

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
"Южно-Уральский государственный университет"
(национальный исследовательский университет)
Факультет «Автотракторный»
Кафедра «Автомобильный транспорт»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

к.т.н., доцент кафедры

«Тракторы сельскохозяйственные
машины и земледелие»

Южно-Уральский Государственный
Аграрный Университет

_____ Кожанов В.Н.
“ ___ ” _____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой,

д.т.н., профессор

_____ Ю.В. Рождественский
“ ___ ” _____ 2018 г.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА И СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ
ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
ЮУрГУ– 13.04.02.2018.234.00.ПЗ

Научный руководитель

д.т.н., профессор

_____ А.В. Гриценко

Автор работы,

студент группы П-211

_____ А.Д. Пузырев

Ученый секретарь

к.т.н., доцент

_____ Д.В. Астафьев

“ ___ ” _____ 2018 г.

АННОТАЦИЯ

Пузырев А.Д. Разработка метода и средства диагностирования цилиндропоршневой группы легковых автомобилей. – Челябинск ФГАОУ ВО ЮУрГУ Автомобильный транспорт, П-211; 2018. - 105с., 42 ил., библиогр. список – 40 наим.

В данной выпускной квалификационной работе магистра была Получена диагностическая модель позволяющая определить давление конца сжатия при износе цилиндра с учетом основных факторов влияющих на этот параметр.

Установлено, что основная погрешность диагностической модели заключается в отсутствии учета реальной утечки в зависимости от положения поршня. Диагностическая модель учитывает температурный диапазон двигателя от 20°С до 90°С и температурный диапазон воздуха от 20°С до 30°С.

Установлено, что наиболее чувствительным диагностическим параметром износа верхней части цилиндра является положение коленчатого вала в момент достижения максимального давления конца сжатия.

Установлено, что наиболее чувствительным комплексным диагностическим параметром для износа являются максимальное давление в конце такта сжатия и фаза давления конца такта сжатия.

Установлено, что наиболее высокую достоверность выше названные параметры имеют при прокрутке коленчатого вала при полностью заряженной аккумуляторной батарее.

Оглавление	
ВВЕДЕНИЕ	8
Глава 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ	11
1.1 Влияние технического состояния ЦПГ на надежность двигателя и его технико-экономические показатели работы	11
1.2 Анализ способов контроля технического состояния и диагностирования ЦПГ ДВС	20
1.2.1 Анализ способов контроля технического состояния и диагностирования ЦПГ	20
1.3 Конструктивные решения по совершенствованию элементов ЦПГ для повышения их надежности	35
1.3.1 Конструктивные решения для поршня	35
1.3.2 Конструктивные решения по маслам и присадкам	40
1.3.3 Обработка поршневых колец	42
1.3.4 Масляное охлаждение	43
1.4 Основные выводы по главе	44
1.5 Цель и задачи исследований	45
Глава 2 ТЕОРИТИЧЕСКИЕ ОБОСНОВАНИЯ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРОИСХОДЯЩЕГО В ЦИЛИНДРЕ ДВС ПРИ ПРОКРУТКЕ СТАРТЕРОМ	46
2.1 Теоретическое обоснование существующих методов диагностирования ЦПГ	46
2.1.1 Измерение давления компрессометром	46
2.1.2 Измерение расхода картерных газов	47
2.1.3 Виброакустический метод диагностирования	51
2.1.4 Трибодиагностика	52
2.1.5 Диагностика по температуре в камере сгорания	54
2.2 Цели и задачи теоретических исследований	56
2.2 Выводы по главе	77
Глава 3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	79
3.1 Общая методика экспериментальных исследований	79
3.2 Выбор оборудования	81
3.3 Методика проведения исследования	85

3.4 Выводы по главе.....	91
Глава 4 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА	92
4.1 Результаты эксплуатационных испытаний.....	92
4.2 Оценка экономической эффективности использования результатов проведенных испытаний.....	95
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ	101
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	102

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. По числу отказов двигателя внутреннего сгорания (ДВС), цилиндропоршневая группа является одной из основных причин, она занимает второе место (20 %) после топливной системы (45%). Герметичность камер сгорания является одним из главных ресурсных характеристик технического состояния двигателя. ЦПГ ДВС работает в самых сложных условиях: газовая среда, высокая температура, большие циклические нагрузки. При этом происходит значительное изнашивание поршневых колец и плоскости тела цилиндра, что естественно влечет за собой изменение условий воспламенения в надпоршневом пространстве и оказывает большое влияние на работу большого количества систем двигателя. Из-за износа, уменьшается компрессия в цилиндрах и соответственно падает мощность двигателя, двигатель хуже запускается, повышается расход масла и топлива, а из выхлопной трубы идет густой сизый дым, загрязняя атмосферу.

На сегодняшний день введу усложнения конструкции двигателей, всё более востребованным становится использование и разработка новых методов диагностики ЦПГ, обладающих низкой трудоёмкостью и не требующие доступа к камере сгорания.

В настоящее время инструкцией по техническому обслуживанию двигателей легковых автомобилей, ЦПГ советуют диагностировать применяя следующие методы: от применения стетоскопов для выявления стуков и компрессометров, вворачиваемых вместо свечи зажигания и до мотортестеров. Точность и достоверность оценки технического состояния ЦПГ данными приспособлениями очень скудные. Другие более точные и информативные средства и способы диагностирования ЦПГ даются в специальной литературе, диссертациях или патентах, но в практике диагностирования применяются крайне редко. Однако есть и другие способы диагностирования, на пример один из таких способов, это способ диагностики двигателей внутреннего сгорания заключающийся в получении индикаторных диаграмм давлений в цилиндрах в следствии измерения напряжений, действующих в шпильках или болтах, закрепляющих головку блока

цилиндров, с помощью установленного под гайку или болт датчика с тензорезисторами. Используется сравнение полученной диаграммы и ее числовых показателей с эталонными. Под датчик устанавливают шайбу, сделанную из материала, не допускающего «усадку» датчика в металл головки блока цилиндров. Тензорезисторы устанавливают на датчик после затяжки гайки шпильки или болта. Полученные косвенные диаграммы подвергают осреднению за несколько циклов, после этого сравнивают полученные данные с эталонными и осредненными индикаторными диаграммами. Технический результат заключается в повышении точности определения технического состояния ДВС в эксплуатационных условиях, но они требуют разборки ДВС, а это усложняет процесс диагностирования, чего мы хотим избежать.

Таким образом, изложенное выше предопределило цель исследования нашей работы.

Гипотеза исследований. Гипотеза заключается в однозначной достоверной оценке технического состояния ЦПГ путём формирования стрессовых тестовых воздействий состоящих из отключения 3-х цилиндров и загрузке одного оставшегося в работе цилиндра мощностью механических потерь отключённых цилиндров, в плавном ступенчатом формировании нагрузки на оставшихся в работе цилиндрах и фиксации отклика на процесс загрузки путём контроля параметров: температуры двигателя, температуры сжимаемой топливовоздушной смеси, скорости сжатия, точного положение поршня в режиме прокрутки стартером.

Цель работы. Разработать метод контроля технического состояния ЦПГ по динамическому давлению в режиме прокрутки стартером.

Объект исследования. Технологический процесс диагностирования ЦПГ двигателей внутреннего сгорания.

Предмет исследования. Взаимосвязь амплитуды и фазы мгновенного давления в надпоршневом пространстве с техническим состоянием ЦПГ и режимами диагностирования.

Научная новизна. Установлена взаимосвязь осциллограммы давления в надпоршневом пространстве с техническим состоянием ЦПГ и режимами диагностирования.

Практическая значимость исследований.

1. Разработан способ безразборного диагностирования ЦПГ двигателя внутреннего сгорания.

2. Данный способ дает возможность уменьшить простои в капитальном и текущем ремонте и увеличить коэффициент технической готовности автомобилей и тракторов.

Глава 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1 Влияние технического состояния ЦПГ на надежность двигателя и его технико-экономические показатели работы

В данный момент ЦПГ ДВС имеют высокую конструктивную надежность. Однако ресурс до капитального ремонта (КР) двигателя, может колебаться от 100 до 500 тыс. км пробега. Например, ресурс двигателя ЗАЗ-968 до первого капитального ремонта составляет всего 30 тыс. км пробега, при исследовании надежности двигателей ЗМЗ-4062 (ГАЗ-3110) установлено, что пробег их до первого капитального ремонта составляет 200-400 тыс. км [4].

По данным Н.Я. Говорущенко [7] примерное распределение встречающихся неисправностей между системами и механизмами двигателя выглядит следующим образом таблица 1.1:

Таблица 1.1 Распределение встречающихся неисправностей между системами и механизмами двигателя

Системы и механизмы	Неисправности, %
Цилиндропоршневая группа	20
Кривошипно-шатунный механизм	10
Газораспределительный механизм	5
Система зажигания и электрооборудование	42
Система питания	18
Система охлаждения	4
Система смазки	1

Как мы видим на ЦПГ приходится 20% неисправностей.

По данным В.М. Власова [5], по двигателю поступает наибольшее число заказов в автосервисе рисунок 1.1

Объект (вид) работ	Число заказов	Доля заказов
Двигатель	120	79 %
Электрооборудование	100	
Кузов	95	
Регламентное обслуживание	75	
Смазка, мойка	70	
Колеса и тормоза	68	
Сцепление	55	
Принадлежности	50	15 %
Окраска	38	
Рулевое управление	27	
Трансмиссия	22	
Задний мост	20	
Устранение скрипов	15	6 %
Модификация деталей	15	
Передний мост	12	
Устранение течей	8	
Карданный вал	7	
Стекла	4	
Диагностика	3	
Всего	803	

Рисунок 1.1 Пример числа заказов, поступивших по каждой категории в автосервисе: 79% - 633 заказа, 15% - 122 заказа, 6 % - 49 заказов.

Исходя из данных, двигатель является менее надежным агрегатом автомобиля, а техническое состояние ЦПГ, на долю которых приходится 10-30 % неисправностей, сильно лимитируют его ресурс.

