя. Отличительной особенностью исследований профессора Г.

Вошни является разработка методики экспериментального измерения потерь тепла от топливно-воздушной смеси к стенкам камеры сгорания и , обратном направлении, от стенок камеры сгорания к рабочей смеси различных типов двигателей. Поэтому, за основу при исследовании процессов теплопередачи и теплообмена, массообмена, нами взята зависимость изменения для коэффициента теплоотдачи при расчете рабочих процессов проф. Г. Вошни, даже несмотря на некоторые допущения, использованные в математической модели.

Определение температуры поверхности стенок камеры сгорания, как и определение температуры газов в камере сгорания, является сложной задачей из-за ее неравномерности по поверхности и участкам камеры сгорания, ведь температура значительно изменяется даже в пределах рабочего цикла в камере сгорания двигателя за бесконечно малый промежуток времени. Колебания температуры значительны, ведь в пределах цикла в зависимости от режима работы двигателя, изменения температуры достигают 50 градусов Цельсия, а на стенках камеры сгорания – на порядок выше в такте расширения.

Поэтому, есть необходимость определения средней температуры в камере сгорания, но для этого необходимо разработать устройство, методику, алгоритм диагностирования. Также необходимо обосновать параметры диагностирования – номинальные, предельные, допустимые. Параметры диагностирования должны отвечать требованиям однозначности, информативности, стабильности и чувствительности. Ввиду невозможности определения мгновенных температур в камере сгорания из теории термодинамики взято среднее значение коэффициента теплоотдачи, оно берется одинаковым для всех элементов камеры сгорания и ее поверхности. Это относится к поршню, поверхности головки цилиндра, гильзы.

Среднюю температуру в камере сгорания нами предлагается принять по экспериментальным измерениям температуры термопарой в различных

цилиндрах двигателя. Она будет определяться и теоретически по формуле теплового расчета в соответствующей компьютерной программе [20]:

$$T_{CT.j} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} F_i T_{CT.i}}{F_j}, \quad (2.25)$$

где $F_i, T_{CT.i}$ – площадь и температура деталей камеры сгорания;

$F_j = \sum_{i=1}^{i=n} F_i$ – площадь поверхности элементов камеры сгорания, ее образующих.

Средняя температура в камере сгорания за рабочий цикл и временной интервал зависит от технических характеристик двигателя, его конструкции, применяемых материалов для изготовления цилиндропоршневой группы и головок блока цилиндров, изменению средней по времени и по поверхности температуры деталей $T_{CT.j}$.

Средние за цикл значения температуры $T_{CT.j}$ и коэффициента теплоотдачи $\alpha_{T.j}$ для деталей камеры сгорания принято принимать по экспериментальным данным или полученным расчетным путем закономерностям для двигателей.

Давление по углу поворота коленчатого вала в исследуемом промежутке времени $\Delta\tau_i$, соответствующем циклу сжатия индикаторной диаграммы будет иметь вид:

$$\Delta p_i = \left[\pm \frac{k_i - 1}{k_i} \frac{\Delta Q_{Ti}}{p_i} - \Delta V_{Pi} \right] \quad (2.26)$$

Передача теплоты ΔQ_{Ti} от поверхности стенок камеры сгорания к топливно-воздушной смеси или от нее обратно к стенкам камеры сгорания в течение промежутка времени или угла поворота коленчатого вала:

$$dQ_T = \sum_{j=1}^j \alpha_{T.j} (T - T_{CT.j}) F_j d\tau, \quad (2.27)$$

где $\alpha_{T.j}$ – коэффициент теплоотдачи от топливно-воздушной смеси к элементам поверхности камеры сгорания «j» со своими физико-техническими характеристиками, учитывающими конвекцию поверхностей камеры сгорания и теплообмен;

T – измеряемое значение температуры топливно-воздушной смеси в камере сгорания;

$T_{ст.j}$ – среднее значение температуры «j» детали поверхности камеры сгорания; F_j – площадь «j» соответствующей детали камеры сгорания двигателя.

Недостаток этой модели заключается в том, что из расчета исключается влияние утечки топливно-воздушной смеси через неплотности и замки поршневых колец, а для двигателей с пробегом, коих большинство в эксплуатирующих сельхозпредприятиях, является недопустимым.

Для решения поставленной задачи нахождения массы воздушно-масляной смеси, необходимо произвести расчет массы рабочего тела между поршневыми кольцами, используя полученное значение этого параметра в надпоршневой полости. Масса рабочего тела в каждом межкольцевом пространстве в виде дифференциального уравнения, описывающего характер ее изменения при работе двигателя [20]:

$$\frac{dM_i}{d\varphi} = \frac{1}{6n} (\pm G_i), \quad (2.28)$$

где G_i – утечка топливно-воздушной смеси через замки и неплотности поршневых колец.

Утечку топливно-воздушной смеси через замки и неплотности поршневых колец можно определить учитывая геометрические параметры [20]:

$$G = q \cdot G_{max}, \quad (2.29)$$

где

$$G_{max} = (\mu \cdot f)_{max} \cdot \sqrt{\frac{2k}{r-1} \cdot p \cdot \vartheta \cdot \left(\pi_k^{2/r} - \pi_k^{(r+1)/r} \right)}, \quad (2.30)$$

здесь $(\mu \cdot f)_{max}$ – эффективное максимальное проходное сечение канала; p, ϑ – соответственно давление и удельный объем газа на входе канала;

k – показатель адиабаты.

$q = q\left(\pi, \frac{l}{s}\right)$ – сложная функция разности давлений и характеристик канала.

$$q\left(\pi, \frac{l}{s}\right) = \sqrt{0,842 - (\pi - \pi_k)^2 \cdot (1,16 + 0,0653 \cdot l/s)} \quad (2.31)$$

Зная мгновенный расход газа G , можно вычислить массу газа, поступающего или покидающего цилиндр.

Так за элементарный промежуток времени dt :

$$dt = \frac{d\varphi}{6n}, \quad (2.32)$$

где $d\varphi$ – элементарный угол поворота коленчатого вала;

n – частота вращения коленчатого вала.

Изменение массы газа в цилиндре будет равно:

$$dM = G \cdot dt = \frac{G \cdot d\varphi}{6n}. \quad (2.33)$$

Таким образом, исходное уравнение примет вид:

$$dp = \frac{kp}{V} \left[-\frac{1}{p} \cdot \left(\frac{dM_i}{d\varphi} \right) + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{(\pm dQ_T)}{p} - dV_{\Pi} \right]. \quad (2.34)$$

Таким образом, нами получено уравнение изменения давления в конце такта сжатия (в течение расчетного промежутка времени dt), учитывающее, в отличие от имеющихся, утечку рабочего тела из цилиндра ДВС без воспламенения, которое актуально для диагностирования двигателей разработанными средствами контроля и согласуется с полученным выражением (2.14), использованным при моделировании в среде MatLab на ЭВМ.

2.3 Построение алгоритма расчета процесса сжатия с использованием ЭВМ (программного комплекса)

В современном мире использование ЭВМ для определения свойств и характеристик различных технических процессов, становится неотъемлемой частью развития науки. Моделирование процессов в ДВС не стало исключением из правил.

Математические модели постоянно развиваются, расширяя круг решаемых с помощью комплекса программ ЭВМ задач. Результаты расчета постоянно сопоставляются с экспериментальными данными разных авторов и данными заводов-изготовителей двигателей.

Правильно настроенная математическая модель ДВС позволяет проводить весьма точный расчет режимов работы двигателей, включая различные режимы мощности, что делает ее пригодной для определения технического состояния цилиндропоршневой группы и мониторинга последующей эксплуатации двигателя в целом. Выбор математических моделей обусловлен требованиями высокой точности результатов, быстродействия и универсальности, что в конечном итоге позволяет резко сократить сроки проведения научно-исследовательских работ и уменьшить количество экспериментальных исследований.

Для моделирования сложных физических процессов происходящих в камере сгорания дизельного двигателя предлагается использовать математическую модель, которая включает в себя объединение методик расчета температуры и давления в цилиндре д.т.н., В.Г. Дьяченко [61], а также определения давления в межкольцевых объемах цилиндра ДВС.

Расчеты ДВС, выполненные в Excel по предлагаемой методике представлены на рисунке 2.4.

Эти математические модели позволяют проводить расчетные исследования рабочего процесса дизельных двигателей внутреннего сгорания без воспламенения топливно-воздушной смеси, которое сопровождается взаимодействием струй с воздушным вихрем и стенками. Это позволит избежать использования трудоемких методов моделирования физических процессов в ДВС и получить высокую точность результатов численного эксперимента, отражающих сущность физических процессов, происходящих в двигателе.

Целью расчета процесса сжатия является построение индикаторной диаграммы на участке сжатия (точки v и n).

Microsoft Excel - Расчет							
№ п/п	Параметры и расчетные зависимости	Принятые обозначения	Значения	БЛОК 1 (Исходные данные)			
1	Диаметр цилиндра D, м	D	0,120	D; S; L; NO; LB; D2; TP; TT; TC; FB1; FS2; FN; DF2; M; DF; PV; VV; TV; MV; G; RO; AB1; AT1; BT1; AB2; BB2; AT2; BT2; C; H; O; QN;			
2	Ход поршня S, м	S	0,120	КР			
3	Длина шатуна L, м	L	0,225	Параметры и расчетные зависимости		Принятые обозначения	Значения
4	Степень сжатия ε	E	17	БЛОК 2 (Вычисляемые постоянные значения)			
5	Частота вращения коленчатого вала n, 1/мин	NO	800	Рабочий объем цилиндра Vh, м3	VH	0,00135648	
6	Углы поворота коленчатого вала в "ПКБ" соответствующие:			Объем камеры сжатия Vc, м3	VC	0,00008478	
7	закрытию впускных органов ϕ_n	FS2	229	Площадь поверхности стенок надпоршневой полости длины поршня, м2	FP	0,011304	
8	началу сгорания ϕ_n	FN	360	Площадь поверхности стенок надпоршневой полости головки цилиндра, м2	FG	0,00154300	
9	Универсальная газовая постоянная R0, кДж/кмоль	RO	8,314	Средняя скорость поршня Cп, м/с	CM	3,2	
10	Параметры и состав рабочего тела в надпоршневой полости в точке в конце выпуска:			Шаг расчета (промежуток времени) Δt , с	DT	0,00272917	
11	Pv, Па	PV	920000	Параметры и состав рабочего тела в надпоршневой полости в начале сжатия: M'Yv, кмоль	MCSV	0,719	
12	Vv, м3	VV	0,01398016	Параметры и состав рабочего тела в надпоршневой полости в начале сжатия: M'Yv, кмоль	MGV	0,021579291	
13	M'v, кмоль	MV	0,740889	Параметры и состав рабочего тела в надпоршневой полости в начале сжатия: RYv, кмоль	RGV	0,029126214	
14	TV, К	TV	326	БЛОК 3			
15	Yv	RGV	0,97087379	Угол поворота коленчатого вала в "ПКБ" соответствующего закрытию впускных органов	FI=FI=FS2	229	
16	Коэффициенты $a_p, \beta_p, a_n, \beta_n$ при $T_n = 1000^\circ\text{C}$			Параметры и состав рабочего тела в надпоршневой полости в начале сжатия:	VI=VI=VV	0,0140	
17	Ab	AB1	20,57	Давление МПа	V(I-1)	0,00115	
18	Bb	BB1	5400	Изменение объема в надпоршневой полости на расчетном участке	DVI	-0,01283	
19	At	AT1	20,57	Площадь поверхности стенок надпоршневой полости цилиндра	FCI	0,03916	
20	Bt	BT1	5400	БЛОК 4			
21	Средние значения температуры поверхности, К			Параметры и состав рабочего тела в надпоршневой полости в начале сжатия:	TI=TI=TV	325,72816	
22	поршня	TP	613,15	Параметры и состав рабочего тела в надпоршневой полости в начале сжатия:	PI=PI=PV	920000	
23	головки цилиндра	TT	513,15	Коэффициент теплоотдачи α_{T1} , Дж/(м2*с)	LTI	263,6686731	
24	цилиндра	TC	373,15	Количество теплоты, передаваемой от стенок к рабочему телу или от рабочего тела к стенкам надпоршневой полости на расчетном участке ΔQ_{T1} , Дж	DQTI	-3,88230	
25	Напоршневой зазор при положении поршня в ВМТ, м	DZ	0,00110	БЛОК 5			
26	Тангенциальная составляющая скорости рабочего тела относительно поверхности стенок цилиндра C_n , м/с	CT	0	Параметры и состав рабочего тела в надпоршневой полости в начале сжатия:	RGI=RGV	0,97087379	
27	Количество теплоты, передаваемой от стенок к рабочему телу или от рабочего тела к стенкам надпоршневой полости, Дж:			Текущее значение показателя адiabаты на расчетном участке	KI	1,000029197	
28	к началу расчетного участка Q_{T1}	QTI	5,00000000	БЛОК 6			
29	Шаг расчета $\Delta\phi$, "ПКБ	DF	13,1	Изменение давления рабочего тела на расчетном участке	DPI	844278,844	
30	Коэффициент остаточных газов	G	0,03	Угол поворота коленчатого вала в "ПКБ" с соответствующим шагом	F(I-1)	242	
31				Объем, м3	V(I-1)	0,00115	
32				Давление, Па	P(I-1)	1764278,84398085	
33				Масса, кмоль	M(I-1)	0,74089	
34				Температура, К	T(I-1)	329,6756596	
35				Количество теплоты, Дж	QT(I-1)	1,11770053	
36				Работа сжатия, Дж	LC(I-1)	-17218,49322	
37							

Рисунок 2.4 – Расчеты ДВС, выполненные в Excel по предлагаемой методике

Коэффициент эффективного выделения теплоты рассчитывается для двигателей внутреннего сгорания заменой усредненной действительной индикаторной диаграммы, снятой с конкретного ДВС и с учетом скорректированной индикаторной диаграмме по работе цикла L_i , то есть расчетной. Следует иметь в виду, что в дизелях степень предварительного расширения ρ выше ($\rho > 1,2$), чем в бензиновых двигателях ($\rho = 1,05 \dots 1,15$) а следовательно, замена усредненной индикаторной диаграммы расчетной будет другой. Фрагмент процесса сгорания в расчетной индикаторной диаграмме двигателя (участок $c-z'$) происходит при постоянном объеме, а при постоянном давлении - фрагмент диаграммы $z'-z$. Догорание 15-25% остатка топлива от общего количества - после точки z . Параметры, характеризующие процесс сгорания, такие как цикловая подача топлива, состав топливно-воздушной смеси, давление в

камере сгорания, молярная масса и температура в точках v , c , z' , z , e , соответствуют действительному циклу.

В дизелях с неразделенными и полуразделенными камерами сгорания при $\alpha > 1,5$, коэффициент эффективного выделения теплоты $\xi_{c-z} = 0,8 \dots 0,85$, в дизелях с разделенными камерами сгорания – $0,75 \dots 0,8$.

Расчетная схема индикаторной диаграммы заменой экспериментальной диаграммы дизельного двигателя представлена на рисунке 2.5.