При этом замена ЦПГ на конструктивно устаревших двигателях может составлять 100-150 тыс км. пробега. Износостойкость и темп износа двигателей могут отличаться в 1,5-2 раза от средних величин и следовательно, эксплуатационный срок службы часто значительно отличается от срока службы приведенного в инструкции по эксплуатации и обслуживанию автомобиля [4]. Для анализа причин снижения ресурса автомобильных двигателей следует рассмотреть факторы, влияющие на него при эксплуатации машин:

- 1 Эксплуатация и условия;
- 2 Режим работы;
- 3 Должное обучение кадров;
- 4 Качество масел и номенклатура;

5 Техническое обслуживание и качество ремонта;

6 Обкатка и режим эксплуатации;

Следует сделать акцент на рассмотрение каждого из представленных эксплуатационных факторов, несоответствие которых ограничивает конструктивную надежность, рекомендованную заводами изготовителями.

Условия эксплуатации являются одним из самых важных факторов, оказывающих большое влияние на срок надежной работы ДВС. В различных условиях эксплуатации, например крайний север и умеренный климат, ресурс двигателя отличается в 1,5-2,5 раза [6]. Это связано в первую очередь с воздействием низких температур на все системы автомобиля. Так, например запуск в зимнее время автомобиля ЗИЛ-130 эквивалентен 100-300 км пробега [6,8,9,10]. Работа в запыленных условиях на грунтовых дорогах интенсифицирует износы сопряжений двигателя в 1,5-2 раза, требует замены и очистки фильтрующих элементов в 2 раза чаще по сравнению с условиями работы в малозапыленных районах эксплуатации [11,12]. Из-за этого, в рядовой эксплуатации производят корректировку нормативов пробега автомобиля до капитального ремонта, нормы расхода запасных частей, трудоемкость работ текущего ремонта, периодичность обслуживания в зависимости от условий эксплуатации, модификации подвижного состава и организации его работы, природно-климатических условий, пробега с начала эксплуатации.

Режим работы. При использовании автомобилей не менее важным фактором является соблюдение заданных скоростного, нагрузочного и теплового режимов работы двигателя. Увеличение скоростного режима работы двигателя приводит к повышенной деформации компрессионных колец и внутренней плоскости гильзы.

Необходимым температурам масел и охлаждающих жидкостей соответствуют нормальные данные температур поверхностей теплонагруженных деталей. При превышении данных температур происходит плавление алюминиевых деталей, составляющих камеру сгорания, происходит коксование моторных масел, откладываются лаковые налеты на поверхностях и т.д. Из-за чрезмерно жидкого

масла увеличивается износ цилиндров. Помимо этого, повышается токсичность отработавших газов по выбросам оксида азота NO_x , рисунок 1.2.

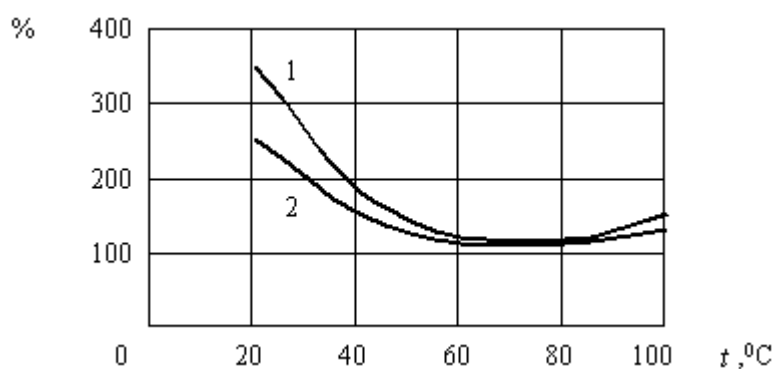


Рисунок 1.2. Зависимость относительной скорости изнашивания цилиндров карбюраторного и дизельного двигателей от температуры охлаждающей жидкости (по данным НАМИ): 1 – карбюраторный; 2 – дизельный

При уменьшении температур деталей ЦПГ начинаются процессы их изнашивания, из-за того что на поверхностях конденсируются пары кислот и воды, появляющихся в ОГ. После этого окислы очень быстро стираются, поскольку их стойкость к износу на много ниже износостойкости основных материалов деталей ДВС. Повышение износа обусловлено тем, что холодное моторное масло не обеспечивает нужной смазки. Важным показателем для увеличения ресурса ЦПГ ДВС является уменьшение осадков, окислов и нагаров. В основе их появления этих неприятных факторов лежат процессы окисления углеродов из-за старения моторного масла входящих в состав масляной основы.

Основное влияние на процессы окисления масла в двигателях оказывает тепловой режим теплонагруженных деталей. Улучшение теплового баланса является одним из самых важнейших факторов, влияющих на условия бесперебойной и длительной работы ДВС.

На поверхностях деталей ДВС откладывается 3 основных типа окислов: лаки и нагары, осадки.

Нагар – углеродистые вещества образующиеся в результате работы ДВС на стенках камеры сгорания. В его состав входят продукты окисления углеводородов (смолы, асфальтены, карбены, карбоиды), а также так называемая несгораемая

часть – свинец, железо и другие механические примеси. Образование нагара в камере сгорания главным образом возникает в результате температурных условий. Нагар оказывает огромное влияние на рабочий процесс и на ресурс ЦПГ ДВС. Почти все виды ненормального сгорания (детонация, калильное зажигание и прочие) сопровождаются тем или иным влиянием нагара на поверхностях камеры сгорания [9].

Лак – продукт изменения (окисления) тонких масляных пленок, растекающихся и покрывающих детали двигателя под действием высоких температур. Лаковые отложения – продукт концентрации оксикислот. В состав лака входит углерод (до 80%), а также кислород, водород и твердые несгораемые соединения (зола) [12].

Большой вред причиняет лакообразование в зоне поршневых колец, вызывая процессы их закоксовывания. Лаки, также откладываясь на поверхностях поршня, взаимодействующих с маслом, нарушают нужную теплопередачу через поршень (теплоотвод от него) и далее в систему охлаждения.

Осадки (шламы) – низкотемпературные мазеобразные отложения, представляющие собой смесь продуктов окисления углеводородов с продуктами загрязнения моторного масла эмульсиями и водой. На количество осадков решающее влияние оказывают качество масла, температурный режим деталей, конструктивные особенности двигателя и условия эксплуатации. Отложения этого типа наиболее характерны для условий зимней эксплуатации, а также при частых пусках и остановках двигателя [17].

Когда температура масла будет от 150°C и выше окисление будет происходить гораздо интенсивней. При достижении температуры 300°C и выше помимо окисления будет происходить термическое разрушение масла. В совокупности это даст быстрое накопление кислот, смол (карбены, карбоиды и др.)

Отсюда следует, что огромное влияние на процессы появления отложений и прочностные показатели оказывают температурные показатели. В связи с этим

нужно знать пороговые значения температур деталей ЦПГ, по крайней мере, в характерных точках.

Температура фиксируется при доводке, производстве и испытания ДВС для оптимизации конструкций деталей, при выборе для двигателя моторного масла, в целом ряде решения других технических проблем.

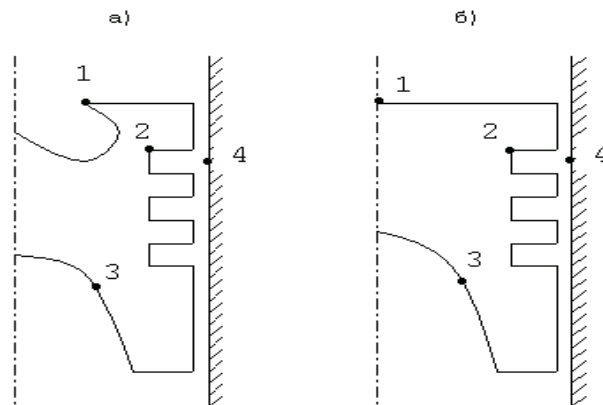


Рисунок 1.3 - Характерные точки цилиндра и поршня ДВС при анализе их теплонапряжённости для дизельных (а) и бензиновых (б) двигателей.

Износ цилиндров ДВС очень своеобразен. Вид эпюры изнашивания изображен на рисунке 1.4. Во время эксплуатации на зеркале цилиндра образуется буртик в верхней точке на против компрессионного кольца, который легко прощупывается рукой.



Рисунок 1.4 - Характер изнашивания зеркала цилиндра ДВС.

Особенно большое влияние на износ двигателя оказывает запуск неавтомобиля в холодное время года, в этот период масло особенно густое и не создает нужную

масленную пленку, также на появление износа в верхних поясах цилиндра влияет воздействие горячих газов при пуске. На долю пусков в холодное время года приходится примерно 60% всего износа ЦПГ ДВС. При запуски автомобиля когда температура соответствует -18°C и ниже, износ ЦПГ равен примерно износу за 210 км пробега, и если правильно эксплуатировать автомобиль, проводить предпусковой подогрев и т.д. то можно увеличить ресурс ЦПГ ДВС примерно на 1,5-2 раза.

В условиях современного быта у человека не всегда есть время проводить предпусковой прогрев автомобиля, в связи с этим много водителей сразу начинают движение на непрогретом двигателе. Насколько это вредно? Много экспериментов говорит о том, что такой способ суммарно является более выгодным, так как под нагрузкой двигатель прогревается быстрее, из-за чего уменьшается суммарный износ всех деталей. Таким образом, сразу же после пуска двигателя надо начинать движение, но без максимальных нагрузок. В таком случае автомобиль гораздо быстрее достигает необходимой температуры в 80°C .

Таким образом, при обеспечении работы автомобильного двигателя в оптимальном тепловом режиме существенно продлевается срок его службы и экономится топливо. Весьма полезен предпусковой подогрев двигателя, утепление моторного отсека в зимнее время. При коротких остановках двигатель глушить не рекомендуется.

Квалификация кадров. Всегда является главным фактором обеспечения эффективности функционирования автомобилей, их обслуживания и ремонта, а также в значительной степени определяет срок службы автомобиля и его действительный ресурс. Так, например, по данным А.М. Плаксина затраты на ремонт за один срок (4-5 лет) службы однотипных автомобилей в одном и том же предприятии у водителей с низкой квалификацией превышают в 1,5...3,0 раза нормативные затраты [13]. Поэтому так важно проводить непрерывное обучение рабочих кадров на курсах повышения квалификации при научных институтах, машиностроительных и ремонтных предприятиях прогрессивным методам

обслуживания автомобилей, рациональным технологическим воздействиям по предупреждению и выявлению неисправностей систем автомобилей [7]. Что в конечном итоге возвращается существенным увеличением безаварийных сроков работы автомобиля, по данным [14] межремонтные сроки пробега возрастают в 1,1-1,5 раза.

Номенклатура и качество масел. Высокая тепловая напряженность форсированных двигателей резко ужесточает условия работы моторных масел, способствуя срабатыванию присадок, увеличению скорости окисления и старения [15, 16, 17, 18]. В современных двигателях это усугубляется тем, что толщина масляной пленки, разделяющей детали цилиндропоршневой группы, в связи с повышением качества их обработки, снижением величины зазоров и расхода масла на угар, уменьшается. Однако тепловая и механическая нагрузка на масляную пленку, а также ее контакт с прорывающимися из камеры сгорания газами резко увеличились. От качества масел и в первую очередь от эффективности их моюще-диспергирующих свойств зависит количество низкотемпературных отложений в двигателе. Наличие отложений в каналах системы смазки, на сетке маслоприемника и полостях двигателя нарушает нормальный подвод масла к трущимся деталям двигателя, что может привести к последующему выходу его из строя [16, 17, 18].

Например, Гурьянов Ю.А. [19, 20, 21, 22] предлагает экспресс диагностику масла для определения его качества, как при его покупке, так и на любом этапе его дальнейшего использования в ДВС. Что может предотвратить использование не соответствующих стандарту качества и выработавших присадки масел.

Качество ремонта и техобслуживания. Качество проведения ремонта зависит от множества факторов:

- 1 Качество расточки, шлифовки, хонинговки гильзы;
- 2 Использование качественных деталей на замену изношенных;
- 3 Соблюдение технологии ремонта;
- 4 Соблюдение стандартов и нормативов при сборке;

5 Высоквалифицированный ремонтный персонал.

Все эти составляющие обеспечивают качество проводимого ремонта. Важнейшим показателем качества ремонта является срок службы послеремонтной машины или ее пробег (должен быть не менее 0,8 от пробега нового автомобиля) .

Так, даже сборка с соблюдением нормативных моментов затяжек еще не обеспечивает строгого соответствия обеспечения оптимальной величины зазоров. Техническое обслуживание и главным образом его своевременность и качество проведения определяют срок службы автомобиля до капитального ремонта.

Большое количество автомобилей обслуживаются частными владельцами самостоятельно, до 30% [23, 24], и такие виды работ, как замена масла, масляных фильтров, добавление присадок, вплоть до замены отдельных узлов двигателя. Эти работы, как правило, выполняются некачественно. Часто при выполнении этих операций в систему смазки попадают посторонние элементы - грязь, песок, герметик, которые и являются причиной отказа машин.

Режим эксплуатационной обкатки.

После ремонта цилиндропоршневой группы рекомендуется подвергнуть двигатель стендовым испытаниям без нагрузки по следующему циклу: 750-800 мин - 1 – 2 мин; 1000 – 3 мин; 1500 – 4 мин; 2000 – 5 мин. И первые 10 тыс. км рекомендуют ограничивать частоту вращения коленчатого вала двигателя и нагрузку на двигатель водителю. Но эти мероприятия еще не гарантируют оптимального начала приработки рабочих поверхностей [25]. Поэтому указанный период заслуживает особого внимания и контроля. Рекомендуется проводить сборку и обкатку на лицензированных ремонтных предприятиях. Но и этот факт не обеспечивает гарантированного послеремонтного пробега равного 80% от пробега первоначального по нормативам. В данный период эксплуатации автомобилей возникает потребность в оценке действительного состояния прирабатывающихся поверхностей и особенностей процесса обкатки сопряжений. Но действительный ресурс, как правило, после проведения ремонта колеблется в широких пределах. А по статистике известно, что в России 90% автомобилей

проходят эту стадию [26, 27] и в 40% случаях ресурс на уровне 80% от первоначального не обеспечивается [28]. Многие западные концерны [29] осуществляют полный цикл обкатки автомобилей и отдают в руки частного владельца автомобиль, не требующий специальных ограничений в начальный период эксплуатации, что позволяет свести к минимуму отказы в гарантийный период эксплуатации.

1.2 Анализ способов контроля технического состояния и диагностирования ЦПГ ДВС

Для выбора передового способа диагностирования, нужно проанализировать все существующие в настоящее время способы контроля технического состояния и диагностирования ЦПГ ДВС.

1.2.1 Анализ способов контроля технического состояния и диагностирования ЦПГ

В России принята планово-предупредительная система ТО и ремонта транспортных средств. Основным документом, регулирующим ее выполнение является Положение о техническом обслуживании и ремонте [45]. 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 [12,13,17]:

- 1) жесткий ресурс (hard time);
- 2) по состоянию (on condition);
- 3) 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-техническим документам, это технологический ход определения технического состояния ДВС (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 находятся отказы и неисправности механизмов и систем, определяются ресурсы необходимые для устранения данных неисправностей, а также формируются планы и сроки по ремонту. Отсюда следует, что диагностика технического состояния сельскохозяйственных машин и их двигателей это важнейшая часть процесса по техническому обслуживанию автомобилей.

Инструментальная оценка дефектов позволяют снизить затраты на техническое обслуживание автомобилей и тракторов, а также увеличить ресурс двигателя, позволяют увеличить период 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.

Целью диагностики является то, чтобы посредством инструментального контроля отслеживать и поддерживать надёжность и своевременными ремонтными работами улучшить долговечность двигателей и его систем, что снижает расход запчастей.

Известно, что способы диагностирования автотракторных двигателей и других агрегатов разделяют на группы [15]: субъективные и инструментальные. В свою очередь, инструментальные методы могут быть разделены на подгруппы с использованием встроенных приборов и с использованием внешних приборов (рис.1.2.1).

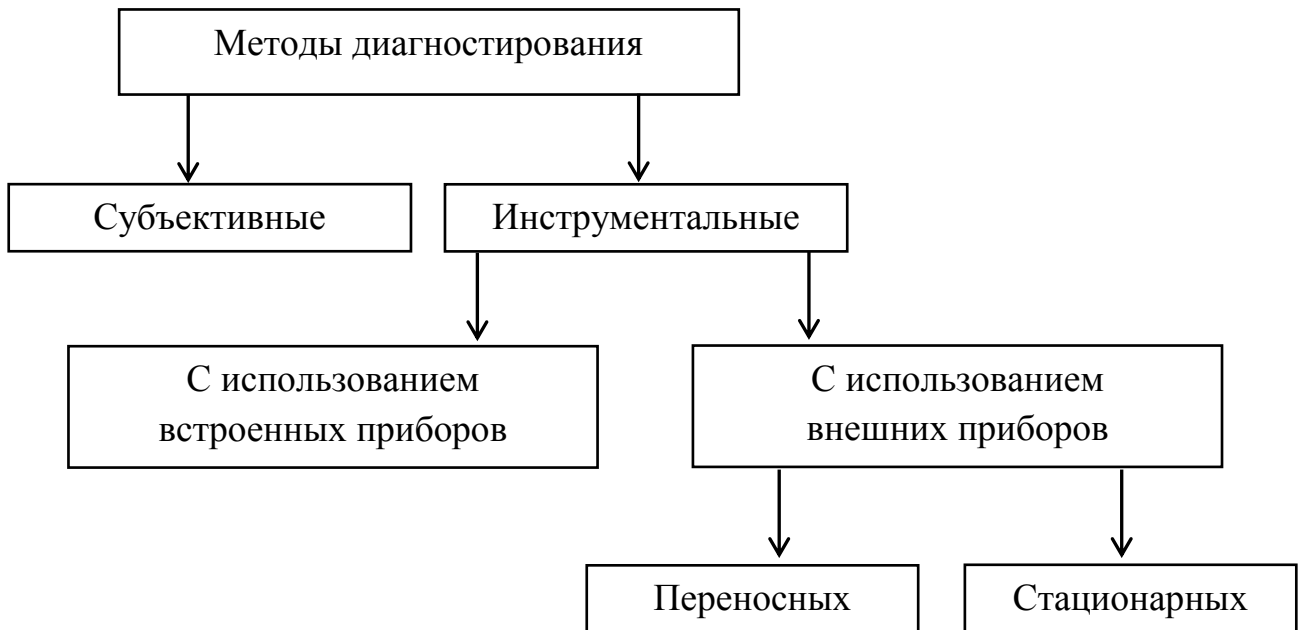


Рисунок 1.2.1 - Методы диагностирования двигателей

Субъективные способы диагностирования (органолептические) включают в себя проработку данных и систематизацию работы двигателя по внешним признакам (выхлопу, уровню шума, стуков). Например, по цветовой палитре отработавших газов, следам утечки топлива, масла, антифриза или тасола, определенному шуму можно с высокой точностью найти возможную причину поломки.

Достоинство органолептических средств диагностирования в невысокой трудоёмкости диагностирования технического состояния без использования приборов измерений - датчиков и измерительных приборов. Данные диагностирования зависят от опыта и уровня знаний диагноста: чем опытнее и искуснее диагност, тем быстрее и качественнее, он может найти причину поломки

и устранить ее. Но на сегодняшний день, во многих сельскохозяйственных производствах отсутствуют сотрудники с необходимым опытом и уровнем знаний, что приводит к не нужным ремонтам, заменам деталей и агрегатов, отсылке их в не обоснованный ремонт.