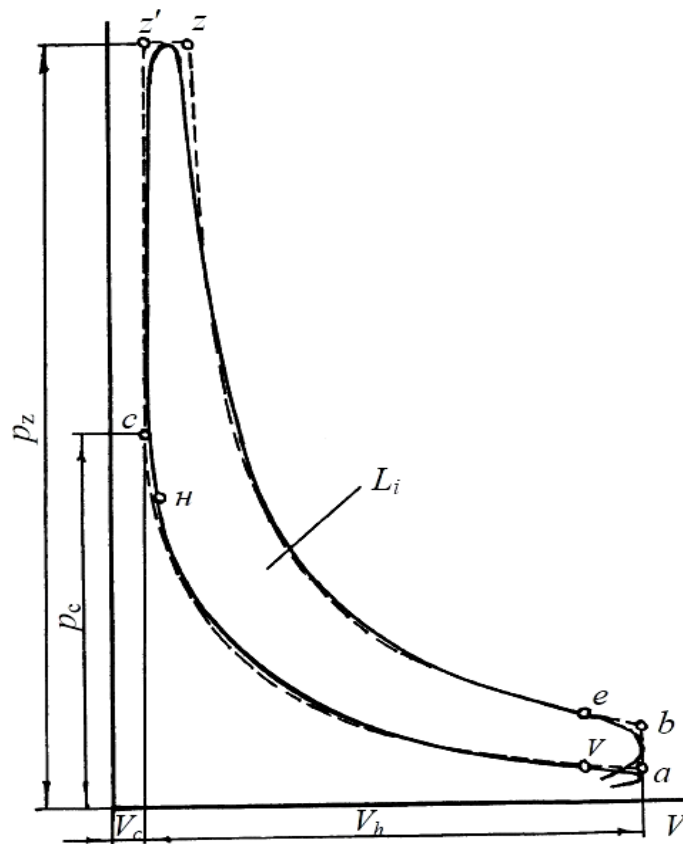


Рисунок 2.5 – Схема замены на расчетную экспериментальной диаграммы дизеля [61]

В приведенной схеме алгоритма расчета параметров и состава топливно-воздушной смеси на участках расчетной индикаторной диаграммы, в процессах впуска, сжатия, сгорания и расширения, выпуска расчет разделен на блоки (I – XIII), реализуемые в приведенной

последовательности (рис. 2.6). Сформировав значения исходных данных (блок I), вычисляются параметры, которые остаются неизменными в период общего цикла вычислений (блок II). После этого вычисляются значения изменения объема камеры сгорания в течение рассматриваемого промежутка времени, площадь поверхности камеры сгорания (блок III), количество теплоты, передаваемое от стенок камеры сгорания к топливно-воздушной смеси и в обратном направлении ΔQ_{Ti} (блок IV), показатель адиабаты для топливно-воздушной смеси в начале рассматриваемого участка индикаторной диаграммы (блок V), изменение давления в камере сгорания в конце рассматриваемого участка Δp_i , количество теплоты $Q_{T(i+1)}$ работу сжатия $L_{C1(i+1)}$ – блок VI.

Затем выводятся на печать результаты расчета и цикл вычислений повторяется до момента совпадения расчетного участка с углом поворота кривошипа φ_H , соответствующему моменту начала такта расширения (сгорания). На участке сжатия индикаторной диаграммы от точки v до точки n вычисление параметров топливно-воздушной смеси завершается. Состав топливно-воздушной смеси на данном участке рассматриваемой индикаторной диаграммы двигателя, характеризуется коэффициентом остаточных газов γ и объемной долей продуктов сгорания в смеси газов r_γ . Он остается постоянным.

Высокое быстродействие программы позволила решить сложные задачи аналитического определения температуры смеси в камере сгорания ДВС без воспламенения для двигателей с различным износом гильз цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца цилиндропоршневой группы (рис. 2.7). На гистограмме приведены результаты аналитического расчета, соответствующие предельному значению температуры в камере сгорания цилиндра двигателя в зависимости от номинального (до 100 мкм), допустимого (до 130 мкм) и предельного (до 160 мкм) износов гильз цилиндров ДВС КАМАЗ-740.11-240.

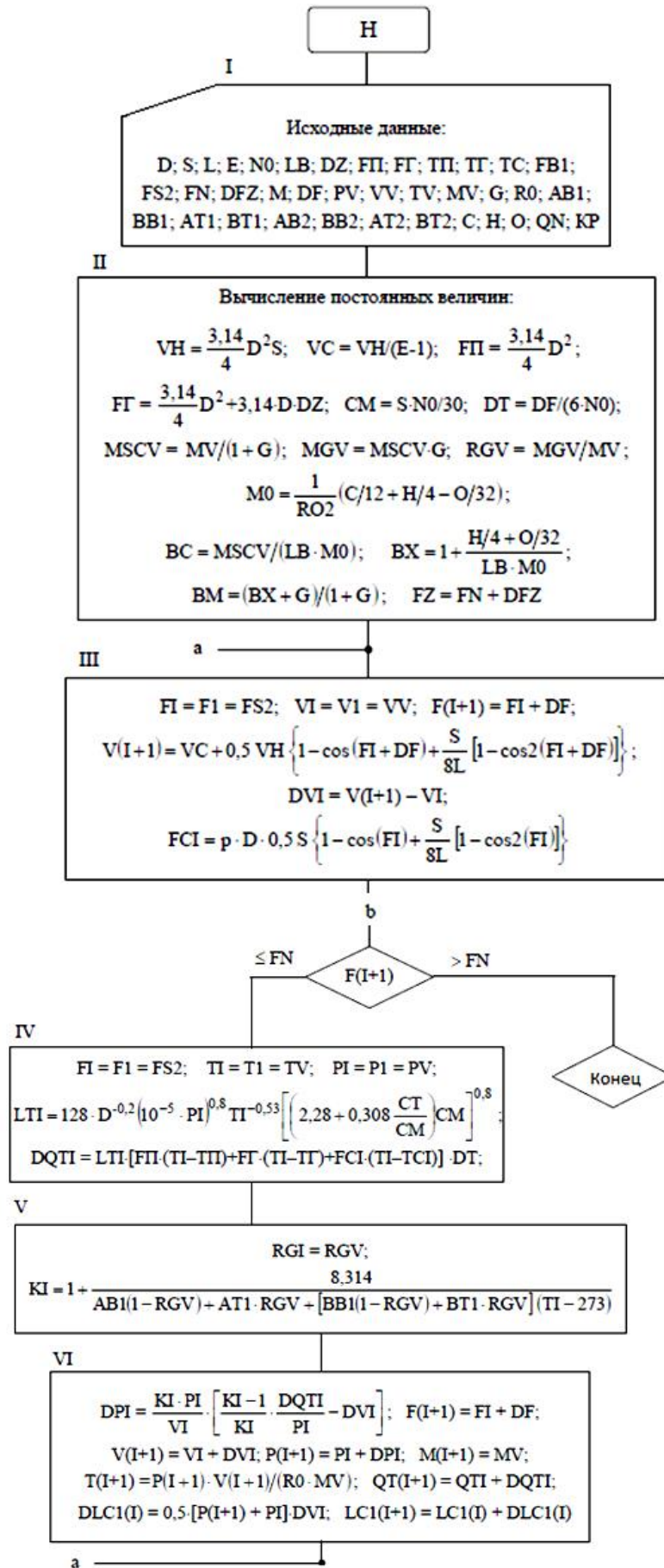


Рисунок 2.6 – Блок-схема и алгоритм расчета рабочего цикла сжатия

Таким образом, разработанная программа позволит уменьшить время эксперимента исследователями, проводящими экспресс-оценку технического состояния ДВС, повысить эффективность проведения исследований по технической эксплуатации двигателей.

2.4 Выводы

1. Аналитически обоснована взаимосвязь температуры и давления в камере сгорания в конце такта сжатия от износа гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца.

2. Предельное значение температуры в камере сгорания с использованием упрощенной формулы Клапейрона-Менделеева и теплового расчета, соответствует предельному износу гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца.

3. Предложена новая математическая модель процесса изменения температуры и давления при отсутствии воспламенения в камере сгорания, адаптированная для вычисления в программе MatLab на ЭВМ.

4. При определении влияния коэффициента теплоотдачи анализировались известные и предложена новая математическая модель - при отсутствии воспламенения в камере сгорания ДВС КАМАЗ-740.11.240 с учетом износа гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца, характеризующая тесную взаимосвязь этих параметров.

5. Обосновано использование стандартного программного комплекса Excel, разработана блок-схема алгоритма расчета процесса сжатия в диагностируемом цилиндре ДВС, получена гистограмма изменения температуры при номинальном, допустимом и предельном значениях износа гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца.

3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

3.1 Схема общей методики исследования

Разработана программа, общие и частные методики экспериментов. Программа работ включала лабораторные и стендовые исследования. При этом экспериментально измерялось давление манометром, размещенным в верхней части устройства и герметично связанным с камерой сгорания каналом. Температуру в камере сгорания измеряли встроенной в устройство виброустойчивой термопары модели ТХА-К.305-2-2-1-С10-3-10/900 (диапазон измерений: $-40 \dots +900$ градусов Цельсия) и преобразованием сигнала - измерителем технологическим, одноканальным модели Б-ИТ-УН-И, заводской №10170, изготовленным Ижевским заводом ОАО НПО «Вакууммаш». В момент поворота кривошипа коленчатого вала на такте сжатия достигается максимальное среднее значение измеряемых величин – давления и температуры. Испытания проводились в лаборатории кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» СГТУ имени Гагарина Ю.А. на двигателе №028874, а также в лаборатории испытаний Завода двигателей ПАО «КАМАЗ» на двигателе №045782. Испытательный стенд укомплектован приборами: компрессометром, пневмотестером, анализатором герметичности цилиндра, термопарой.

Исследования по определению влияния температуры в камере сгорания ДВС на износ цилиндропоршневой группы, которая измерялась устройством с термопарой, проводились в два этапа:

1. Измерение компрессометром утечек ЦПГ и температуры в камере сгорания термопарой на полностью прогретом ДВС.
2. Частичная разборка двигателя с целью измерения износов гильз цилиндров нутромером в поясе остановки верхнего компрессионного кольца для установления взаимосвязи параметров.

Исследования по определению влияния герметичности ЦПГ на температурный режима работы двигателя проводили в два этапа.

Эксперимент включал в себя испытания прогретого до рабочей температуры двигателя КАМАЗ-740.11-240 без процесса воспламенения в лаборатории СГТУ имени Гагарина Ю.А. На 2 этапе производилась частичная разборка двигателя с целью измерения деталей ЦПГ. Перечень вопросов подлежащих разработке отражён в схеме общей методики исследования (рис. 3.1).



Рисунок 3.1 – Схема общей методики исследования

Целью экспериментального исследования является сбор и обработка статистических данных по ДВС КАМАЗ-740.11-240 для обоснования периодичности диагностирования, анализ эксплуатационных затрат при проведении всех видов технических воздействий, разработка по диагностическим параметрам маршрутных схем восстановления работоспособности двигателей, разработка технологии проведения диагностирования.

Исследования по определению влияния герметичности ЦПГ на температурный режим работы двигателя проводились в лаборатории

кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» СГТУ имени Гагарина Ю.А.

Программа работ включала лабораторные и стендовые испытания. При этом экспериментально решались задачи измерения давления и температуры в момент поворота кривошипа коленчатого вала на такте сжатия, при котором достигаются максимальные значения исследуемых величин.

Исследования проводились в лаборатории кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» СГТУ имени Гагарина Ю.А., а также в лаборатории испытаний ПАО «КАМАЗ-Дизель», акт испытаний представлен в приложении Б. Испытательный стенд укомплектован приборами и оборудованием, позволяющим определять температуру и давление, соответствующие определенному углу поворота кривошипа коленчатого вала. Приборы позволяют определить все эти параметры с точностью до $\pm 5\%$. Эксплуатационные исследования проводились в Автоцентре КАМАЗ г. Саратова по двигателям КАМАЗ-740.11-240 трех групп: не отремонтированные (25 единиц); прошедшие КР (22 единицы); прошедшие по результатам диагностирования ТР (21 единица). 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 ДВС проводили в отделе рекламаций ОАО Автоцентр КАМАЗ, г. Саратова.

Наработку до замены деталей, механизмов двигателя определяли по одометру автомобиля, путевым листам, паспорту технического средства, ежеквартальным сводкам, актам и справкам о наработке. Измерения диагностических показателей сопряжений двигателя в эксплуатации осуществляли с сертифицированными в соответствии с ГОСТами устройствами и специально разработанными и запатентованными.

Объём выборки двигателей определяли по формуле [57]:

$$N = \frac{t_{\alpha}^2 \cdot V^2}{E^2}, \quad (3.1)$$

где t_{α} – коэффициент Стьюдента, в соответствии с доверительной вероятностью (определяется по соответствующей таблице);

V – коэффициент вариации;

E – относительная точность вычисления.

Вероятность безотказной работы ДВС определяется [57]:

$$P(L) = \frac{N_0 - n}{N_0}, \quad (3.2)$$

где N_0 – число двигателей, находящихся под наблюдением;

n – число отказавших двигателей за наработку или пробег от 0 до L км.

Критерием отказа считается снятие двигателя в ремонт. Количество отказавших двигателей за наработку в определённом интервале определяли умножением объёма выборки на аналитическое значение частоты в этом интервале и суммированием с предыдущим значением.

Экспериментальные данные характеризуются таким условием, что каждому значению аргумента соответствует не строго определённая величина функции, а закон её распределения. Разброс данных может быть обусловлен влиянием субъективных или неучтённых факторов, разницей в квалификации диагноста, в техническом состоянии агрегатов сельхозмашины, скоростном и нагрузочном режиме.

Оценку степени соответствия экспериментальных данных и аналитической линейной зависимости проводили по величине коэффициента корреляции, а нелинейной – по корреляционному отношению. Коэффициент корреляции [57]:

$$r = \frac{K_{xy}}{\sigma_x \cdot \sigma_y}, \quad (3.3)$$

где K_{xy} – смешанный момент;

σ_x , σ_y – соответственно, среднеквадратичное отклонение X и Y .

Корреляционное отношение:

$$\eta = \sqrt{\frac{\sigma_{YX}^2}{\sigma_Y^2}}, \quad (3.4)$$

где σ_{YX} – дисперсия результирующего фактора под влиянием фактора X ;

σ_Y – дисперсия под влиянием всех факторов.

Данными положениями определяли приведенные параметры зависимостей, определяли их погрешности, проводили расчеты на персональном компьютере.

3.2 Оценка влияния герметичности камеры сгорания на температурный режим ДВС

Исследования по определению влияния герметичности ЦПГ на температурный режима работы двигателя проводили в два этапа. Эксперимент включал в себя испытания прогретого до рабочей температуры двигателя КАМАЗ-740.11-240 без воспламенения рабочей смеси в лаборатории кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» СГТУ имени Гагарина Ю.А. Результаты эксперимента, представленные в таблице 3.1 свидетельствуют о необходимости выполнять операции диагностирования на прогретом ДВС до рабочих температур – 90...95°C.

Таблица 3.1 – Температура в камере сгорания в зависимости от времени прогрева ДВС

Время, мин.	№ цилиндра			
	1	4	5	8
	Значение температуры, °C			
0	30	30	30	30
5	107	105	104	102
10	154	158	156	159
15	166	169	164	170
20	174	172	171	175
25	187	194	185	191
30	216	211	214	218
35	216	211	214	218

Общий вид стенда для испытания ДВС представлен на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Общий вид стенда для испытания ДВС в лаборатории СГТУ имени Гагарина Ю.А.