Однако такие средства диагностирования нас не устраивают, так как показывают только приблизительные сведения о техническом состоянии, поэтому перейдем к более точным приборам.

Методы диагностирования с использованием инструментов являются наиболее точными за счет объективности диагноза, так как при диагностировании используются измерительные приборы, позволяющие количественно с большой достоверностью измерять диагностические показатели и по их данным давать оценку о техническом состоянии агрегатов. Встроенные средства диагностирования находятся не посредственно в конструкции агрегатов сельхозмашин или тракторов: это датчики, сканеры, сканер-тестеры с приборами измерения, микропроцессорная техника и приборы для визуализации полученных диагностических данных. Встроенные средства диагностирования применяются в виде измерительных устройств на панели приборов водителя или тракториста, что дает возможность ему контролировать работу двигателя по температуре охлаждающей жидкости в системе охлаждения, давлению моторного масла в главной магистрали ДВС, частоте вращения коленчатого вала.



1.2.2 - Принципиальная схема встроенных средств диагностирования

На рисунке 1.2.2 показано, как с помощью измерительных приборов любой конструкции и принципа работы (гидравлического, механического, индукционного, пьезоэлектрического) используется сигнал, отображающий диагностический параметр S . От него сигнал в измененном виде S' поступает в прибор измерения, после этого измеренное значение данного диагностического параметра отображается измерительным устройством (стрелочный прибор, цифровая индикация).

Рассмотрим внешние приборы диагностирования для инструментального метода:

Первый проанализированный прибор был, газовый расходомер ГОСНИТИ (рисунок 1.2.3). Для его применения предварительно герметизируют картер, для этого пробками затыкают отверстия вентиляции и маслоизмерительного щупа (щуп необходимо вынуть). Двигатель запускают и прогревают до необходимой температуры и теплового состояния, затем тщательно вставляют наконечник эластичного трубопровода в отверстие маслозаливной горловины. Поворачивая рукой крышку и наблюдая за перепадом давления по жидкостному манометру, перекрывают дросселирующую щель до установления перепада давления, равного 10 мм. При этом замечают деление шкалы крышки, которое находится против черточки на неподвижном корпусе. По графику, нанесенному на рукоятку расходомера, определяют количество газа, прорвавшегося в картер за единицу времени. Его использование оказалось слишком трудоемким и требует четкого соблюдения процесса т.к. малейшее несоблюдение приводит к отклонению показателей считываемых приборов. Для более точного использования этого метода рекомендуют использовать его, когда автомобиль с проверяемым двигателем установлен для диагностирования на стенде с беговыми барабанами.



Рисунок 1.2.3 - газовый расходомер ГОСНИТИ

Газовый счетчик и реометр жидкостный не лишен тех же недостатков что и газовый расходомер за исключением точности показаний, но и конструкция его стала сложнее.

Компрессометры (рисунок 1.2.4). Конструкция представляет собой манометр с обратным клапаном. Обратный клапан установлен для того, чтобы при проворачивании коленчатого вала не происходило сбрасывания давления. При прокрутке мотора, манометр фиксирует давление, создаваемое поршнем. Из-за малого входного отверстия компрессометра весь воздух не успевает пройти в манометр за один ход поршня, поэтому мотор нужно прокручивать до стабилизации показаний манометра. При диагностировании по давлению в конце сжатия (компрессии) определяют техническое состояние цилиндропоршневой группы двигателя, однако, при предельных износах компрессия может меняться незначительно за счет большого расхода масла, которое герметизирует сопряжение ЦПГ. На величину компрессии основное влияние оказывает не износ ЦПГ, а негерметичность клапанов газораспределения. Значения компрессии являются малодостоверными, так как давление в конце сжатия зависит от частоты

вращения коленчатого вала, а при использовании стартера нельзя добиться постоянства этой частоты. К тому же данный метод требует значительных затрат на разборочно-сборочные работы, а диагностика данным методом 6, 8 или 12 цилиндровых двигателей вообще представляется бесперспективной. Так же к примеру износ распределительного вала или неверное его расположение покажет неверную информацию или нагар в камере сгорания покажет повышенное давление.



Рисунок 1.2.4 - Компрессометр

Стетоскопы. Достоверность оценки зависит от квалификации контролера. В большинстве случаев стуки начинают прослушиваться только тогда, когда зазоры значительно превышают максимально допустимые. Применение всевозможных стетоскопов, фонендоскопов и шумомеров расширяет возможности контроля технического состояния, но не позволяет произвести объективную оценку, так как эти приборы только усиливают шум и стук, не исключая влияния субъективного фактора.

Рассмотрим работу прибора К-69М (рис. 1.2.5)



Рисунок 1.2.5 - Прибор К-69М

В цилиндр подводится сжатый воздух из магистрали (из баллона) под давлением, величина которого ограничивается газовым редуктором и фиксируется манометром. Затем воздух через сопло поступает в цилиндр двигателя. Таким образом, прибор разделяет поток воздуха на две части:

одна часть потока – до калиброванного отверстия, другая – после калиброванного отверстия. До калиброванного отверстия давление поддерживается постоянным, а после него – величина давления изменяется в зависимости от герметичности цилиндров. Чем выше герметичность в надпоршневом пространстве, тем больше будет давление, измеряемое манометром. Фактическое состояние ЦПГ или клапанов оценивается по таблицам или по закрашенной части шкалы, где указана допустимая величина утечки воздуха в процентах.

Основным его недостатком является то, что необходимо устанавливать поршень в определенном положении (на начало сжатия, в ВМТ и т.д.) Сделать это

на современных автомобилях очень сложно из-за того, что на двигателях нет вспомогательных рисков, к тому же многие современные автомобили оборудованы автоматической трансмиссией, что так же усложняет работу. Прибор не показывает износ так называемого «лабиринтного» уплотнения.

Следующий прибор пневмотестер К-272 (рис. 1.2.6).



Рисунок 1.2.6 - Пневмотестер К-272

Пневмотестер К-272. Предназначен для определения механического состояния двигателей внутреннего сгорания, в частности, герметичности камеры сгорания. Метод тестирования основан на определении величины падения давления сжатого воздуха, подаваемого в цилиндр через свечное отверстие. Отличие от компрессометра в том, что показания не зависят от оборотов мотора, состояния АКБ и т. п., так как измерения проводятся на неподвижном моторе. Входное давление подаётся компрессором и контролируется входным манометром. Назначение пневмотестера аналогично назначению прибора К-69М, он имеет ряд преимуществ перед К-69М. Диагностирование ЦПГ двигателей выполняется с большей точностью при меньших трудозатратах, масса его и габаритные размеры в 6 раз меньше, он пригоден для диагностирования карбюраторных и дизельных

двигателей КамАЗ и ЯМЗ, но прибор не избавился от недостатков присущих прибору К-69, так же необходимо выставлять поршень в определенное положение прокручивая ведущее колесо, и работа с ним по-прежнему требует много подготовительных работ.

Метод отключения цилиндров по одному. Этот метод имеет относительную оценку, а не абсолютную. Метод определяет только разность изношенности между цилиндрами, однако если все цилиндры изношены одинаково, то этот метод бесполезен.

Метод диагностирования по «мощности». К его недостаткам относится то, что этот метод малочувствителен к износу ЦПГ, так как предельно изношенный двигатель теряет всего 6% мощности. В этом методе учитываются все цилиндры, а это не позволяет выявить изношенные цилиндры. Все эти недостатки так же относятся к стенду с беговыми барабанами.

Метод диагностирования по току питания стартера. Метод имеет низкую достоверность из-за влияния на этот показатель большого числа факторов, таких как техническое состояние стартера и аккумуляторной батареи.

Оценка степени износа цилиндропоршневой группы вакуумным методом при помощи прибора АГЦ. Этот метод наиболее информативен, а сама диагностика проста, как и замер компрессии, да и производится так же. Диагностика сводится к замеру двух параметров вакуума в каждом цилиндре двигателя.

Вакуумметр – это манометр, измеряющий отрицательное давление – от нуля бар, до минус одного бара. Этот простой прибор позволяет быстро, (в режиме экспресс-диагностики) проверить состояние механики двигателя хоть в гараже, хоть в полевых условиях.

Диагностирование состояния элементов ЦПГ при помощи Анализатора Герметичности Цилиндров (АГЦ, АГЦ-2)

Полный вакуум (-P1) и остаточный вакуум (-P2). Величину максимального разрежения в цилиндре, которое способна создать ЦПГ, называют полным (полезным) вакуумом (-P1). Эта величина показывает утечки из камеры сгорания

через клапана, прогоревшее днище поршня или прокладку ГБЦ. Благодаря эффекту масляного клина, величина полного вакуума при удовлетворительном состоянии гильзы цилиндра и герметичности клапанов не бывает ниже определенного значения ($-P1_{min}$) для каждого типа ДВС и практически не зависит от состояния поршневых колец. Поэтому в зависимости от величины полного вакуума ($-P1$) мы можем сделать вывод о состоянии гильзы цилиндра (эллипсность, наличие задиров). Величину потерь давления рабочего тела через в цилиндре ДВС при максимальном давлении в цилиндре называют остаточным (паразитным) вакуумом ($-P2$). Эта величина показывает утечки через поршневые кольца. При удовлетворительном состоянии гильзы цилиндра и герметичности клапанов величина остаточного вакуума характеризует состояние поршневых колец - степень износа, залегание (закоксовка), поломку перемычек на поршне, поломку колец. Пневмоплотность закрытия клапанов, а также наличие трещин в днище поршня, в головке блока ДВС в большей мере влияет на значение величины соотношения $P1/P2$, соответственно в случае пониженного значения величины $P1/P2$ от номинально допустимых, можно выявить неполадки, связанные с клапанами, трещинами в деталях. Причем степень расхождения с номинальными значениями $P1/P2$ позволяет разделить негерметичность клапанов или же трещины в деталях.

Замер полного вакуума ($-P1$). При движении поршня вверх на такте сжатия (рис. 1.2.7) рабочее тело через редукционный клапан практически полностью выталкивается из камеры сгорания в атмосферу. Далее после ВМТ поршень начинает двигаться вниз, редукционный клапан закрывается, и в цилиндре создается разрежение. Посредством вакуумного клапана фиксируется максимальное значение разрежения, которое способна создать ЦПГ двигателя в данном цилиндре. Значение величины полного вакуума ($-P1$) фиксируется на вакуумметре.

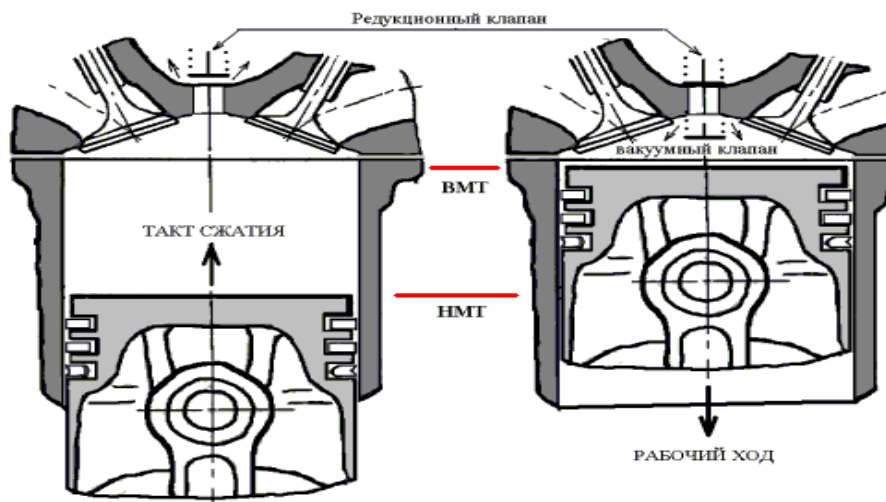


Рисунок 1.2.7 - Схема замера полного вакуума (-P1).

Замер остаточного вакуума (-P2). Если при движении поршня вверх (рис. 1.2.8) на такте сжатия надпоршневое пространство будет перекрыто, т.е. в камере сгорания будет нагнетаться максимальное давление, то часть рабочего тела через поршневые кольца будет проникать в картер двигателя, соответственно масса рабочего тела в начале такта сжатия в конце такта рабочего хода будет уменьшаться на величину утечек \dot{m} через поршневые кольца. Эта величина на (рис. 1.2.8) обозначена как h . Соответственно, не доходя h до НМТ в цилиндре будет возникать разрежение, которое фиксируется вакуумным клапаном и величина которого снимается с показания вакуумметра.

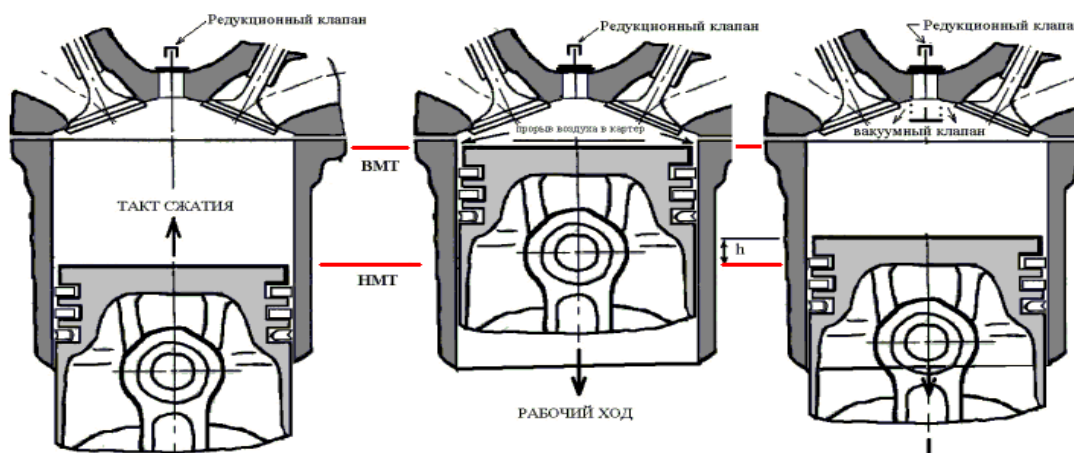


Рисунок 1.2.8 - Схема замера остаточного вакуума (-P2).

Во время замера (-P2) прибором АГЦ необходимо, перед тем, как начать вращение КВ, нажать на кнопку сброса и держать 2-3 сек. после начала вращения

КВ. Отпустив кнопку сброса, отследить значение (-P2). Это необходимо делать потому, что во время остановки двигателя до подключения АГЦ к цилиндру поршень может находиться выше НМТ на такте сжатия, т.е. начал движение вверх, или при движении вниз на рабочем ходе не опустился до НМТ. Если не открывать клапан сброса в этих ситуациях, то вакуумный клапан зафиксирует часть значения полного вакуума (-P1), что как правило, значительно больше по величине, чем значение остаточного вакуума (-P2). Более того, в процессе замера (-P2) рекомендуется несколько раз подряд сбросить показания нажатием кнопки сброса для подтверждения значения (-P2), зафиксированного на вакуумметре, в процессе вращения КВ.

Используя данный метод, по снятым показаниям не возможно достоверно различить износ отдельных элементов ЦПГ.

Известен метод основанный на измерении количества воздуха, прорвавшегося через неплотности камеры сгорания на холостом ходу (Осциллограф Постоловского): весьма удобный и информативный метод, к его недостаткам относится то, что используется не тот режим. Мотортестер снимает показания на холостом ходу, а на этом режиме проявляются не все неисправности, к тому же достоверность этого метода во многом зависит от правильности математической модели используемой при расчете утечек. Еще одним недостатком является то, что не учитывается утечки воздуха прошедшие через ГРМ. Эти недостатки приводят к низкой достоверности метода.

Таким образом, все многообразие способов диагностирования цилиндропоршневой группы ДВС с достоинствами и недостатками представлено в таблице 1.2.1.

Таблица 1.2.1 – 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 разряженном АКБ компрессия на 1... 1.5 атм. ниже реальной.
2.	Измерение расхода картерных газов	- оценка общей работоспособности ПГ; - выявляет факт неисправности цилиндра.	- утечка газов через сальниковые уплотнения; - влияние вибрации на показания; - необходимость в сжатом воздухе.
3.	Органолептический	- предварительная оценка технического состояния по стукам и температуре о.ж.	- малая информативность; - низкая точность диагноза; - субъективизм.
4.	Виброакустический	- предварительная оценка технического состояния по шуму ДВС ЦПГ.	- малая информативность; - низкая точность диагноза; - субъективизм.
5.	Трибодиагностика (анализ моторного масла)	- точная количественная оценка продуктов износа – химических элементов в моторном масле, характеризующих износ конкретных деталей	- высокая стоимость; - недостаточная информативность; - высокая трудоемкость; - стационарный.
6.	Диагностика по температуре в камере сгорания	- информативность; - точность; - переносной.	- высокая квалификация персонала; - дешевизна; - высокая трудоемкость.
7.	Диагностика в режиме прокрутки стартером (предлагаемый)	- информативность; - точность способа; - невысокая трудоемкость; - быстрота; - относительно дешевый.	- высокая квалификация персонала

Анализ способов диагностирования ЦПГ показывает, что в настоящее время не разработано достоверных методов диагностирования ЦПГ. По данным ГОСНИТИ различные методы могут иметь ошибку от 2 до 10%. Традиционно достоверность определяется методом сравнения результатов диагностирования с контролем структурных параметров по микрометражу. Причем при контроле технического состояния учитывается диаметр цилиндра верхней части, зазор в замке колец. Мы считаем это не совсем некорректно, так как основным выходным параметром ЦПГ является степень герметичность надпоршневого пространства в процессе работы двигателя. Степень герметичности надпоршневого пространства зависит не только от размера в верхней части гильзы и зазора в замке колец. На величину утечек влияет эпюра давления поршневых колец на стенки цилиндра, профиль износа цилиндра по высоте, отклонение формы цилиндра по окружности, профиль микронеровностей, взаимное расположение износов колец и цилиндра и т.д. Причем степень влияния этих структурных параметров на величину утечек различная, в зависимости от сочетания величин этих структурных параметров, на величину утечки влияет так же коэффициент расхода рабочей смеси через зазоры возникшие в результате износа ЦПГ. Мы считаем, что для комплексной оценки изменения структурных параметров ЦПГ необходимо выбрать основной выходной параметр ЦПГ-величину утечки. Наиболее близкой к этому выходному параметру, является компрессия, но достоверность оценки износа ЦПГ по компрессии имеет ряд недостатков:

- 1) так как давление в конце сжатия зависит от частоты вращения коленчатого вала, а добиться постоянных значений при прокрутке двигателя стартером проблематично;
- 2) нагар в камере сгорания может показать повышенное давление;
- 3) невозможность различить износ отдельных элементов ЦПГ. Эти недостатки можно устранить при помощи моделирования процесса сжатия. На сегодняшний день существует программное обеспечение которое может учитывать величину утечки через зазоры ЦПГ с высокой дискретностью

(например, каждые два градуса поворота коленчатого вала) учет этих утечек позволит комплексно учитывать все структурные параметры по осциллограмме давления процесса сжатия при прокрутке вала двигателя стартером.

В нашей работе предполагается использовать для диагностирования отдельных элементов ЦПГ осциллограф Постоловского. При этом чувствительность и точность метода предлагается повысить за счет использования режима прокрутки стартером ДВС.

1.3 Конструктивные решения по совершенствованию элементов ЦПГ для повышения их надежности.