На 2 этапе производили частичную разборку двигателя с целью измерения изношенности сопрягаемых деталей ЦПГ. По данным табл. 3.2 можно сказать, что по определяющим ресурс сопряжениям ДВС можно дифференцировать группы деталей, отличающихся по стоимости и ресурсу. Для кривошипно-шатунного механизма - коленчатый вал, для цилиндропоршневой группы - гильзы цилиндров и поршни. По стоимости коленчатый вал, гильзы цилиндров и поршневая группа существенно выше расходных материалов - вкладышей и поршневых колец. При этом, интенсивность изнашивания шатунных и коренных вкладышей, поршневых колец на порядок выше интенсивности изнашивания шеек коленчатого вала и гильз цилиндров, в том числе, в поясе остановки верхнего компрессионного кольца, что подтвердилось при диагностировании нами ДВС КАМАЗ-740.11-240 (рис. 3.3). То есть, ресурс базовых деталей используется недостаточно, в то время как ресурс

сравнительно дешевых деталей используется полностью.

**Устройство для диагностирования автотракторных двигателей
(патент РФ №95827)**

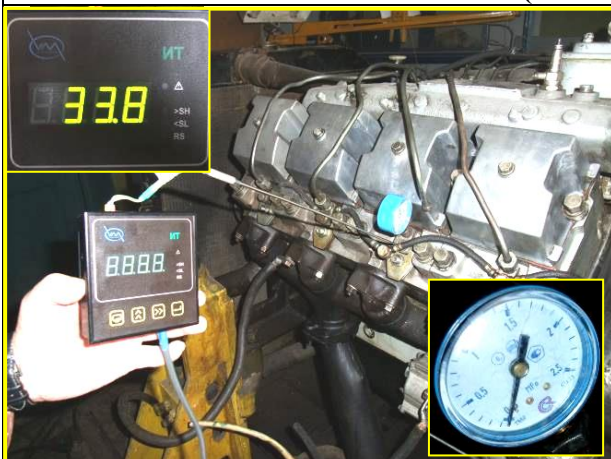


Иллюстрация 1 – Размещение на двигателе КАМАЗ-740



Иллюстрация 2 – Измерительный блок температуры в камеры сгорания



Иллюстрация 3 – Общий вид
стенда
с устройством диагностики



Иллюстрация 4 – Измерение
температуры
в камере сгорания ДВС



Иллюстрация 5 – Установка
устройства и измерение компрессии



Иллюстрация 6 – Комплексные
измерения параметров ДВС

Рисунок 3.3 – Стенд с установленным устройством с

компрессометром и измерителем температуры в камере сгорания

Таблица 3.2 – Показатели предельных значений ДВС и ресурса ДВС
КАМАЗ-740.11-240

Показатели технического состояния	Предельное значение	Среднее значение ресурса, тыс. км
Износ шатунных шеек, мкм	50	240
Износ коренных шеек, мкм	60	200
Зазор в шатунных подшипниках, мкм	220	150
Зазор в коренных подшипниках, мкм	250	120
Давление в системе смазки, МПа: при 2600 мин ⁻¹	0,3	180
при 600 мин ⁻¹	0,1	180
Износ гильз цилиндров, мкм	220	240
Овальность гильз цилиндров, мкм	90	230
Радиальный износ верхнего компрессионного кольца, мкм	130	130
Удельный расход масла на угар, %	2,5	170
Температура камеры сгорания ДВС, °С.	205	240

Изнашивание сопряжений двигателя в процессе эксплуатации приводит к изменению структурных и диагностических параметров его работы. Основными сопряжениями двигателя, определяющими его ресурс, являются сопряжения кривошипно-шатунной и цилиндропоршневой групп. Из всех причин снятия в капитальный ремонт двигателей, например КАМАЗ-740.11-240, на долю цилиндропоршневой группы приходится до половины отказов. В табл. 3.3 и 3.4. приведены параметры экспоненциальной зависимости (2.2) и распределения показателей технического состояния деталей двигателей КАМАЗ-740.11-240, снятых в КР. Их необходимо учитывать при расчете периодичности диагностирования ДВС.

При этом снизится удельный расход масла на угар, повысится давление в системе смазки ДВС. Большое значение имеет своевременное проведение регулировочных работ по результатам диагностирования.

Отклонение основных регулировок топливной аппаратуры от нормальных установочных значений оказывает большое влияние на износ деталей цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма и надёжность двигателя.

Таблица 3.3 – Параметры экспоненциальной зависимости (2.2) показателей технического состояния автомобилей КАМАЗ-740.11-240 по данным проф. Денисова А.С.

Показатели технического состояния	α_0	b	r	P
Расход масла на угар в % к расходу топлива	0,763	0,00830	0,959	0,998
Износ коренных шеек коленчатого вала	21,6	0,00453	0,967	0,992
Износ шатунных шеек коленчатого вала	18,5	0,00430	0,959	0,988
Износ нижних коренных вкладышей	47,3	0,00491	0,972	0,998
Износ верхних коренных вкладышей	32,9	0,005	0,982	0,996
Износ нижних шатунных вкладышей	26,5	0,00455	0,987	0,998
Износ верхних шатунных вкладышей	31,8	0,00444	0,973	0,996
Зазор в коренных подшипниках	165,0	0,00303	0,967	0,957
Зазор в шатунных подшипниках	145,0	0,00233	0,968	0,956
Зазор в сопряжении «канавка поршня - кольцо»:				
– верхнее компрессионное	119	0,00558	0,965	0,991
– второе компрессионное	87	0,00472	0,978	0,987
– маслосъемное	60	0,00397	0,937	0,996

Таблица 3.4 – Параметры распределения показателей технического состояния деталей двигателей КАМАЗ-740.11-240, снятых в КР, мкм

Показатели технического состояния	Капитально			
	не ремонти- рованных		ремонти- рованных	
	m	σ	m	σ
Износ гильз цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца в ВМТ в плоскости качания шатуна	160	59	150	42
Овальность гильз цилиндров в том же поясе	38	21,5	28	15
Радиальный износ верхних компрессионных колец	320	442	230	367
Радиальный износ нижних компрессионных колец	175	205	131	182
Радиальный износ маслосъемных колец	182	212	123	161
Зазор в стыке верхних компрессионных колец в калибре диаметра 120 ^{+0,021} мм	175,0	42,7	161,0	39,8
Зазор в стыке нижних компрессионных колец	142,5	36,5	126,0	29,7
Износ шатунных шеек коленвала в плоскости кривошипа	37,6	19,5	46,5	26
То же в перпендикулярн. плоскости	24	16	39,3	21
Износ коренных шеек коленчатого вала	20,5	9,4	13,9	23
Износ верхних шатунных вкладышей	37,4	23,4	31,4	28
Износ нижних шатунных вкладышей	25,2	17,4	23,4	14,7
Износ верхних коренных вкладышей	40,1	24,5	31,1	41,8
Износ нижних коренных вкладышей	31,3	29	22,5	36

m – среднее значение; σ – среднеквадратичное отклонение.

При нарушении регулировок топливной аппаратуры ДВС, параметр потока отказов двигателей КАМАЗ-740.11-240 выше примерно в 2 раза при среднем количестве отказов – в 1,5 раза. При этом средняя наработка на отказ уменьшается в 1,7 раза, тогда как время простоя, поиска неисправности, восстановления и простоя увеличивается в 1,4 раза по сравнению с отрегулированным ДВС. Усугубляет процесс комплексное нарушение регулировок систем и механизмов автотракторных двигателей.

Анализ технического состояния двигателей КамАЗ-740.11-240, поступивших в КР в Автоцентр КАМАЗ за последние 3 года показал, что до половины из них попадали в ремонт из-за изнашивания и отказов ЦПГ. Следовательно, техническое состояние ЦПГ в большей степени определяет ресурс двигателя. По данным профессора Денисова А.С., отказы автомобилей и тракторов с двигателями семейства КамАЗ по конструктивным причинам составляют 21,3%, по технологическим - 31,3%, а эксплуатационным - 47,4%.

Рассмотренные средства диагностирования не достаточны для решения поставленных задач. Для диагностирования дизельных двигателей выпускается большое количество оборудования. Однако, как показывает анализ каталогов заводов-изготовителей технологического оборудования номенклатура оборудования, выпускаемая в нашей стране для диагностирования двигателей, имеет недостаточно широкий спектр. Приборная реализация эффективных разработок научно-исследовательских организаций не нашла пока широкого применения в практике, часто ограничиваясь изготовлением единичного экземпляра или выпуском мелкой серии приборов. Эти обстоятельства не позволяют подобрать в настоящее время единого комплекта приборов и оборудования, который позволял бы оценить техническое состояние дизельного двигателя.

Используемый в настоящее время для ресурсного диагностирования кривошипно-шатунной группы метод линейных перемещений, основанный

на осевом перемещении поршня в области ВМТ под действием давления и разрежения, не отвечает современным требованиям в связи с большой погрешностью, достигающей 20...25% и значительной трудоёмкостью диагностирования, составляющей 0,9... 2,6 чел.-часа. Поэтому, до настоящего времени двигатели продолжают направлять в ремонт, в том числе исходя из плановой межремонтной наработки, многие из них ремонтируются преждевременно. Практика внедрения оборудования для безразборной оценки технического состояния машин и механизмов свидетельствует о реальном сокращении эксплуатационных издержек. Экономия достигается за счёт повышения на 10...15% безотказности машин, увеличения фактически используемого ресурса на 20%, сокращения на 30...40% преждевременных ремонтов [82, 83]. В этой связи создание более эффективных методов и средств диагностирования технического состояния шатунных подшипников остаётся актуальной задачей. Поэтому, одной из задач данного исследования явилась разработка устройства диагностирования ДВС по температуре в камере сгорания. В комплексе с измерением давления в камере сгорания данные устройства будут отвечать всем требованиям информативности диагностической информации.

На практике степень износа двигателя и потребность в его ремонте устанавливают по ряду косвенных признаков, таких как расход топлива, моторного масла, падение давления в системе смазки, падение мощности. Очевидно, что точность диагноза по указанным показателям относительна, и не позволяет определить состояние и степень изношенности цилиндропоршневой группы двигателя, дать объективную оценку проведенного ремонта или же снабдить информацией, позволяющей прогнозировать остаточный ресурс ЦПГ. Измеряя температуру в камере сгорания (без подачи топливно-воздушной смеси), можно судить о состоянии рассматриваемого сопряжения.

Сопряжение «поршень-цилиндр-поршневое кольцо» относится к саморазгружающимся, так как давление на поверхности трения по мере износа сопряжения уменьшается в процессе эксплуатации. Износ цилиндров и поршневых колец при одинаковых внешних условиях работы зависит от действия двух основных факторов: давления газов и упругости поршневых колец. Падение мощности двигателя происходит из-за уменьшения уплотняющей способности поршневых колец, герметичности камеры сгорания, упругости поршневого кольца и изменения формы гильзы. Чем больше отклонение формы гильзы в поперечном сечении от цилиндрической и чем меньше упругость поршневого кольца, тем больше изменяется прилегаемость кольца к гильзе. Площадь просвета между кольцом и гильзой пропорциональна износу гильзы на величину d , тогда зазор в стыке кольца увеличится на величину πd , упругость поршневого кольца уменьшится на величину коэффициента пропорциональности $b\pi d$. Поэтому, можно говорить о линейности зависимости прилегаемости кольца (герметичности камеры сгорания) и его упругостью (износом гильзы). По экспериментальным данным [1], давление сжатия и сгорания уменьшается пропорционально площади просветов, уменьшается температура такта сжатия. Такие закономерности и приведенные параметры распределений показателей технического состояния справедливы при величине относительной площади просвета поршневых колец до 10%.

3.3 Выводы

1. Разработана схема общей методики исследования, с учетом действующих государственных стандартов выбраны расчетные формулы по минимальному объему выборки для эксперимента, вероятности безотказной работы, коэффициенту корреляции аналитических и экспериментальных зависимостей.

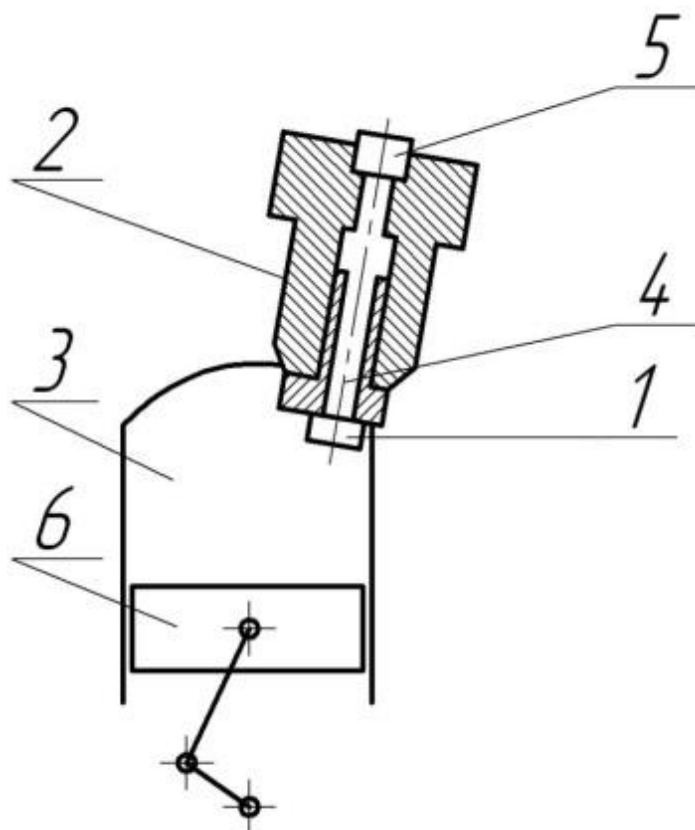
2. Экспериментально обоснована температура прогрева двигателя в диапазоне $90...95^{\circ}\text{C}$, при которой рекомендуется проводить диагностирование цилиндропоршневой группы ДВС.

3. Параметры технического состояния основных сопряжений ДВС КАМАЗ-740.11-240, значения параметров распределения показателей технического состояния деталей ДВС, снятых в КР необходимо учитывать при расчете периодичности диагностирования цилиндропоршневой группы.

4 РАЗРАБОТКА СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДВС

4.1 Разработка устройства диагностики цилиндропоршневой группы ДВС

Общий вид устройства для диагностирования ЦПГ представлен на рисунке 4.1 и фотографии – рисунке 4.2 . Устройство содержит термопару 1, закрепленную в корпусе 2. В качестве корпуса может быть использован корпус штатной форсунки ДВС, что обеспечивает легкоъемное, но герметичное крепление к двигателю. При этом термопара крепится к части корпуса устройства, находящегося в камере сгорания 3 ДВС. Термопара 1 с помощью подсоединенного к ней провода, связана с блоком регистрации 5, размещаемом в любом удобном для обозрения месте. На устройство в 2010 году нами получен патент на полезную модель №95827 (Приложение А).