1.3.1 Конструктивные решения для поршня

Поршень можно разделить на три части, выполняющие различные функции: днище, уплотняющая часть и направляющая часть (юбка). Днище и уплотняющая часть образуют головку поршня. Днище поршня, образующее с головкой цилиндра камеру сгорания, кончается у верхней кромки канавки под верхнее поршневое кольцо. Эту часть поршня иногда называют жаровым поясом. Форма днища поршня зависит от формы камеры сгорания и расположения клапанов, а в двухтактных двигателях также от системы газораспределения. При вогнутом днище форма камеры сгорания приближается к сферической (при верхнем расположении клапанов), увеличивается поверхность, омываемая горячими газами, и возрастает возможность образования нагара, при котором резко повышается тепловой режим. Прочность вогнутого днища меньше, чем плоского, поэтому в ряде случаев его усиливают.

Обработка такого днища также затруднительна. Выпуклое днище придает камере сгорания щелевидную форму, что ухудшает процесс смесеобразования. Из-за выпуклости температура днища возрастает, но уменьшается нагарообразование. Основным преимуществом такого днища является уменьшение массы поршня из-за большой прочности днища и отсутствия усиливающих ребер. Плоское днище является промежуточным по своим показателям между двумя первыми и имеет наибольшее распространение в карбюраторных двигателях. В

некоторых двигателях поршни имеют так называемые вытеснители, которые способствуют в процессе сжатия достижению желаемого направления движения заряда, а в процессе сгорания — осуществлению плавного нарастания давления. У дизелей днище поршня имеет разнообразные и в ряде случаев сложные формы, зависящие от степени сжатия, способа смесеобразования, расположения форсунок и других факторов.

Так, в дизеле с однополостной камерой сгорания днище придает камере сгорания благоприятную форму. Для увеличения скорости вихря и улучшения смесеобразования камеру сгорания располагают в днище поршня. Для повышения прочности днища поршня и лучшего отвода теплоты с внутренней стороны оно имеет ребра, форма которых определяется опытным путем. Размеры днища поршня выбирают, исходя из максимального давления сгорания, необходимой жесткости поршня и максимальной интенсивности отвода от него теплоты.

Как правило, переходы от днища поршня к его уплотняющей части в плоскости бобышек делают массивными в виде сплошных приливов или ребер. С внутренней стороны днища теплота от него отводится воздухом и маслом. Наличие ребер не улучшает теплоотвода от днища. В дизелях, где в днище поршня располагается камера сгорания, применяют принудительное охлаждение днища путем опрыскивания его внутренней поверхности маслом. Для этого масло подводится непосредственно от коленчатого вала по каналу в стержне шатуна к распылителю с калиброванным отверстием, расположенному в поршневой головке шатуна, или распыливается через неподвижные форсунки, закрепленные в нижней части гильзы. Уплотняющая часть поршня начинается от верхней кромки канавки под верхнее поршневое кольцо и кончается у нижней кромки канавки под нижнее поршневое кольцо (последнее кольцо перед поршневым пальцем), т. е. это та часть поршня, где расположены канавки для поршневых колец.

Уплотняющая часть имеет диаметр, увеличивающийся к низу поршня. Она передает стенкам цилиндра до 80% теплоты, воспринимаемой днищем. Практически уплотняющая часть поршня почти не участвует в передаче боковых

сил. Поверхность этой части поршня имеет канавки, вследствие чего невозможно создать устойчивую масляную пленку. Величину зазора между цилиндром и уплотняющей частью поршня выбирают из условия предохранения поршневых колец от воздействия горячих газов и предотвращения попадания масла в камеру сгорания. Как правило, этот зазор делают очень малым (близким к нулю). Число компрессионных колец устанавливают в зависимости от быстроходности и типа двигателя.

Для уменьшения тепловой напряженности верхнего поршневого кольца канавку под него следует делать на некотором расстоянии от днища поршня, при этом увеличивается высота поршня. В некоторых случаях перед первым поршневым кольцом делают выточку, которая является воздушным экраном. Опыт работы с такими поршнями показал, что эта выточка закоксуывается и влияние ее на работу первого кольца уменьшается. В некоторых конструкциях применяют жароупорные вставки для верхнего поршневого кольца (двигатель ЗИЛ-130 и др.), которые в 2—2,5 раза повышают долговечность поршня. Для уплотнения цилиндра быстроходного двигателя достаточно двух-трех компрессионных и одного или двух маслосъемных поршневых колец.

Большинство двигателей имеет одно маслосъемное поршневое кольцо (нижнее) для сбрасывания излишков масла. В канавках для маслосъемных колец сверлят один или два ряда отверстий для отвода масла внутрь поршня. В случае двух рядов отверстий один ряд сверлят в самой канавке, а другой — непосредственно под ней. Диаметр отверстий для отвода масла почти совпадает с высотой канавки для масляного кольца. В поршнях карбюраторных двигателей поперечные прорези, отделяющие уплотняющий пояс, делают обычно в канавке маслосъемного кольца. Отвод излишков масла необходим из-за насосного действия колец и перепада давлений при впуске, когда масло постепенно подается к камере сгорания, где оно сгорает и образует нагар на стенках камеры сгорания и на свече зажигания. Это происходит особенно интенсивно при изношенных поршневых кольцах. Наличие маслосъемного кольца способствует эффективному отводу

масла через специальные отверстия в картер. Перемычку между первым и вторым кольцами, как правило, делают более высокой. По мере удаления от днища высота перемычек уменьшается. Для повышения прочности перемычек при той же высоте следует уменьшить их ширину и увеличить радиус сопряжения торцовых плоскостей с боковыми стенками канавок.

Направляющей частью (юбкой) называется часть поршня от нижней кромки канавки под последнее поршневое кольцо перед поршневым пальцем до конца поршня. Эта часть поршня служит для равномерного распределения бокового давления на зеркало цилиндра от силы iV_{jj} , направленной по нормали к зеркалу цилиндра, а также для направления поршня при движении соосно цилиндру. В этой части поршня размещаются бобышки для поршневого пальца. Длина направляющей части поршня и расположение оси бобышек по его длине влияют на — трение и износ поршня. Поскольку у различных двигателей боковая сила $N\%$ имеет различное значение, то и длина направляющей части поршня, зависящая от величины этой силы, различна. Чем больше сила iV_2 , тем длиннее должна быть направляющая часть поршня. В передаче боковой силы $7V_2$ от поршня к цилиндру участвует только часть боковой поверхности юбки, ограниченная в поперечном сечении дугой с центральным углом $\rho = 80^\circ$ — 100° . Поэтому в ряде конструкций для уменьшения массы поршня и потерь на трение части юбки, соответствующие углам γ , удаляют (двигатели ГАЗ-21, МЗМА-408 и др.). Выбор внешнего очертания направляющей части поршня в основном зависит от деформации зоны расположения бобышек. В результате неравномерности тепловых деформаций, прогибающего действия давления p_g газов на поршень и силы N_x на его боковую поверхность сечения направляющей части принимает овальную форму, что может вызвать заедание поршня. Для устранения деформации шлифуют часть поверхности поршня около поршневого пальца. Толщина снимаемого слоя может быть установлена только опытным путем. В ряде случаев направляющей части поршня при механической обработке придают овальную форму.

Большая ось 1 овала должна быть перпендикулярна оси 2 поршневого пальца (рис. 194, г), а малая совпадать с направлением оси поршневого пальца. Разница в длине осей овала обычно составляет 0,1—0,3 мм. При холодном поршне обеспечивается ходовая посадка соответственно размерам большой оси овала. При работе двигателя вследствие тепловых деформаций поршень принимает цилиндрическую форму. Стенки юбки имеют постоянную по длине толщину, которая может несколько уменьшаться к низу поршня. Для уменьшения передачи теплоты от головки поршня, изготовленного из легких сплавов, к его юбке иногда делают прорезь по окружности между головкой и юбкой. Для устранения стуков и перекосов поршня в непрогретом двигателе и предупреждения заедания при работе поршни из легких сплавов выполняют с разрезными и овальными юбками. П — или Т-образная прорезь может быть сделана как по всей, так и не по всей длине юбки с той стороны, где боковая сила $N\%$ меньше. В некоторых автомобильных двигателях для уменьшения стуков ось поршневого пальца смещают относительно оси поршня в сторону более нагруженной поверхности поршня. Для уменьшения монтажных зазоров и обеспечения бесшумной работы поршневой группы поршни из легких сплавов иногда снабжают при литье специальными инварными¹ или стальными вставками 1. Инварные вставки заделывают в несущую часть поршня, имеющую наибольшую тенденцию к расширению в области бобышек.

Такие поршни при нагревании расширяются меньше, чем чугунные. У большинства современных зарубежных автомобильных двигателей поршень имеет юбку без разрезов с залитыми в ее стенку инварными или стальными терморегулирующими элементами. При такой конструкции юбки повышается надежность поршня, увеличивается поверхность соприкосновения его с цилиндром и поршень можно устанавливать в цилиндр с минимальными зазорами, почти не изменяющимися на всех режимах работы двигателя.

Конструкции поршней новых отечественных карбюраторных двигателей характеризуются следующими особенностями: днище — плоское снаружи и

гладкое (без ребер) внутри; юбка поршня без разрезов имеет кольцевую терморегулирующую вставку; в горизонтальной плоскости сечение юбки — овал, по высоте она имеет коническую или бочкообразную поверхность; тепловые прорезы расположены в канавке маслосъемного кольца; каждая бобышка поршневого пальца связана с днищем поршня двумя ребрами. Исследования поршней описанной выше конструкции показали возможность увеличения точности изготовления профиля юбки в 3—5 раз и повышения прочности поршней на 6—8%. На основании стендовых испытаний поршней, проведенных на двигателях ГАЗ-21 и ГАЗ-53, установлено, что контактная поверхность юбки поршня новой конструкции с гильзой в 1,4—2,2 раза больше контактной поверхности юбки поршня двигателя ГАЗ-53. Кроме того, температура головки нового поршня на 10—30° ниже температуры головки поршня двигателя ГАЗ-53.

1.3.2 Конструктивные решения по маслам и присадкам

Смазочное масло является конструктивным элементом машины, играющее важнейшую роль в процессе износа деталей [24]. Обработка ремонтно-восстановительным составом деталей машин, предполагает их внесение в свежее, или в работающее моторное масло. При этом, смазочный материал, как конструктивный элемент, обладает теми же свойствами что и детали, он изнашивается, меняет свои свойства, и в определенный момент становится неработоспособным и неремонтопригодным. В некоторых случаях смазочный материал становится причиной активации износа, или даже выхода из строя деталей машин, целых узлов и агрегатов. При использовании РВС в качестве мер профилактики износа или проведения ремонтно-восстановительных операций, состав и свойства работающего моторного масла являются основополагающими характеристиками эффективности предупреждения износа и восстановления изношенных деталей. В процессе эксплуатации двигателей тракторов моторное масло теряет свои свойства, т.е. стареет [25]. Примеси загрязнений, попадающие в двигатель вместе со свежим маслом, образуются при изготовлении масла и

накапливаются в нем в процессе транспортирования, хранения и непосредственно при заправке в систему смазки ДВС [26], [27].

Собственно моторное масло является конструктивным элементом двигателя, и в дальнейшем следует рассматривать совокупность ремонтпригодности деталей двигателя и показателей качества масла. Для улучшения качества товарных масел и повышения их эксплуатационных свойств широко применяются специальные добавки – присадки. В процессе эксплуатации в смазочных маслах под действием высокой температуры и давления, кислорода воздуха и других факторов происходят химические изменения, как показано в разделе 1.2. Масла окисляются, в них образуются осадки, нагары, кислоты. Для борьбы с этими факторами или для резкого снижения их вредного влияния также применяют различные присадки к маслам. Вводимые присадки, должны хорошо растворяться в маслах, не выпадать в виде осадка при колебаниях температуры, не вымываться и не ухудшать эксплуатационных свойств. Присадки не должны в процессе работы задерживаться на фильтрах маслосистемы и оседать на поверхностях смазываемых деталей. Выбор присадки зависит от типа масла, степени его очистки, назначения и эксплуатационных условий, в которых оно будет применяться, а также от того, какие свойства масла необходимо улучшить для обеспечения нормальной работы машин [34].

Таблица 1.3.2 – Основные группы присадок

Присадки	Свойства
вязкостные (загущающие)	повышают вязкость и улучшают вязкостно-температурную характеристику (индекс вязкости) масел
депрессорные	понижают температуру застывания масел
антиокислительные	повышают устойчивость масел против окисления при высокой температуре
антикоррозийные	уменьшают коррозионное действие масел и защищают от коррозии
противоизносные и противозадирные	улучшают смазывающую способность масел при высоких температурах и давлении
моюще-диспергирующие	уменьшают отложения нагаров и лаков на деталях двигателей и повышают диспергирующие свойства масел
антипенные	уменьшают способность масел вспениваться
многофункциональные	улучшают одновременно несколько свойств масел

Способность масел предотвращать трение между рабочими поверхностями путем образования между ними прочных масляных пленок называется смазывающей способностью или маслянистостью масел [8]. Очень часто оказывается недостаточно обычных свойств нефтяных масел для создания прочной масляной пленки и предотвращения сильного износа трущихся пар. Для улучшения смазывающей способности масел к ним добавляют специальные противоизносные, противозадирные присадки.

1.3.3 Обработка поршневых колец

В целях улучшения эксплуатационной надежности и повышения срока службы материалы поршневых колец, особенно для двигателей внутреннего сгорания малой и большой мощности, во многих случаях обрабатываются, чтобы повысить износостойкость и улучшить сохранение упругости. Но с увеличением износостойкости ухудшаются некоторые его характеристики износа и, прежде всего, прирабатываемость.

Таким образом, если от кольца с высокой износостойкостью требуется хорошая прирабатываемость, то в отношении свойств материала приходят к противоречивым требованиям. Поэтому приработка, т. е. обоюдное приспособление рабочих поверхностей кольца и цилиндра, может стать опасной для названных деталей. Исключительно высокие удельные нагрузки, которые возникают при точном соприкосновении (преимущественно в начале приработки) между рабочими поверхностями, а также повышенная утечка газов на уплотнительных поверхностях, которая продолжается до образования

соприкосновения по замкнутой линии, часто не дают возможности с самого начала вести эксплуатацию с полной нагрузкой. Известные в настоящее время способы поверхностной обработки поршневых колец для улучшения процесса приработки весьма многочисленны: разрыхление рабочих поверхностей для удерживания смазочного масла, травления, оксидные покрытия, фосфатирование, сульфидирование, лужение, кадмирование, омеднение и др. Высокую износостойкость имеют хромовые и керамические покрытия, покрытия из молибдена, окислов алюминия и азота, нитридов титана, азотирование и карбонитрация. В тоже время основным способом упрочнения является хромирование толщиной 0,15–0,50 мм.

Хромовое покрытие обладает рядом достоинств: высокая твердость (HV 950–1100), низкая склонность к заеданию, малый коэффициент трения хрома по чугуну и стали, высокая коррозионная стойкость. Однако, наряду с достоинствами, такому покрытию присущи недостатки: трудно прирабатывается, имеет низкую теплостойкость, из-за чего при работе происходит его растрескивание, плохо удерживает на своей поверхности масло. Кроме того, электролитическое хромирование не стабильно из-за истощения раствора и экономически не безопасна.

1.3.4 Масляное охлаждение

Среди относительно простых способов снижения тепловой нагруженности поршней форсированных дизелей широко используется струйное охлаждение внутреннего днища маслом, непрерывно истекающим из сопла неподвижной форсунки. Форсунка соединена с главной масляной магистралью системы смазки дизеля. Недостатками такого способа охлаждения поршня являются локализация охлаждаемой области, вследствие сосредоточенного контактирования струи с поверхностью внутреннего днища, высокий уровень потерь охлаждающего масла из-за отражения струи при ударе о поверхность с последующим сливом в картер дизеля и ограниченное времясоприкосновения масла с поверхностью внутреннего днища.

Результаты испытаний показывают, что наибольшие абсолютный уровень и градиент температур в головке поршня наблюдаются при использовании камеры сгорания типа ЦНИДИ. Максимальные значения температур имеют место на кромке горловины камеры сгорания и составляют 330...350 °С. При использовании камеры сгорания типа ЯМЗ эти температуры равны 290...305 °С. Разность температур между кромкой горловины и дном камеры сгорания в поршне с камерой сгорания типа ЦНИДИ составляет 130...150° С, а в поршне с камерой сгорания типа ЯМЗ - 20...35 °С. При этом абсолютное значение температуры дна камеры сгорания типа ЦНИДИ составляет 200 °С, а камеры сгорания типа ЯМЗ - 270 °С.

Однако на характер изменения температуры поршней в зависимости от нагрузки применение рассматриваемого способа охлаждения поршня практически не влияет.

1.4 Основные выводы по главе

1 К числу наиболее значимых систем и механизмов следует отнести ЦПГ на долю которых приходится 10-30 % отказов двигателя [7].

2 Установлено, что затраты на устранение отказов ЦПГ с учетом трудоемкости ремонта, покупки новых базовых деталей составляют сумму равную 15-20% стоимости автомобиля.

3 Установлено, что главными причинами значительного процента отказов ЦПГ является действие эксплуатационных факторов, которые снижают износостойкость и увеличивают износ двигателей в 1,5-3 раза.

4 Обоснована необходимость достоверного определения износа ЦПГ без разборки двигателя.

5 Анализ существующих способов контроля технического состояния и диагностирования ЦПГ позволил предположить, что в каждом методе есть свои недостатки при определении технического состояния ЦПГ.

6 Наиболее приспособленным является метод измерения компрессии, но чтобы он стал более достоверным необходимо учесть влияния на конец такта сжатия,

скорость вращения, температуру и износ цилиндропоршневой группы. Существует необходимость исследования этих факторов и разработки нового способа диагностирования ЦПГ с учетом этих факторов.

1.5 Цель и задачи исследований

Цель работы.

Повышение эффективности диагностирования цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи исследования:

1. Выбрать диагностические параметры.
2. Выбрать режимы диагностирования ЦПГ
3. Оценить достоверность диагностирования ЦПГ по осциллограмме давления на такте сжатия.

Глава 2 ТЕОРИТИЧЕСКИЕ ОБОСНОВАНИЯ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРОИСХОДЯЩЕГО В ЦИЛИНДРЕ ДВС ПРИ ПРОКРУТКЕ СТАРТЕРОМ

2.1 Теоретическое обоснование существующих методов диагностирования ЦПГ

2.1.1 Измерение давления компрессометром

Известно, что компрессия – это давление газов в цилиндре ДВС в конце такта сжатия [34]:

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1}, \quad (1)$$

где P_a – давление газов в конце впуска; V_a , V_c – объём газа в конце впуска и в конце сжатия; n_1 – показатель политропы сжатия.

Абсолютная погрешность измерений, МПа (кг/см²):

$$\Delta P = P_d - P_u = P_{max} - P_u, \quad (2)$$

где P_d , P_u – действительное и измеренное значение компрессии. Примем $P_d = P_{max}$, где P_{max} – максимальное значение компрессии – по показаниям эталонного компрессометра.

Относительная погрешность измерений, %:

$$\Delta = \frac{\Delta P}{P_{max}} \times 100\%, \quad (3)$$

Математическое описание P_u с учётом:

а) объёма предклапанной полости компрессометра:

$$P_u = P_a \left(\frac{V_a}{V_c + V_k}\right)^{n_1 - n_2}, \quad (4)$$

б) эффекта демпфирования рукава:

$$P_u = P_a \left(\frac{V_a}{V_c + V_c + V_p}\right)^{n_1 - n_k - n_p}, \quad (5)$$

в) утечек газов – при негерметичности соединений компрессометра:

$$P_u = P_a \left(\frac{f_y V_a}{V_c + V_c + V_p}\right)^{n_1 - n_k - n_p - n_y}, \quad (6)$$

г) сопротивления клапана R_k :

$$P_u = P_a \left(\frac{f_y V_a}{V_c + V_c + V_p}\right)^{n_1 - n_k - n_p - n_y} - R_k, \quad (7)$$

где V_k , V_p – объём предклапанной полости компрессометра и объём полости рукава, образовавшейся при демпфировании; n_k , n_p , n_y – уровень снижения политропы сжатия за счёт объёма предклапанной полости, демпфирования рукава и утечек; f_y – коэффициент, учитывающий снижение степени сжатия $\left(\xi = \frac{V_a}{V_c}\right)$ при утечках.