1 – термопара; 2 – корпус; 3 – камера сгорания; 4 – канал; 5 – блок регистрации;
6 – поршень

Рисунок 4.1 – Устройство диагностики ДВС

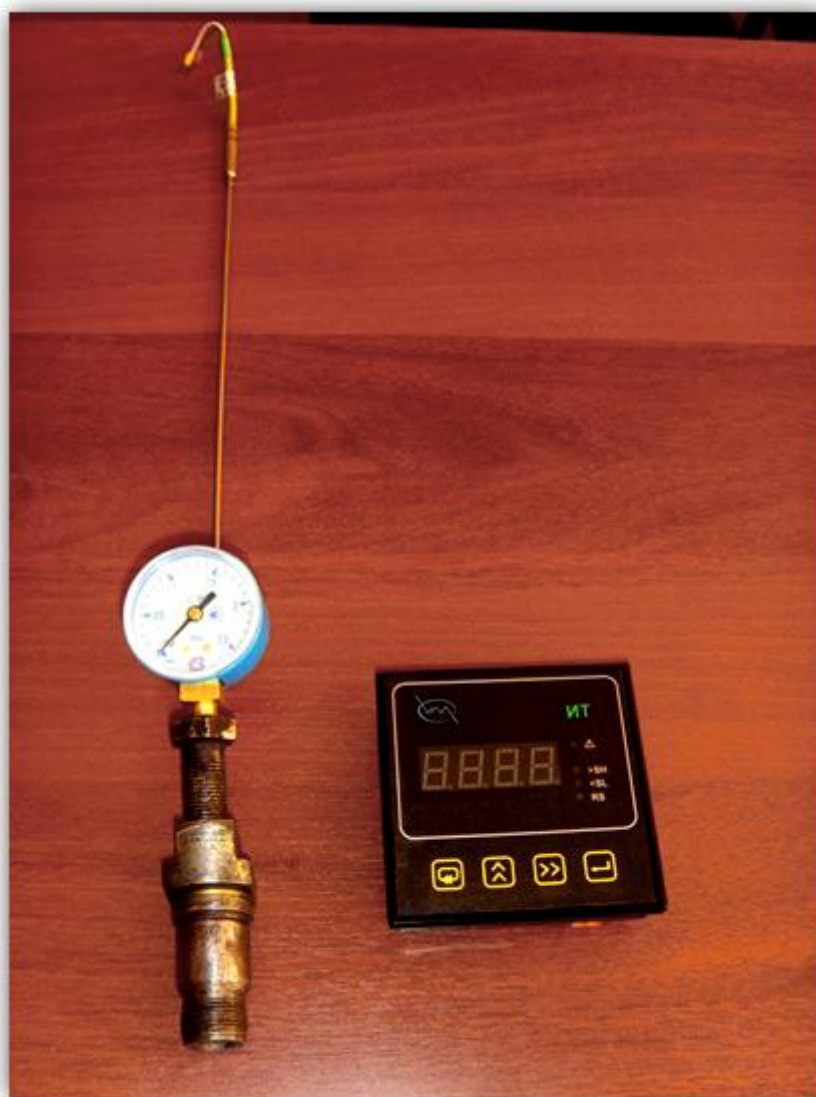


Рисунок 4.2 – Фото устройства для диагностики ДВС
с блоком регистрации

Блок регистрации включает цифровой преобразователь сигнала от термопары в единицы температуры с точностью отсчета до 0,1 °С. На место форсунки устанавливают устройство диагностирования, введя термопару в камеру сгорания ДВС без соприкосновения с деталями двигателя. При диагностике прогретый до рабочих температур двигатель КАМАЗ запускают в режиме холостого хода (850 мин⁻¹). Установлено, что на прогретом ДВС, в зависимости от износа сопряжения «поршень-кольцо-гильза», воздушно-масляная смесь имеет температуру от 205 до 240°С.

Разработки внедрены в ОАО «Автокомбинат № 2», НТЦ «Механик-Т», г. Саратова.

Размещение устройства на ДВС в лабораторных условиях представлено на рисунке 4.3.



Рисунок 4.3 – Размещение устройства на ДВС
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 температуры в камере сгорания без воспламенения обеспечивается прогревом ДВС до 90...95°C на минимальной частоте вращения коленчатого вала. Проводилось

исследование изменения температуры в камере сгорания без воспламенения (диагностический параметр) в зависимости от утечек и износов гильз цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца (структурный параметр), результаты приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Связь диагностического параметра – температуры в камере сгорания T , утечек в сопряжении «поршень-кольцо-гильза» (%) со структурным – износом S гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца, мкм

T , °C	238-242	234-237	228-231	221-224	205-210
L , тыс.км.	105	117	141	148	163
S , мкм	98-103	113-115	129-132	143-146	159-162

4.2 Обоснование зависимости диагностического параметра – температуры в камере сгорания от структурного – износа гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца

Установлено, что предельное состояние цилиндропоршневой группы наступает при температуре в камере сгорания 205...210°C, что соответствует износу гильзы цилиндров поясе остановки верхнего компрессионного кольца 155 мкм. Распределение значений диагностического параметра позволило определить параметры экспоненциального закона изменения температуры в камере сгорания от износа гильзы цилиндра. Температура в камере сгорания без воспламенения от пробега ДВС экспоненциально убывает (рис. 4.4). Исследовалась вероятность работы двигателей по температуре в камере сгорания. За основу взят предельный износ гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца. Наблюдение в эксплуатации проводилось за 63 ДВС в ОАО «Автоцентр КАМАЗ», г. Саратов.

Для анализа связи диагностического показателя (температуры в камере сгорания) и структурного (износ гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца) проводились

эксплуатационные и лабораторные испытания. На основе измерений получены величины параметров линейной зависимости диагностического параметра со структурным (рис. 5), которые характеризуют высокий коэффициент корреляции аналитических и экспериментальных исследований.

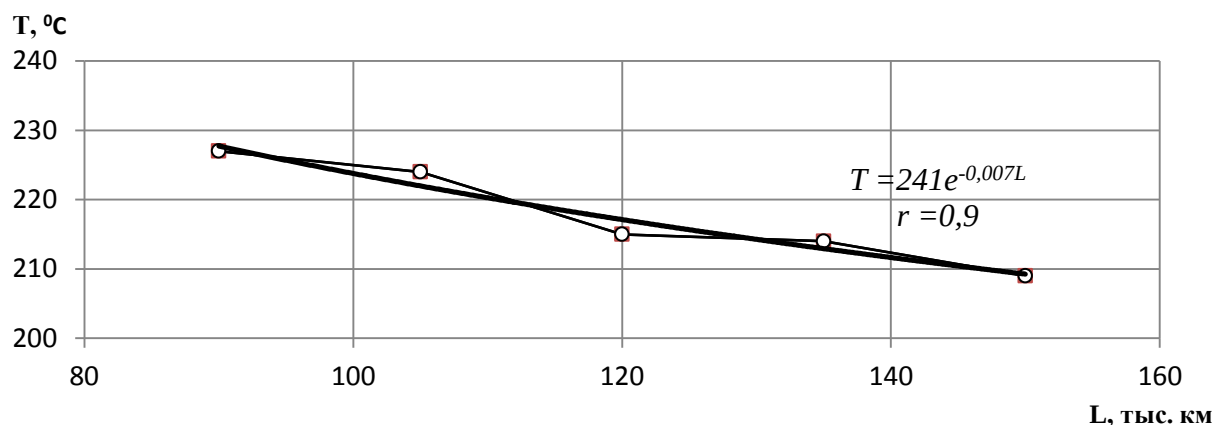


Рисунок 4.4 – Зависимость температуры в камере сгорания без воспламенения от пробега ДВС

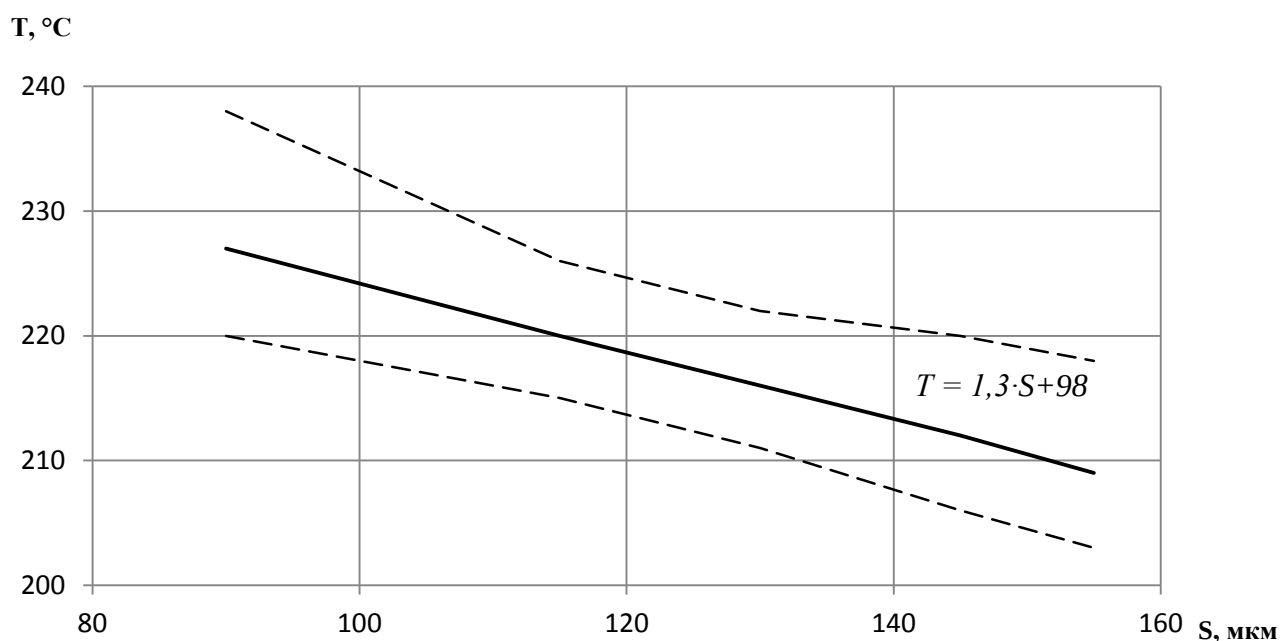


Рисунок 4.5 – Зависимость диагностического параметра T от структурного S

Испытательный стенд для проверки устройства диагностики цилиндропоршневой группы ДВС укомплектован приборами и

оборудованием, позволяющим определять температуру и давление, соответствующие определенному углу поворота кривошипа коленчатого вала. Приборы позволяют определить все эти параметры с точностью до $\pm 5\%$. Для определения температуры и компрессии использовалась авторская разработка, на которую получен патент на ПМ №95827 для диагностирования технического состояния ЦПГ по температуре в камере сгорания. Исследования по определению влияния герметичности ЦПГ на температурный режим работы двигателя проводились в два этапа. Эксперимент включал в себя испытания прогретого до рабочей температуры двигателя КАМАЗ-740.11-240 без процесса воспламенения в лаборатории СГТУ имени Гагарина Ю.А.

Для анализа влияния на показания температуры в камере сгорания без воспламенения других факторов использовался многофакторный эксперимент – градиентный метод.

В общем виде зависимость выходного параметра (температуры в камере сгорания) от факторов:

$$Y = f(X_1, X_2 \dots X_n, A_1, A_2 \dots A_n), \quad (4.1)$$

где $X_1, X_2 \dots X_n$ – факторы, или независимые переменные;

$A_1, A_2 \dots A_n$ – постоянные, влияющие на выходной параметр.

В качестве переменных факторов для рассматриваемого сопряжения рассматривались следующие: X_1 – давление в камере сгорания; X_2 – герметичность камеры сгорания (зависящая от износа гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца; X_3 – температура моторного масла; X_4 – время работы в режиме диагностирования.

При решении этой оптимизационной задачи с помощью адекватной модели применялся градиентный метод, сущность которого состоит в том, что движение совершается от стартовой точки по направлению вектора-градиента при одновременном варьировании всеми факторами. Вектор-градиент всегда направлен перпендикулярно линиям уровня в сторону

возрастания функции.

Градиент непрерывной однозначной функции двух переменных есть вектор:

$$\text{grad} (Y) = i \, dY/dX_1 + j \, dY/dX_2 , \quad (4.2)$$

где i, j – единичные векторы, направленные по координатным осям;
 $dY/dX_1, dY/dX_2$ – частные производные функции по соответствующему фактору.

Изменяя независимые переменные пропорционально величинам коэффициентов регрессии, можно последовательно продвигаться в направлении градиента функции отклика по самому крутому пути. Процедуру движения к почти стационарной области называют крутым восхождением.

При последовательном продвижении по вектору градиенту, если одного шага недостаточно, совершают следующий и так до тех пор, пока вектор градиент не станет равным нулю. После этого определяются координаты экстремума, то есть такие значения уровней факторов, при которых функция отклика будет иметь наибольшее или наименьшее значения.

На основе статистических наблюдений в стартовой точке были получены следующие условия эксперимента (табл. 4.2).

Таблица 4.2 – Интервалы варьирования факторов, влияющих на температуру камеры сгорания

№ п/п	Наименование	Обозначение	X_1 , МПа	X_2 , %	X_3 , °С	X_4 , часов
1	Основной уровень	$X_1...X_4$	2,8	10	80	0,2
2	Интервал варьирования	I	0,2	2	10	0,05
3	Верхний уровень	$X_1...X_4 (B)$	3,0	12	90	0,25
4	Нижний уровень	$X_1...X_4 (H)$	2,6	8	70	0,15

Ввиду малой значимости X_3 , X_4 уравнение имеет вид:

$$Y = 14,4 + 6,3X_1 + 2,1X_2. \quad (4.3)$$

Таким образом определялись коэффициенты проектируемых регрессий. Использование информации о техническом состоянии двигателей, предельной температуре в камере сгорания без воспламенения, позволит моделировать содержание ТР по результатам ПД, планировать ее периодичность по фактическому техническому состоянию.

4.3 Выводы

1. Разработано эффективное средство диагностики технического состояния цилиндропоршневой группы ДВС по температуре в камере сгорания без воспламенения. Новизна устройства подтверждается патентом на полезную модель Российской Федерации № 95827.

2. Обоснована связь диагностического параметра – температуры в камере сгорания со структурным – износом гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца, характеризуемая высоким коэффициентом корреляции (0,9).

3. Получена экспоненциальная зависимость температуры в камере сгорания от пробега ДВС, определены параметры зависимости и коэффициент корреляции.

4. Градиентным методом обоснована и получена зависимость температуры воздушно-масляной смеси в камере сгорания от значимых факторов – давления и герметичности камеры сгорания ДВС, что еще раз доказывает целесообразность использования предложенного диагностического устройства.

5 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

5.1 Усовершенствование алгоритма и технологического процесса диагностирования ДВС КАМАЗ-740.11-240

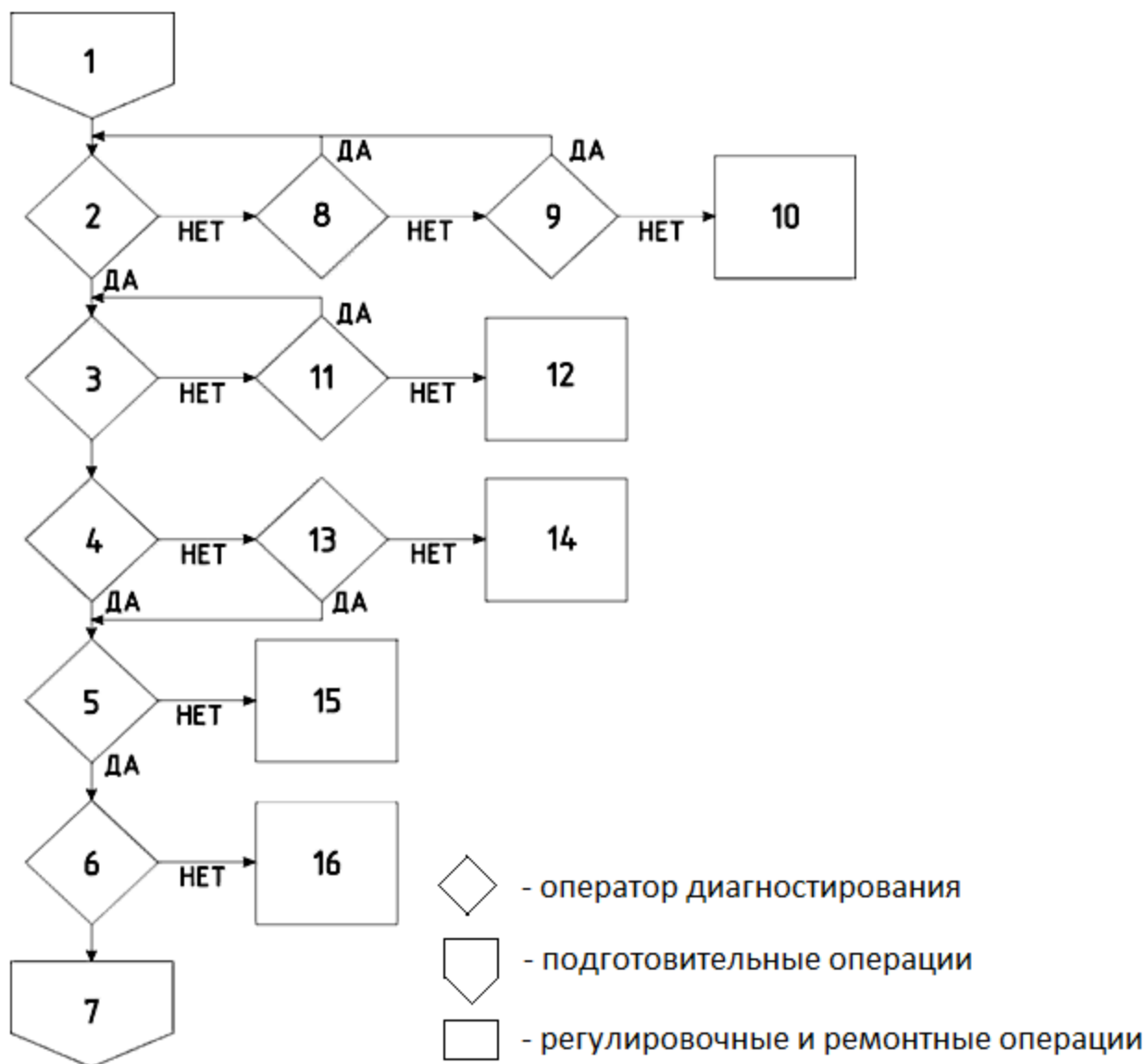
Основной целью технологического процесса диагностирования двигателей КамАЗ является контроль и восстановление работоспособности двигателя путём выявления отклонений в системах двигателя и проведения текущих ремонтов или регулировочных работ.

На основе технологического процесса составлен алгоритм диагностирования двигателей (рис. 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»), если диагностические параметр соответствуют установленным нормативам, и отрицательный («Нет»), если не соответствуют. В первом случае, производят очередной шаг к последующей операции, во втором – выявляют неисправности, устраняемые регулировочными работами, или автомобиль направляют в зону ТР.

После выполнения подготовительных операций, прогрева двигателя производят измерения. Расход масла на угар (операция) определяют до проведения предремонтного диагностирования в эксплуатации, следя за объёмом доливаемого масла и топлива (соотношение не более 1:50). При превышении соотношения производят операцию 8 – диагностирование герметичности ЦПГ, оказывающей влияние (наряду с операцией 9) на расход масла на угар.

Операции 2 и 8 могут выполняться разработанным устройством. В этом случае по каждому цилиндру двигателя можно определить износ колец, потерю ими упругости, их поломку, износ или задир цилиндров,

потерю герметичности клапанов и прокладки головки цилиндров [97]. Также, проверяют и при необходимости регулируют зазоры в клапанном механизме.



1 – внешний осмотр, прослушивание ДВС; 2 – температура в камере сгорания; 3 – дымность выхлопных газов; 4 – давление в системе смазки; 5 – прогиб шатунных вкладышей; 6 – суммарное перемещение поршня в ВМТ; 7 – эксплуатация; 8 – герметичность ЦПГ; 9 – зазоры в клапанном механизме; 10 – ТР ЦПГ и газораспределительного механизма; 11 – угол опережения и давление впрыска; 12 – ПД топливной аппаратуры; 13 – производительность масляного насоса; 14 – ПД системы смазки; 15 – ПД шатунных подшипников; 16 – ПД подшипников коленчатого вала со снятием двигателя

Рисунок 5.1 – Алгоритм диагностирования двигателей КАМАЗ

Если регулировками не удалось добиться соблюдения требуемого соотношения расхода масла к расходу топлива, возникает необходимость в проведении операции 10 – текущем ремонте цилиндропоршневой группы и газораспределительного механизма ДВС.

Если же расход масла на угар не превышает требуемого соотношения в результате проведения профилактических работ или без них, выполняют операцию 3 – диагностику дымности выхлопных газов. Нормальным считается уровень дымности не более 50 единиц. При превышении этого значения диагностируют топливную систему двигателя (операция 11) по двум параметрам: давлению начала впрыска топлива и углу опережения впрыска топлива. Если после регулировки уровень дымности не снизился, необходимо выполнение операции 12. Если диагностический параметр соответствует требуемому, переходят к выполнению операции 4 – измерению давления в системе смазки, для чего запускают двигатель и измеряют значение давления в системе смазки на минимальном и номинальном скоростных режимах. Давление должно быть соответственно не менее 0,1 МПа и 0,26 МПа. Если обнаружено меньшее значение, нужно проверить производительность масляного насоса. Если не удаётся поднять давление регулировкой редукционного клапана, необходимо выполнить регулировочную и (или) ремонтную операцию 14. При удовлетворительном давлении в системе смазки измеряют прогиб вкладышей по методике [79]. В табл. 5.1 представлен результат расчета периодичности диагностирования по методике [57].

Диагностирование сопряжений ЦПГ по температуре в камере сгорания с определенной периодичностью позволит получить информацию о техническом состоянии объекта и принять, при необходимости решение о поддержании работоспособности проведением технических воздействий. Предлагаемый технологический процесс предусматривает предварительное диагностирование по стандартным параметрам технического состояния двигателей в соответствии с разработанным

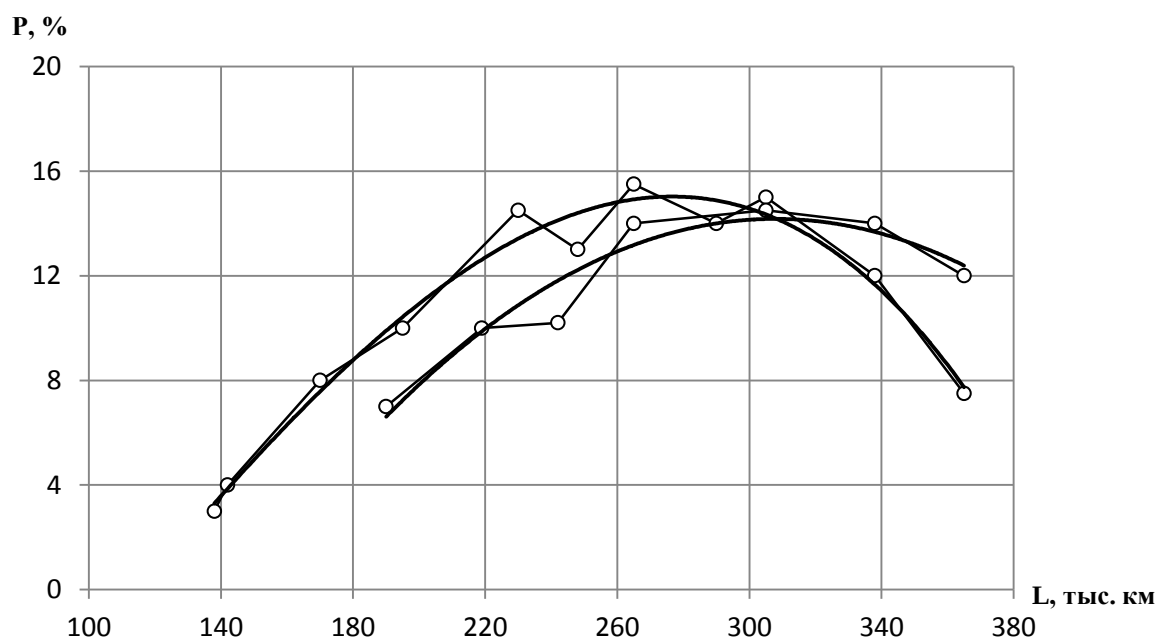
алгоритмом. На этом процесс диагностирования заканчивается, результаты диагностирования фиксируются в диагностической карте, а заключение о техническом состоянии двигателя делается на основе конкретных диагнозов, реализованных совокупностью значений диагностических параметров. Разработанный алгоритм диагностирования проверен в условиях эксплуатации на группе из 48 автомобилей, с пробегом до 300 тыс. км. При этом установлено, что 16% двигателей имели нарушенный угол опережения впрыска топлива, 15% явный прогиб шатунных подшипников, 25% предельное значение давления в системе смазки и столько же двигателей предельное значение температуры в камере сгорания. По остальным диагностическим параметрам необходимо ориентироваться на табличные данные (табл. 5.1).

Таблица 5.1 – Допустимые значения параметров ДВС в сформированных кластерах перед ТР (в числителе), и КР (в знаменателе)

№ п/п	Показатель технического состояния	ДВС КАМАЗ- Евро
Кластер № 1		
1.	Износ шатунных шеек в плоскости кривошипа, мкм	35/50
2.	Овальность шатунных шеек, мкм	15/25
3.	Износ шатунных вкладышей, мкм	45/50
4.	Зазор в шатунных подшипниках, мкм	200/220
5.	Прогиб шатунных вкладышей, мкм	20/40
6.	Толщина слоя масла в шатунных подшипниках, мкм	15/15
Кластер № 2		
7.	Износ коренных вкладышей, мкм	70/80
8.	Суммарное перемещение поршня в ВМТ, мкм	40/60
9.	Зазор в коренных подшипниках, мкм	250/270
10.	Давление в системе смазки: – номинальный режим, МПа – минимальный режим, МПа	0,32/0,30 0,14/0,12
Кластер № 3		
11.	Износ гильз цилиндров в верхнем поясе в плоскости качания шатуна, мкм	132/160
12.	Овальность гильз цилиндров в верхнем поясе, мкм	60/90

13.	Радиальный износ верхних компрессионных колец, мкм	130/130
14.	Радиальный износ маслосъемных колец, мкм	60/60
15.	Зазор в сопряжении «канавка поршня – верхнее компрес. кольцо», мкм	260/260
16.	Зазор в сопряжении «канавка поршня – маслосъемное кольцо», мкм	120/120
17.	Температура в камере сгорания без воспламенения, °С	231/210

На рис. 5.2 представлено распределение пробега автомобилей до КР двигателей при применении промежуточных диагностирований, из которого видно, что ресурс двигателей, которые проходили ПД увеличился на 12...13%, а вероятность безотказной работы приблизилась к значениям, имеющихся после КР. Таким образом, при среднем пробеге автомобилей 280 тыс. км. до КР, ТР по результатам ПД позволит обойтись без КР за весь срок службы ДВС.



1 – общая до первого КР; 2 – до первого КР по признакам износа

Рисунок 5.2 – Распределение пробега L до КР двигателей по результатам ПД

Таким образом, при среднем пробеге автомобилей 280 тыс. км. до КР, ТР по результатам диагностирования позволит обойтись без КР за весь срок службы ДВС.

5.2 Расчет периодичности диагностирований автотракторных ДВС и ее влияние на ресурс

Особенности современного автосервиса выдвигают на первый план задачу сокращения сроков текущих ремонтов ДВС и повышения качества при минимальных затратах. Выполнение этих задач возможно при помощи планирования периодичности диагностирования с целью своевременного выполнения ТР, принятие решений по которым основано на разработке и оценке нормативов диагностических параметров деталей ДВС. Расчет выполнялся по известной методике [84]. Определение периодичности диагностирования дизеля КАМАЗ-740.11-240 проводилось по технико-экономическому методу. Данный метод предполагает минимизацию суммарных удельных затрат на диагностику, ТО и ТР.

Для этого была определена стоимость диагностики дизеля КАМАЗ-740.11-240 для предприятия:

$$Д = З_{з/п} + З_n + З_a, \quad (5.1)$$

где $З_{з/п}$ – затраты на заработную плату работника;

$З_n$ – затраты на налоги;

$З_a$ – затраты на амортизационные отчисления.

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

$$C'_д = \frac{Д}{l}, \quad (5.2)$$

где l – периодичность ТО;

$Д$ – разовые затраты на диагностирование ДВС.

Также можно рассчитать оптимальную периодичность ТО и ТР, но необходимо учесть, что увеличение пробега до проведения диагностирования и ТО ДВС повышает вероятность отказа и увеличивает удельные затраты на ТР.

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

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

где $C'_{\text{Д}}$ – удельные затраты на диагностирование;

$C'_{\text{ТО}}$ – удельные затраты на ТО;

$C'_{\text{ТР}}$ – удельные затраты на ТР.

Для определения оптимальной периодичности диагностирования были приняты средние показатели оплаты труда работника-диагноста по Саратовской области $З_{\text{з/п}} = 200$ руб./час, затраты на отчисление налогов $З_{\text{н}} = 50$ руб./час, амортизационные затраты $З_{\text{а}} = 0,2\%$ от стоимости оборудования.

Данные по удельным затратам на ремонт были получены в Автоцентре КАМАЗ Саратова. Данные представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Зависимость удельных затрат на Д, ТО и ТР от периодичности диагностирования

Периодичность ТО, км	24000	48000	72000	20000	96000	120000
Удельные затраты Д, руб./км	0,34	0,07	0,03	0,02	0,02	0,01
Удельные затраты ТР, руб./км	0,30	0,63	0,88	1,10	1,58	1,95
Удельные затраты на ТО, руб./км	1,00	0,50	0,33	0,25	0,20	0,17
Суммарные затраты на Д, ТО и ТР, руб./км	1,64	1,19	1,24	1,37	1,80	2,13

По данным, представленным в таблице 5.2, экспериментальной зависимости суммарных удельных затрат на Д, ТО и ТР от периодичности диагностирования, построена соответствующая ей регрессионная зависимость, которая имеет следующий вид:

$$C_{\Sigma} = a_1 \cdot l_3 + a_2 \cdot l_2 + a_3 \cdot l + a_4, \quad (5.4)$$

где a – регрессионный коэффициент;

$$a_1 = -0,0208;$$

$$a_2 = 0,3149;$$

$$a_3 = -1,2077;$$

$$a_4 = 2,5444;$$

l – периодичность диагностирования.

Регрессионная зависимость суммарных удельных затрат на Д, ТО и ТР и экспериментальные данные удельных затрат на Д, ТО и ТР от периодичности диагностирования в форме графика приведены на рисунке 5.3.

На основе приведённых экспериментальных и аналитических данных получаем, что минимальные суммарные удельные затраты обеспечиваются при проведении диагностирования через 24000 км.

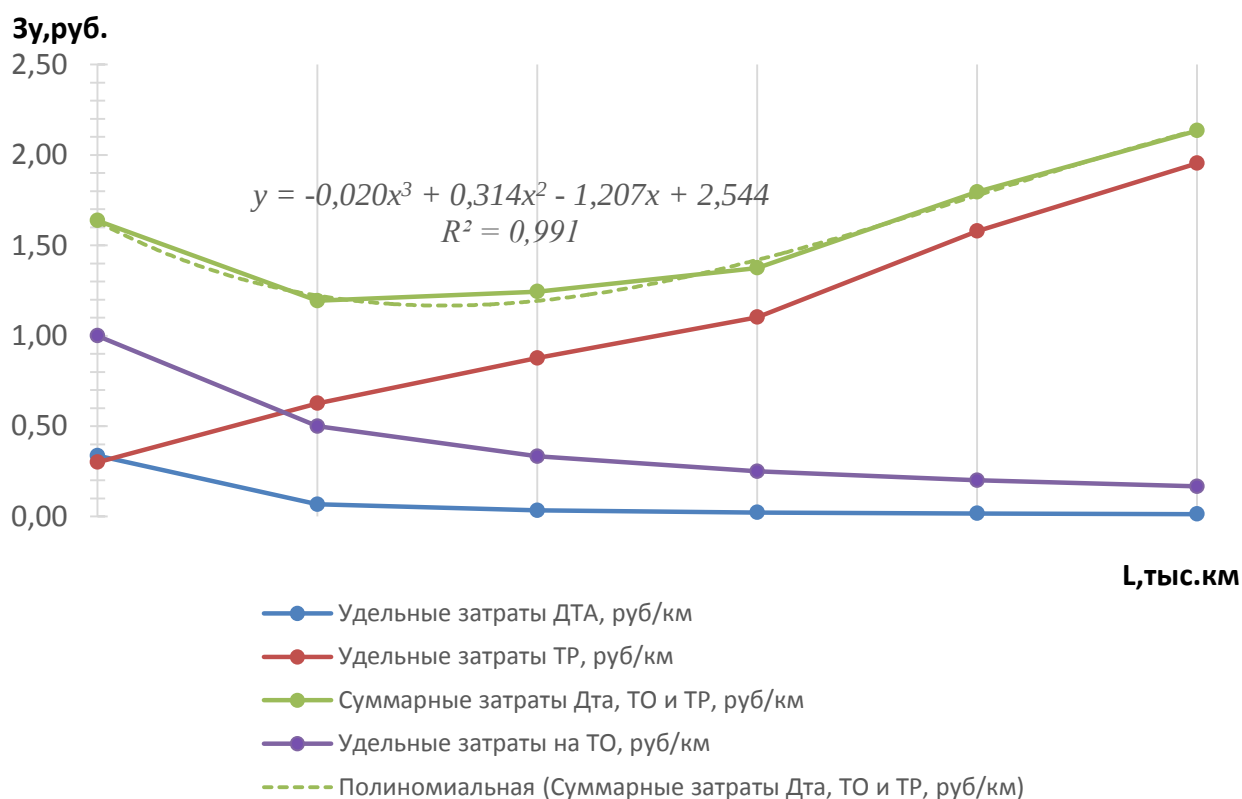


Рисунок 5.3 – Зависимость удельных затрат Z_y на диагностирование (Д), ТО и ТР и суммарных удельных затрат от пробега L

При анализе полученных данных видно, что минимальные суммарные удельные затраты сохраняются при периодичности диагностирования 23 000...25 000 км, поэтому, для сокращения расходов целесообразно включить работы по диагностированию дизеля КАМАЗ-740 в состав работ через одно ТО-2.

5.3 Рекомендуемая периодичность диагностирований ДВС с учетом расчета суммарных удельных эксплуатационных затрат

В настоящее время эксплуатируется большое количество автомобилей КАМАЗ различных модификаций. Кроме того, двигатели КАМАЗ-740.11-240 устанавливаются на другие марки автомобилей, тракторов, сельскохозяйственной техники и автобусы. Из-за несовершенства системы поддержания двигателей в работоспособном состоянии теряются огромные средства на технические обслуживания и ремонты. Критерием оптимальности системы обеспечения работоспособности машины, агрегата является сведение к минимуму суммарных удельных затрат за весь период эксплуатации. Поддержание в работоспособном состоянии обеспечивается за счёт технических обслуживания, проводимых с определённой периодичностью и перечнем работ, и предупредительных ремонтов. Из-за регулярности ТО удельные затраты на них не изменяются в эксплуатации. Следовательно, основная часть всех удельных затрат, которая влияет на оптимальность системы обеспечения работоспособности, ложится на грамотное управление в проведении предупредительных ремонтов (периодичность, объём, перечень заменяемых деталей).

Таблица 5.3 – Расчёт периодичности диагностирований ДВС КАМАЗ-740.11-240 до и после КР

Группа ДВС	Средний пробег до КР, l_{cp} , тыс. км	Среднеквадратичное отклонение, σ , тыс. км	Коэффициент вариации $\bar{V}$	Коэффициент оптимальной периодичности μ_{opt}	Периодичность промежуточного диагностирования l_q , тыс. км
До КР	273	36,7	0,328	0,16	25,5
После КР	177,5	22,7	0,39	0,23	24,7

На примере двигателя, ремонты можно подразделить на мелкие текущие и плановые, предупредительные и капитальные ремонты. При текущих ремонтах двигателя производится замена мелких, относительно

дешёвых деталей при небольших простоях автомобиля (прокладки головок блока, сальники, очистка форсунок, работы по электрооборудованию и др.). Отказы этих элементов в процессе эксплуатации происходят преимущественно случайно. Нарботка до их возникновения в процессе эксплуатации, а также удельные затраты на их устранение тоже остаются почти постоянными. Поэтому при определении оптимальной системы обеспечения работоспособности будем учитывать только затраты на проведение ПД.

Существующая методика [75] позволяет определить динамику изменения суммарных удельных затрат в процессе эксплуатации двигателей на основе информации о значениях наработки до ремонтов и стоимости двигателей без учёта потерь прибыли, приносимых двигателем при недоиспользовании ресурса, простоя в ремонте. Поэтому, учитывали и эти, достаточно ощутимые затраты.

В настоящее время затраты на поддержание работоспособности автомобилей достигают 20...25% себестоимости перевозок, до 40% из которых приходится на технические обслуживания (ТО) и ремонты двигателей. Базовые детали двигателей попадают в капитальный ремонт или в утилизацию с недоиспользованным на 35...45% ресурсом. Выходом из сложившейся ситуации на наш взгляд является проведение промежуточных диагностирований. Планово-предупредительная система технических обслуживаний и ремонта жестко регламентирует через определенный пробег диагностику и проведение детерминированного состава работ. Однако, из-за уравнительного подхода при эксплуатации и ремонте не учитывается индивидуальное состояние ДВС. Необходима разработка новых подходов к эксплуатационно-ремонтным циклам отечественных автомобильных ДВС с широким применением мобильных средств диагностирования. Нами было исследовано 33 двигателя КАМАЗ-740.11-240, которым по результатам диагностирования выполнялись только текущие ремонты, и 37 двигателей, которые эксплуатировались по

рекомендуемой Положением системе ТО и ремонта. Изменение суммарных удельных затрат на восстановление работоспособности по результатам диагностирований приведено в таблице 5.4 и на рисунке 5.4.

Таблица 5.4 – Суммарные удельные затраты проведением ремонта по результатам диагностирований

Пробег, тыс.км.	24	48	72	96	120	144	168
Порядковый номер и вид диагностики	1Д	2Д	3Д	4Д	5Д	6Д	7Д
Удельные затраты с проведением ПД, руб./км	18	17	16	15	14	13	12
Удельные затраты с проведением ПД и КР, руб./ км	160	239	339	409	466	548	595

Из таблицы 5.4 и рисунка 5.4 следует, что обеспечение работоспособности проведением своевременного ремонта по результатам диагностирования незначительно увеличит затраты на поддержание ДВС в работоспособном состоянии, однако, в перспективе снизит удельные затраты в эксплуатации. Решение о виде ремонта, его объеме и трудоемкости должно приниматься по результатам диагностирования по разработанному алгоритму.

Приведенная в таблице 5.4 и на рисунке 5.4 динамика изменения суммарных удельных затрат по принятой структуре ТО и ремонта или КР по результатам диагностирования доказывает целесообразность проведения диагностирования. Таким образом, проведение диагностирования позволит сократить эксплуатационные затраты в течение всего срока службы двигателя.

На основе исследований технического состояния ДВС автомобилей КАМАЗ-740.11-240 предлагается скорректировать Положение. Оно должно содержать периодичность диагностирования по предлагаемому алгоритму, рекомендации по диагностированию элементов ДВС, перечень операций и трудоемкость работ. Должно оцениваться фактическое техническое состояние ДВС по температуре в камере сгорания. На

практике использование результатов заключается в том, что оцениваются фактические показатели технического состояния конкретного ДВС по перечню алгоритма диагностирования. В зависимости от их соответствия допустимым показателям технического состояния, определяется объем технических воздействий и трудоемкость дифференцировано по каждому ДВС, что дает возможность точно планировать материальные и людские ресурсы. Тем самым, для каждого двигателя предусматривается индивидуальный объем и номенклатура заменяемых деталей, регулировочных работ. Необходимо также отметить, что за основу нужно взять технико-экономический критерий, обеспечивающий минимум суммарных удельных в эксплуатации. Данное обоснование периодичности диагностирования, предлагаемая методика, диагностическое устройство универсальны и применимы для ДВС семейства КАМАЗ.

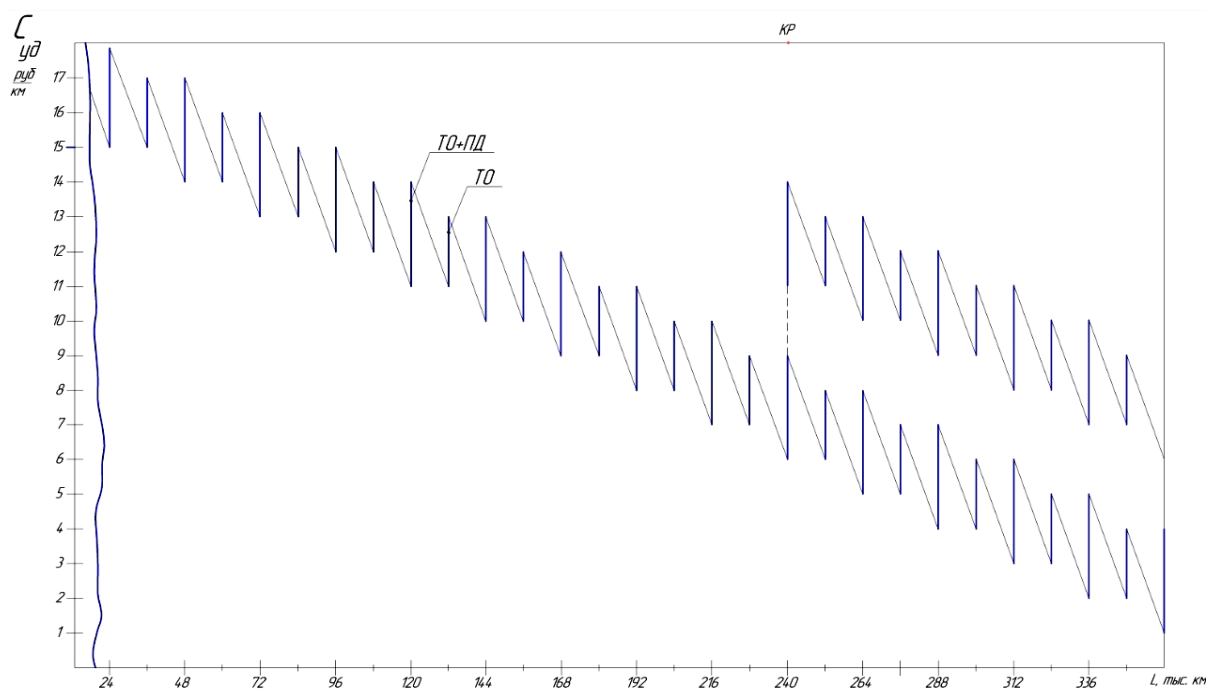


Рисунок 5.3 – Суммарные удельные затраты проведением ТО, ТР и Д ДВС (с возможным КР) в зависимости от пробега

5.4 Экономическая эффективность результатов исследования

Проведённые исследования показывают, что отказы наступают задолго до выработки ресурса базовых деталей, а относительно низкие

наработки ДВС вызваны, в том числе, и отсутствием периодического профилактического диагностирования технического состояния сопряжений цилиндропоршневой группы по температуре в камере сгорания, несовершенством системы текущих ремонтов в условиях АТП с заменой деталей, находящихся в предельном состоянии. В силу этого, при назначенном заводом-изготовителем ресурсе ДВС КАМАЗ до КР, равном 240 тыс. км для III категории условий эксплуатации, за этот период ДВС проходит не один КР, что приводит к дополнительным затратам на запасные части, а также к утрате остаточного ресурса базовых деталей. Для двигателей, которые выходят из строя по причинам износа ЦПГ, можно продлить срок эксплуатации за счёт внедрения в алгоритм диагностирования измерение температуры воздушно-масляной смеси в камере сгорания ДВС, характеризующую износ гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца.

В работе [55] приведены зависимость расхода ДВС КАМАЗ-740.11-240 в процессе эксплуатации и средний фактический их расход, равный 27,3 двигателей на 100 автомобилей в год. По данным [53,54], 40% двигателей нуждается в текущем ремонте (из-за не проведённых в своё время ТР по результатам ПД):

$$N_p^{np} = 27,3 \cdot 0,4 = 10,9 \text{ двиг./100 авт. год} \quad (5.5)$$

Экономическая эффективность от своевременного выявления и устранения неисправности будет определяться снижением расходов на дорогостоящие ТР и КР двигателей и увеличением затрат на диагностирование и замену деталей. В соответствии с общепринятой методикой годовой экономический эффект:

$$\mathcal{E} = (Z_T - Z_{II}) \cdot A, \quad (5.6)$$

где A – годовая производительность автомобиля, ткм;

Z_T, Z_{II} – приведённые затраты соответственно при обеспечении работоспособности традиционным путем и с диагностированием.

Затраты определяются по формуле:

$$Z = C + E_B \cdot K, \quad (5.7)$$

где C – себестоимость перевозок, руб./10 ткм;

E_B – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; K – удельные капитальные вложения в производство, руб./10 ткм.

С учётом (5.2) и (5.3) получим:

$$\Delta = (C_T - C_{II}) \cdot A + A \cdot E_B \cdot (K_T - K_{II}). \quad (5.8)$$

Первая составляющая суммы представляет собой сокращение годовых расходов от сокращения затрат на ТР за счёт повышения затрат на ПД, то есть:

$$(C_T - C_{II}) \cdot A = N_p^{np} \cdot d \cdot S_p - (S_g - S_3), \quad (5.9)$$

где N_p^{np} – годовая потребность в КР с учётом (5.5) $N_p^{np} = 0,109$;

d – доля отказов, предупреждаемых диагностированием (достоверность диагностирования $d = 0,95$);

S_g – затраты на диагностирование;

S_3 – затраты на ТР;

S_p – средняя стоимость ПД одного двигателя:

$$S_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot p_i, \quad (5.10)$$

здесь n – количество наименований заменяемых или восстанавливаемых деталей;

C_i – затраты на замену или восстановление i -й детали;

p_i – вероятность замены или восстановления i -й детали).

Затраты на единичное диагностирование с учётом определённой трудоёмкости $T=54$ чел.-мин., тарифной ставки слесаря и расходов на электроэнергию составят в среднем $X=148$ руб.

С учётом периодичности диагностирования $\bar{l}_g = 25$ тыс. км и среднегодового пробега 50 тыс. км., годовые затраты на диагностирование ДВС составят 420 рублей.

Разовые затраты на диагностирование определены с учётом

стоимости заменяемых деталей S_{dem} и трудовых затрат соответственно средней трудоёмкости T_3 и тарифной ставки a . ТР производится не при каждом диагностировании, поэтому из соотношения среднего ресурса $\bar{l}$ и годового пробега l_r автомобилей определено, что в год на один ДВС потребуется в среднем 0,5 диагностирований. Следовательно, годовые затраты составят:

$$S_3 = \frac{l_r}{\bar{l}} (a \cdot T_3 + S_{dem}) = 5910 \text{ руб.} \quad (5.11)$$

Вторая составляющая суммы представляет собой увеличение капитальных затрат на диагностическое оборудование. Ориентировочно определена стоимость диагностического устройства 4350 руб.

При указанных значениях периодичности диагностирования и среднегодового пробега определено, что на 100 ДВС КАМАЗ-740 необходимо двести диагностирований в год. С учётом стоимости и нормативного коэффициента $E_B = 0,15$ годовые затраты на диагностирование возрастут на один двигатель:

$$\Delta S = A \cdot E_B \cdot \Delta K = 0,93 \text{ руб.} \quad (5.12)$$

Экономический эффект по (5.9) составит 19329 рублей. Дополнительный экономический эффект может быть получен из-за уменьшения отказов автомобилей по внезапным аварийным причинам.

Таким образом, поддержание технического состояния ДВС проведением ТР по результатам ПД с обоснованной периодичностью позволит продлить ресурс и сократить эксплуатационные затраты, получив значительный экономический эффект.

5.5 Выводы

1. Разработан алгоритм и технологический процесс диагностирования ДВС, практические рекомендации и технология проведения ПД для использования в автосервисных фирмах.

2. Обоснована периодичность ПД и ТР с одним капитальным ремонтом и без КР, рассчитаны эксплуатационными затраты в течение всего срока службы двигателя.

3. Расчет суммарных удельных затрат за весь срок службы ДВС проведением ТО, ТР и ПД показал, что на 11% снизятся расходы на поддержание двигателей в работоспособном состоянии.

4. Поддержание ДВС в работоспособном состоянии проведением ПД с обоснованной периодичностью позволит продлить ресурс и сократить эксплуатационные затраты, получить экономический эффект в размере 19329 рублей на один двигатель год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Теоретически обоснован способ диагностирования цилиндропоршневой группы по новому диагностическому параметру – температуре в камере сгорания без воспламенения. Предложена математическая модель теплового расчета процесса изменения температуры (14) при отсутствии воспламенения в камере сгорания, адаптированная для вычисления на ЭВМ.

2. Разработано устройство для определения износа цилиндропоршневой группы, отличающееся блоком регистрации температуры в герметичной камере сгорания термпарой, представляющее собой корпус форсунки; усовершенствован алгоритм диагностирования, повышающий точность диагностирования на 5,5% по сравнению с существующими способами диагностирования компрессометром. Установлено, что предельное состояние цилиндропоршневой группы наступает при температуре в камере сгорания 210°C, что соответствует износу гильзы цилиндров в поясе остановки верхнего компрессионного кольца 160 мкм.

3. Предложена и обоснована периодичность диагностирования цилиндропоршневой группы ДВС (через ТО-2 или 24 тыс. км.), применение которой, как показали эксплуатационные испытания, увеличивает ресурс двигателей на 12...13% и позволяет обойтись без капитального ремонта за весь срок службы ДВС.

4. Проведенный расчет экономического эффекта показал, что устранение неисправностей по результатам диагностирования с обоснованной периодичностью позволит получить экономический эффект в размере 19329 рублей на один двигатель в год.

Рекомендации производству

При проведении ТО-2 алгоритм диагностирования необходимо дополнить измерением через одно ТО-2 температуры в камере сгорания

предлагаемым устройством.

При диагностировании ЦПГ ДВС следует использовать рекомендации по периодичности и объему работ, а также учитывать табличные значения других диагностических параметров.

Перспективы дальнейшей разработки темы

Разработать рекомендации по наличию и количеству устройств диагностики на СТО, БЦТО и других обслуживающих предприятиях в зависимости от их производственной программы.

Определить оптимальный перечень диагностических устройств для оценки технического состояния ДВС по ГОСТИрованным диагностическим параметрам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авдонькин, Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Ф.Н. Авдонькин. – Саратов: Изд-во Саратов. Ун-та, 1981. – 288 с.
2. Авдонькин, Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Ф.Н. Авдонькин. – М.: Транспорт, 1985. – 215 с.
3. Авдонькин, Ф.Н. Текущий ремонт автомобилей / Ф.Н. Авдонькин. – М.: Транспорт, 1978. – 269 с.
4. Авдонькин, Ф.Н. Оптимизация изменения технического состояния автомобиля / Ф.Н. Авдонькин. – М.: Транспорт, 1993. – 352 с.
5. Авдонькин, Ф.Н. Надежность и эффективность автомобилей КамАЗ / Ф.Н. Авдонькин, А. С. Денисов, А.А. Макушин // Автомобильная промышленность. – 1986. – № 5. – С. 21–22.
6. Автомобили КамАЗ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М.: Машиностроение, 1990. – 447 с.
7. Антропов, Б.С. Обеспечение работоспособности подшипников коленчатого вала автомобильных дизелей / Б.С. Антропов, Е.П. Слабов, А.А. Крайнов, С.Г. Шкорин // Двигателестроение, – 2004. – № 3. – С. 29–32.
8. Баженов, С.П. Основы эксплуатации и ремонта автомобилей и тракторов / С.П. Баженов, Б.Н. Казьмин, С.В. Носов. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 336 с.
9. Балтенас, Р. Моторные масла. Производство. Свойства. Классификация. Применение / Р. Балтенас, А.С. Сафонов, А.И.Ушаков, В. Шергалис. – М., С.Пб.: Альфа-Лаб., 2000. – 272 с.
10. Барун, В.Н. Причины и устранение случаев задира и проворачивания вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного дизеля КамАЗ В.Н. Барун, М.А. Григорьев и др. //

Двигателестроение, – 1983. – №4. – С. 3–5.

11. Басков, В.Н. Эксплуатационные факторы и надежность автомобиля / В.Н. Басков, А.С. Денисов. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2003. – 269 с.

12. Башта, Т.М. Гидравлика, гидравлические машины, гидравлические приводы / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1970. – 382 с.

13. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 543 с.

14. Бесконтактный индикатор износа кривошипно-шатунного механизма ДВС: пат. №73730 Рос. Федерации, МПК 51 G01D 1/08 /Данилов Ю.И., Данилов И.К.; заявитель и патентообладатель Данилов Ю.И. – №2008103573; заяв. 29.01.2008; опубл. 27.05.2008, Бюл. №15. – 2с.: ил.

15. Бондаренко, В.А. Повышение долговечности транспортных машин / В.А. Бондаренко, К.В. Щурин, Н.Н. Якунин, В.И. Рассоха, В.Ю. Филиппов. – М.: Машиностроение, 1999. – 144 с.

16. 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: Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева, 2015. – 192с.

17. Вайнберг, Дж. Статистика / Дж. Вайнберг, Дж. Шумекер. – М.: Статистика, 1979. – 389 с.

18. Венцель, Е.С. Теория вероятности / Е.С. Венцель. – М.: Наука, 1969. – 435 с.

19. Волкова, З.Н. Исследование состояния ремонтной базы

сельского хозяйства и разработка нормативов планирования затрат на ремонт сельскохозяйственной техники / З.Н. Волкова, С.А. Горячев. – М., Труды ГОСНИТИ. 2013. Т.112. №2. С 9-14.

20. Вошни, Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / Г. Вошни. – М.: Изд. МВТУ им. Н. Баумана, 2001. – 263 с.

21. Глаголев, Н.М. Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания / Н.М. Глаголев. – М.: Транспорт, 1981. – 480 с.

22. Говорущенко, Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Н.Я. Говорущенко. – Харьков.: Вища школа, 1984. – 312 с.

23. Григорьев, М.А. Исследование критериев предельного состояния двигателей / М.А.Григорьев, Е.П. Слабов // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 12. – С. 8–10.

24. Григорьев, М.А. Износ и долговечность автомобильных двигателей / М.А. Григорьев, Н.Н. Пономарев. – М.: Машиностроение, 1976. – 248 с.

25. Григорьев, М.А. Очистка масла в двигателях внутреннего сгорания / М.А. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1983. – 148 с.

26. Григорьев, М.А. Обеспечение надежности двигателей / М.А. Григорьев, В.А. Долецкий. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 324 с.

27. Григорьев, М.А. Качество моторного масла и надежность двигателей / М.А. Григорьев, Б.М. Бунаков, В.А. Долецкий. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 231 с.

28. Гурвич, И.Б. Долговечность автомобильных двигателей / И.Б. Гурвич. – М.: Машиностроение, 1967. – 103 с.

29. Гурвич, И.Б. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей / И.Б. Гурвич, П.Э. Сыркин, В.И. Чумак. – М.: Транспорт, 1994. – 144с.

30. Гурьянов, Ю.А. Экспресс-методы и средства диагностирования агрегатов машин по параметрам масла. Дисс. док. техн. наук / Ю.А. Гурьянов. – Челябинск: Челяб. гос. агротехн. ун-т, 2007. – 375 с.

31. Гушин, В.А. Способ очистки отработанных моторных масел. / В.А. Гушин, В.В. Остриков // Химия и технология топлив и масел. – 1998. – № 5. – С. 28–29.
32. Дажин, В. Проблемы ремонта двигателей КамАЗ / В. Дажин, Г. Таруленков, В. Лукашевич // Автомобильный транспорт. – 1987. – № 10. – С. 49–51.
33. Данилов, И.К. Моделирование и оптимизация структуры эксплуатационно-ремонтного цикла ДВС / И.К. Данилов. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2004. – 110 с.
34. Данилов, Ю.И. Диагностирование технического состояния двигателей КамАЗ бесконтактным индикатором / Ю.И. Данилов, И.К. Данилов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2008. – №35. – С. 22–26.
35. Данилов, Ю.И. Бесконтактный индикатор технического состояния дизелей / И.К. Данилов, Ю.И. Данилов // Автомобильная промышленность. – 2009. – №10. – С. 31–32.
36. Данилов, Ю.И. Устройство для безразборной оценки износа деталей ЦПГ дизелей / И.К. Данилов, К.Л. Слитников, Ю.И. Данилов, Д.А. Бондарев// Автомобильная промышленность. – 2011. – №8. – С. 27–28.
37. Данилов, Ю.И. Аналитическое обоснование и разработка устройства для оценки износа цилиндропоршневой группы дизелей / И.К. Данилов, К.Л. Слитников, Ю.И. Данилов// Мир транспорта и технологических машин. – 2012. – №2 (36). – С.15–19.
38. Данилов, Ю.И. Совершенствование планирования эксплуатационно-ремонтных циклов двигателей внутреннего сгорания / Ю.И. Данилов, А.С. Денисов, И.К. Данилов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. – №69. – С. 230–234.
39. Данилов, Ю.И. Оценка трудоемкости ремонта ДВС сетевыми методами / И.К. Данилов, К.Л. Слитников, Ю.И. Данилов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. –

№2(71). – С. 73–75.

40. Данилов, Ю.И. Аналитическое исследование и обоснование комплексной оценки технического состояния ДВС / А.С. Денисов, Ю.И. Данилов // Мир транспорта и технологических машин. – 2014. – №1(44). – С. 11–14.

41. Данилов, Ю.И. Об эффективности промежуточных диагностирований ДВС / Ю.И. Данилов // Известия ТулГУ. Научное издание. Выпуск 6. Часть 1. Тула 2015. С.145–147.

42. Денисов, А.С. Целесообразность предупредительного ремонта двигателей ЯМЗ-238НБ / А.С. Денисов, Ф.Н. Авдонькин // Техника в сельском хозяйстве. – 1977. – № 6. – С. 70–73.

43. Денисов, А.С. Рациональный срок службы двигателей ЯМЗ-238 / А.С. Денисов, Р.Е. Колосов // Автомобильный транспорт. – 1978. – № 5. – С. 37–39.

44. Денисов, А.С. Пути наиболее полного использования ресурса двигателей ЯМЗ-240Б / А.С. Денисов, В.Е. Неустроев, В.Н. Басков, С.С. Григорьев // Двигателестроение. – 1979. – № 8. – С. 35–40.

45. Денисов, А.С. Режим работы и ресурс двигателей / А.С. Денисов, В.Е. Неустроев. – Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1981. – 112 с.

46. Денисов, А.С. Изменение технического состояния двигателей при эксплуатации в доремонтном периоде / А.С. Денисов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 8. – С. 47–50.

47. Денисов, А.С. Изменение технического состояния двигателей в межремонтном периоде / А.С. Денисов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 9. – С. 47–49.

48. Денисов, А.С. Анализ эксплуатационных режимов двигателей КамАЗ-740 / А.С. Денисов, В.Н. Басков // Двигателестроение. 1982, № 6. – С. 41–43.

49. Денисов, А.С. Корректирование ресурса двигателей в зависимости от сочетания эксплуатационных факторов / А.С. Денисов,

В.Н. Басков // Двигателестроение. – 1984. – № 9. – С. 30–33.

50. Денисов, А.С. Эффективный ресурс двигателей / А.С. Денисов. – Саратов: Изд-во Сарат. гос. ун-та, 1983. – 108 с.

51. Денисов, А.С. Изменение условий смазки шатунных подшипников в процессе эксплуатации автомобильного дизеля / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков // Двигателестроение. – 1986. – №4. – С. 44–46.

52. Денисов, А.С. Что дает предупредительный ремонт? // А.С. Денисов, П.С. Беликов, И.К. Данилов / Автомобильный транспорт. – 1990. – № 5. – С. 35–37.

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

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

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

56. Денисов, А.С. Влияние периодичности профилактики на безотказность автомобилей / А.С. Денисов, В.Н. Басков, В.П. Захаров, А.О. Носов // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин. Сб. науч. Статей. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т. – 2011. – С. 15–18.

57. Денисов, А.С. Изменение параметров моторного масла в процессе эксплуатации автомобилей / 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.

58. Денисов, А.С. Практикум по технической эксплуатации автомобилей: учебное пособие для студ. Учреждений высш. Проф.

Образования / А.С. Денисов, А.С. Гребенников. – М.: Издательский центр «Академия», 2012. – 272 с.

59. Денисов, А.С. Периодичность профилиактики – резерв безотказности автомобилей / А.С. Денисов, В.Н. Басков, В.П. Захаров, А.О. Носов // Наука: 21 век. – 2012. – № 1. – С. 49–53.

60. Денисов, А.С. Изменение параметров моторного масла в процессе эксплуатации автомобильных двигателей / А.С. Денисов, В.Н. Басков, А.О. Носов // Наука: 21 век. – 2012. – № 1. – С. 54–58.

61. Дьяченко, В.Г. Основы теории рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания: Учеб. пособие / В.Г. Дьяченко. – Киев: УМК ВО, 1988. – 94 с.

62. Дунаев, А.В. Выявление неисправностей двигателей внутреннего сгорания / А.В. Дунаев // Сельский механизатор. – 2013. – № 10. – С. 38–40.

63. Ермолов, Л.С. Основы надежности сельскохозяйственной техники / Л.С. Ермолов, В.М. Кряжков, В.Е. Черкун. – М: Колос, 1982. – 271 с.

64. Ждановский, Н.С. Диагностика автотракторных дизелей / Н.С. Ждановский, А.В. Алилуев, А.В. Николаенко. – Л.: Колос, 1977. – 264 с.

65. Ждановский, Н.С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко. – Л.: Колос, 1981. – 295 с.

66. Зайдель, А.Н. Экспериментальная оценка ошибок измерений / А.Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1968. – 153 с.

67. Зеленцов, В.В. Эксплуатационные свойства и тепловые режимы поршневых автомобильных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие / В.В. Зеленцов, В.В. Крупа – Н.Новгород. НГТУ, 2002. – 72 с.

68. Зеленцов, В.В. Основы технологии производства и ремонта автомобилей: учебное пособие, часть 5 / В.В. Зеленцов. – Н. Новгород: НГТУ., 2009. – 112 с.

69. Исследование условий нарушения гидродинамического режима смазки шатунного подшипника двигателя КамАЗ. Технический отчет НТЦ АО «КамАЗ». Набережные Челны. 1993. – 214 с.

70. Канарчук, В.Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы / В.Е. Канарчук. – Киев: Наукова думка, 1978. – 256 с.

71. Карасев, А.И. Теория вероятностей и математическая статистика / А.И. Карасев. – М.: Статистика, 1970. – 344 с.

72. Картошкин, А.П. Методологические аспекты научных исследований по созданию способа дистанционного теплового контроля мощностных показателей мобильного сельскохозяйственного агрегата. – 2015. - №39. С. 309-314.

73. Колпаков, В.Е. Нейронные сети как инструмент определения технического состояния автотракторных двигателей / В.Е. Колпаков// Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. – 2015. – № 40. – С. 240-243.

74. Колпаков, В.Е. Математическое моделирование процесса теплопередачи от выпускных газов к наружной стенке выпускного коллектора автотракторного дизеля / В.Е. Колпаков// Известия Международной академии аграрного образования. – 2015. – № 24. – С. 39-43.

75. Колпаков, В.Е. Исследование зависимости температуры выпускных газов от мощностных режимов автотракторных дизелей / В.Е. Колпаков, Шкорлаков Р.В. // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. – 2014. – № 35. – С. 289-294.

76. Колпаков, В.Е. Тепловая экспресс диагностика автотракторных двигателей /В.Е. Колпаков// Известия Международной академии аграрного образования. – 2013. – № 16. – С. 150-153.

77. Кузьмин, Н.А. Научные основы процессов изменения технического состояния автомобилей. / Н.А. Кузьмин, Г.В. Борисов. – Н.

Новгород: НГТУ, 2012. – 270 с.

78. Кузьмин, Н.А. Процессы и закономерности изменения технического состояния автомобилей в эксплуатации: учеб. пособие / Н.А. Кузьмин. – Н. Новгород: НГТУ, 2002. – 142 с.

79. Кузьмин, Н.А. Исследование отложений в автомобильных двигателях / Н.А. Кузьмин, В.В. Зеленцов, И.О. Донато // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева – 2010. – № 2. – С 81.

80. Кулаков, А.Т. Особенности эксплуатации, обслуживания и ремонта силовых агрегатов грузовых автомобилей. Учебное пособие / А.Т. Кулаков, А.С. Денисов, А.А. Макушин. – М.: Инфра-Инженерия, 2013. – 432 с.

81. Лукинский, В.С. Об оценке ресурса автомобильного двигателя по техническому критерию / В.С. Лукинский // Автомобильная промышленность. – 1981. – № 1. – С. 5–6.

82. Лукинский, В.С. Надежность автомобильных двигателей КамАЗ в рядовой эксплуатации / В.С. Лукинский, В.Ю. Новодворский, В.С. Соколов // Двигателестроение. – 1983. – №11. – С. 34–36.

83. Лукинский, В.С. Модели и алгоритмы управления обслуживанием и ремонтом автотранспортных средств / В.С. Лукинский, Е.И. Зайцев, В.И. Бережной. – СПб: Пб ГИЭА, 1997. – 95 с.

84. Малахов, А.В. Централизованный ремонт агрегатов автомобилей по техническому состоянию / А.В. Малахов, А.С. Спирин. – М.: Автомоб. трансп. Обзор информ. Сер. 4. Техн. экспл. и рем. автомоб. ЦБНТИ М-ва автомоб. трансп. РСФСР; Вып. I. 1986. – 67 с.

85. Мирошников, Л.В. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях / Л.В. Мирошников, А.П. Болдин, В.И. Пал. – М.: Транспорт, 1977. – 263 с.

86. Михлин, В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / В.М. Михлин. – М.: Колос, 1984. – 335 с.

87. Мишин, И.А. Долговечность двигателей / И.А. Мишин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 280с .
88. Морозов, А.Х. Техническая диагностика в сельском хозяйстве / А.Х. Морозов. – М.: Колос, 1979. – 207 с.
89. Николаев, Е.В. Факторы, влияющие на параметр расхода картерных газов как основной показатель технического состояния ЦПГ / А.В. Николаев, Н.С. Нистратова. // Тракторы и сельхозмашины. - 2011. - №10. - С 45-46.
90. Петрищев, Н.А. Средства для контроля технического состояния узлов и агрегатов сельскохозяйственных машин по тепловым характеристикам / Н.А. Петрищев, И.М. Макаркин. // М., Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – 2013. С. 38-43.
91. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Ч. II (нормативная). Автомобили семейства КамАЗ. ПО-200-РСФСР-12-0115-87. – М.: Минавтотранс РСФСР, 1987. – 92 с.
92. 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 // – Краснодар.: Научный журнал КубГАУ. 2015. №114. С. 949-974.
93. Пустыльник, Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений / Е.И. Пустыльник. – М.: Наука, 1968. – 288 с.
94. Руководства по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. Двигатели КамАЗ: 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.57-320, 740.50-3901001КД. – Набережные Челны: ОАО «КамАЗ», 2002. – 247с.
95. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей КамАЗ. – М.: РусьАвтокнига, 2001. – 288 с.
96. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и

ремонту двигателей КамАЗ 740.30-260 и 740.31-240. – Набережные Челны: ОАО «КамАЗ». 2004. – 138 с.

97. Салова, Т.Ю. Некоторые результаты стендовых исследований параметров работы дизеля при имитации неустановившихся режимов работы автомобиля / Т.Ю. Салова, Н.А. Усачев Сборник материалов Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии в сервисе». СПбГАУ. 2015. С.218-220.

98. Соломашкин, А.А. Параметры технического состояния деталей машин / А.А. Соломашкин. – М., Труды ГОСНИТИ., 2014., Т.116., С.114-118.

99. Типовые нормы времени на ремонт грузовых автомобилей в условиях автотранспортных предприятий. – М.: Экономика, 1989. – 299 с.

100. Тишкин, Л.В. Перспективы тепловой диагностики при оценке технического состояния двигателей тракторов сельскохозяйственного назначения / Тишкин Л.В., Колпаков В.Е. // Научное обеспечение развития АПК в условиях реформирования. Материалы Научной конференции профессорско-преподавательского состава, научных сотрудников и аспирантов СПбГАУ. 2012. С.261-262.

101. Устройство для определения износа цилиндропоршневой группы ДВС: пат. №95827 Рос. Федерация, МПК51 /Данилов И.К., Данилов Ю.И.; заявитель и патентообладатель СГТУ имени Гагарина Ю.А. – №2010104122; заяв. 10.02.2010; опубл. 10.07.2010, Бюл. №19. – 3с.: 1 ил.

102. Федотов, А.И. Диагностика автомобиля. Учебник для вузов / А.И. Федотов. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2012. – 468 с.

103. Филиппова, Е.М. Определение технического состояния цилиндропоршневой группы по расходу картерных газов / Е.М. Филиппова, Е.В. Николаев. – И., Труды ГОСНИТИ. 2011. Т.108. С.91-94.

104. Чичинадзе, А.В. Основы трибологии (трение, износ, смазка) /А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше. – М. Машиностроение, 2001. – 664 с.

105. Barysz, I. Zvyšovanie spoľahlivosti a zivomosti dynamicky zatazenych klzných ložísk / I. Barysz, L. Cillik // 8 Vedecká konferencia VSDS, Seccia 3 Dopravná technika. – Zilina, 1988. – S. 21–24.

106. Johnson, G. Failure of components / G. Johnson // Automobile Engineers, March, 1996. – P. 108–111.

107. Martin, F.A. Developments in engine bearings / F.A. Martin // Tribol Retiproc. Engines. Proc. 9-th Leeds-Lyon Symp. Tribol 7–10 sept. 1982. – P. 9–28.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **95 827** ⁽¹³⁾ **U1**
(51) МПК
G01D 1/00 (2006.01)

(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ(титульный лист)

(21), (22) Заявка: 2010104122/22, 10.02.2010	(72) Автор(ы): Данилов Игорь Кеворкович (RU), Данилов Юрий Игоревич (RU), Слитников Константин Леонидович (RU)
(24) Дата начала отсчета срока действия патента: 10.02.2010	(73) Патентообладатель(и): Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Саратовский государственный технический университет" (СГТУ) (RU)
(45) Опубликовано: 10.07.2010 Бюл. № 19	
Адрес для переписки: 410054, г.Саратов, ул. Политехническая, 77, СГТУ, патентно-лицензионный отдел ЦТТ	

(54) УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИЗНОСА ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВС

(57) Формула полезной модели

1. Устройство для определения износа цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания, включающее блок регистрации и обработки информации, связанный с термопарой, закрепленной на корпусе с возможностью размещения термопары в камере сгорания двигателя, при этом соединение корпуса устройства с камерой сгорания двигателя выполнено герметичным.
2. Устройство по п.1, отличающееся тем, что корпус представляет собой корпус форсунки или корпус свечи зажигания двигателя.

RU 9 5 8 2 7 U 1

RU 9 5 8 2 7 U 1

Приложение Б

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер
Завода двигателей
ПАО «КАМАЗ»

Р.К. Галиев

«16» декабря 2015г.



АКТ

о проведении испытаний диагностического устройства на двигателе

Условия работы цилиндропоршневой группы (ЦПГ) характеризуются высоким теплонапряженным состоянием, которые влияют на эксплуатационный ресурс. Для оценки влияния указанного фактора на износ ЦПГ кафедрой «Автомобили и автомобильное хозяйство» Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю.А. предложено оценивать разработанным и запатентованным диагностическим устройством.

Данное устройство позволяет оценить температурный режим работы ДВС и его изменение в динамике с учетом полученных аналитических зависимостей. По изменению температурного режима с учетом и других диагностических параметров по разработанному алгоритму делается вывод о виде технических воздействий для увеличения долговечности ДВС. Испытания диагностического устройства проводились в отделе надёжности Завода двигателей ПАО «КАМАЗ» в испытательном боксе №135, на испытательном стенде ф. «ХОРИБА» на двигателе модели КАМАЗ 740.64-420, зав. №2563993, данные фиксировались в протоколе испытаний двигателей.

С учетом полученных при испытаниях положительных результатов, допускается использование диагностического устройства и алгоритма диагностирования с другими диагностическими средствами на автомобилях, тракторах и другой технике, оснащённой двигателями производства ПАО «КАМАЗ» в эксплуатирующих предприятиях в послегарантийный период эксплуатации.

Начальник отдела надёжности
Завода двигателей ПАО «КАМАЗ», к.т.н.

А.А. Гафиятуллин

Начальник лаборатории
испытаний двигателей

М.В. Тихонов

Аспирант каф. ААХ

Ю.И. Данилов

«УТВЕРЖДАЮ»

Главный механик «АО СОВХОЗ-ВЕСНА»

Медведев Сергей Лукьянович

« 12 » ноября 2015 г

А К Т

о внедрении (использовании) результатов
кандидатской диссертационной работы
Данилова Юрия Игоревича

Комиссия в составе:

Председатель: Главный механик «АО СОВХОЗ-ВЕСНА» Медведев С.Л.
члены комиссии:

Д.т.н., проф., зав. каф. ААХ СГТУ имени Гагарина Ю.А. Денисов А.С.,
Аспирант каф. ААХ СГТУ имени Гагарина Ю.А. Данилов Ю.И.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы
«Совершенствование диагностирования цилиндропоршневой группы
автотракторных дизелей по температуре в камере сгорания»
представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук,
использованы в эксплуатационной деятельности «АО СОВХОЗ-ВЕСНА»
для повышения эксплуатационных показателей подвижного состава. При
этом использованы:

1. Методика проведения диагностирования цилиндропоршневой группы
ДВС сельхозмашин;

2. Устройство диагностики и алгоритм диагностирования ДВС.

Использование указанных результатов позволяет:

повысить ресурс двигателей на 12%, сократить количество простоев в
ремонте и снизить эксплуатационные затраты.

Председатель комиссии: _____ / Медведев С.Л. /

подпись

Члены комиссии: _____ / Денисов А.С. /

подпись

_____ / Данилов Ю.И. /

подпись

Окончание приложения В

«УТВЕРЖДАЮ»
Главный инженер
ОАО «Алтаец» Тимошенко И.А.,
г. Маркс, Саратовской области
10. 2015 г



А К Т
о внедрении (использовании) результатов
кандидатской диссертационной работы
Данилова Юрия Игоревича

Комиссия в составе:

председатель

Главный инженер ОАО «Алтаец» Тимошенко И.А.

члены комиссии:

Д.т.н., профессор Денисов А.С.

Асп. каф. ААХ СГТУ Данилов Ю.И.

составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Данилова Ю.И. на тему «Совершенствование диагностирования цилиндропоршневой группы автотракторных дизелей по температуре в камере сгорания», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, использованы в производственной деятельности ОАО «Алтаец» путём применения устройства диагностики цилиндропоршневой группы двигателей КамАЗ, используемых на комбайнах «Дон», «Полесье», тракторах и кормоизмельчителях.

Председатель комиссии:



И.А. Тимошенко

Члены комиссии:



А.С. Денисов



Ю.И. Данилов