Отсюда – с учётом (1), (2), (3), (7) – получим математическое описание погрешности компрессометра:

абсолютной:

$$\Delta P = P_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1} - P_a \left(\frac{f_y V_a}{V_c + V_c + V_p}\right)^{n_1 - n_k - n_p - n_y} - R_k, \quad (8)$$

относительной:

$$\Delta = \frac{P_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1} - P_a \left(\frac{f_y V_a}{V_c + V_c + V_p}\right)^{n_1 - n_k - n_p - n_y} - R_k}{P_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1}} \times 100\%, \quad (9)$$

Проанализируем найденную математическую модель аппаратной погрешности. Итак, при $V_k=0$ (если предкамерная полость отсутствует, когда клапан компрессометра размещен в начальной точке линии нагнетания – в наконечнике), $V_p=0$ (демпфирование не наблюдается), $f_y=1$ (утечек нет), $R_k=0$ (клапан беспружинный) n_k , n_p , n_y и ΔP , Δ также равны нулю. Отсюда, аппаратная погрешность такого (идеального) компрессометра не зависит от его конструкции и определяется классом точности манометра.

2.1.2 Измерение расхода картерных газов

Прорыв газов в картер так же, как и угар картерного масла, - явление неизбежное при любом состоянии кольцевого уплотнения. Если предположить возможность создания идеального компрессионного кольца, имеющего герметичный замок, а также замкнутое линейное сопряжение по окружности и по торцам кольца, то даже в этом случае различие в температурных и силовых деформациях отдельных деталей цилиндропоршневой группы при работе двигателя неизбежно приведет к прорыву газов в картер. Это происходит потому,

что различие рабочих температур и силовых напряжений способствует короблению деталей, изменению тепловых зазоров и потере упругости колец. Следовательно, ни цилиндр, ни поршень, ни кольца в эксплуатации не остаются фактически круглыми даже в том случае, если в холодном состоянии они имеют такую форму. Снижение надежности работы двигателя, значительный расход масла, увеличение запасных частей, рост трудоемкости работ, необходимых для поддержания техники в годном для эксплуатации состоянии служат основанием для ремонта двигателя. Если прорыв картерных газов превышает допустимый предел, могут наблюдаться следующие явления: потеря мощности и повышение удельного расхода топлива; повышение температуры поршня и поршневых колец; коксование смазочного масла в канавках поршня и на поршневых кольцах; пригорание колец; повышенный износ цилиндра и колец; загрязнение и ускоренное старение масла в картере; потеря смазочного масла из картера вследствие возникшего в нем повышенного давления и др. Математические модели процесса прорыва газов из надпоршневого пространства в полость картера не учитывают износ и неисправностей ЦПГ, возникающих при эксплуатации техники и увеличении её наработки:

$$V_{кг} = 0,1 \times P_i \times \frac{D}{S} \times \sqrt[3]{V_{hi}} \times i, \quad (1)$$

где: $V_{кг}$ – объем прорывающихся газов за цикл, л/мин; $\sqrt[3]{V_{hi}}$ - линейный размер одного цилиндра, см; P_i – среднее индикаторное давление, кг/см²; i – число цилиндров; D – внутренний диаметр цилиндров; S – ход поршня; 0,1 – коэффициент, определяемый длительностью цикла.

Однако данная формула эмпирически связывает геометрию и конструкцию двигателя (диаметр гильз цилиндров, ход поршня, тактность, количество цилиндров и т.д.) с прорывом газов в картер без учета зазоров в соединении поршень – кольцо – цилиндр. По этой причине они применимы лишь для расчета расхода картерных газов новых двигателей. Для взаимосвязи расхода картерных

газов с износом ЦПГ, не прибегая к разборке, необходимо эмпирически связать его с наработкой двигателя – косвенным признаком изношенности:

$$Q_{кг} = f(T), \quad (2)$$

Многофакторное решение данной задачи в составе разработки математической модели корреляционного многофакторного влияния на основе экспериментальных данных:

$$Q_{кг} = f(Ne, T, n, t, \nu), \quad (3)$$

где $Q_{кг}$ – расход картерных газов; Ne – нагрузка на двигатель; T – наработка двигателя; n – частота вращения коленчатого вала; t – температура двигателя; ν – вязкость моторного масла. Расход картерных газов наблюдается у совершенно новых двигателей, а с увеличением наработки двигателя расход картерных газов растет. Данные утверждения можно записать в виде формулы:

$$Q_m = Q_0 + A_i \times T_m^a, \quad (4)$$

где Q_m – текущее значение расхода картерных газов; Q_0 – номинальное значение расхода картерных газов нового двигателя; A_i – скорость увеличения расхода картерных газов от наработки. Для каждого типа двигателя он свой; T_m – текущая наработка двигателя.

При известной наработке $T_{тек}$ от начала эксплуатации до начала контроля и одном измеренном значении параметра расхода картерных газов к моменту контроля остаточный ресурс ЦПГ можно определить по формуле [34]:

$$T_{отс} = T_{тек} \left[\left(\frac{Q_{пр}}{\Delta Q_{изм}} \right)^{1/a} - 1 \right], \quad (5)$$

где $Q_{пр}$ – предельное отклонение расхода картерных газов; $\Delta Q_{изм}$ – измеренное отклонение параметра расхода картерных газов.

Пользуясь данной формулой надо помнить, что изменение параметра не является гладкой степенной функцией, поэтому определение по данной формуле среднего остаточного ресурса является приближенным, в связи с чем остаточный

ресурс рассчитывают с заданной доверительной вероятностью. Для этого используют формулу:

$$T_{\text{отс}} = T_{\text{тек}} \left[\left(\frac{Q_{\text{пр}}}{\Delta Q_{\text{изм}}} \right)^{1/a} - 1 \right] - B_{\sigma_z}, \quad (6)$$

где B – квантиль нормального распределения, характеризующий заданную вероятность безотказной работы элемента машины; σ_z – среднее квадратичное отклонение погрешности прогнозирования.

Если необходимо определить моторесурс цилиндропоршневой группы двигателей с учетом эксплуатации в тех же условиях, можно использовать формулу:

$$M_{\text{отс}} = M_{\text{исп}} \times \left(\frac{1}{\delta} - 1 \right), \quad (7)$$

где: $M_{\text{отс}}$ – оставшийся моторесурс двигателя; $M_{\text{исп}}$ – использованный моторесурс двигателя, установленный по показаниям мотосчетчика или каким-либо иным способом; δ – доля изношенности деталей цилиндропоршневой группы, определяемый по формуле:

$$\delta = \sqrt{\frac{Q_m - Q_0}{Q_{\text{пр}} - Q_0}}, \quad (8)$$

В процессе эксплуатации через определённые промежутки времени (наработки) возможно проведение контрольных измерений расхода картерных газов, с сохранением данных каждого измерения, а ещё лучше отображение в виде графика. Такой график позволит непрерывно и наиболее правильно контролировать протекание изнашивания цилиндропоршневой группы двигателя. В этом случае всегда можно рассчитать оставшийся ресурс двигателя, или при возникновении определить преждевременную неисправность. Так залегание колец или глубокие задиры зеркала цилиндров приводят к резкому повышению расхода картерных газов.

2.1.3 Виброакустический метод диагностирования

Наиболее важными, с точки зрения виброакустической диагностики, являются упругие колебания от соударений сопряженных деталей. Переменность нагрузки и изменение направления действующих сил в элементах механизмов при наличии между сопряженными деталями зазоров приводит к ударам, что вызывает вибрации деталей механизмов и всего двигателя [11, 16]. Например, перекидка поршня с одной стороны гильзы на другую заканчивается соударением и формированием вибрации импульсного характера. Удары сопряженных деталей механизмов вызывают в соударяемых деталях деформацию, и упругие колебания с соответствующими амплитудами и частотами [25]. Скорость в начале удара v_0 соударяемых деталей является функцией нескольких величин [7]:

$$v_0 = f(s, F, m_1, m_2, t_B, t_M, \omega), \quad (1)$$

где s – зазор в сопряжениях деталей, м; F – сила, под действием которой происходит соударение, Н; m_1, m_2 – массы соударяемых деталей, кг; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с; t_B, t_M – температура воды и масла соответственно, °С.

Каждая сопряженная пара деталей механизма формирует вибрации при соударении, как правило, импульсного характера с соответствующей частотой наполнения импульса (собственной частотой колебания). Спектр ударных ускорений определяется как функция максимальных ускорений в зависимости от собственных частот соударяемых деталей. Зная частоту перекидки деталей механизмов двигателя или машины, можно установить моменты образования импульсов, энергия которых пропорциональна ударному импульсу R , а следовательно, и зазору s . Чем больше зазор в сопряженных деталях, тем дальше перемещается вибрационный импульс относительно опорной точки, например, ВМТ; причем пропорционально увеличению зазора s возрастает энергия и интенсивность вибрации, вызванной соударением проверяемого сочленения.

Частота действия (Гц) возмущающей силы определяется по формуле:

$$f = \frac{i \cdot k \cdot g \cdot n}{60}, \quad (2)$$

где i – суммарное передаточное отношение; k – кратность действия возмущающей силы; g – порядок гармонических составляющих; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Зная частоту действия возмущающей силы кинематической пары, можно определить источники виброимпульсов временной реализации вибрации.

Для расшифровки осциллограмм и спектрограмм вибраций механизмов двигателя необходимо знать частотные характеристики упругих колебаний соударяющихся и базовых деталей исследуемых механизмов. В общем виде собственная частота колебаний детали будет, Гц:

$$f = \sqrt{\frac{d^2y}{dt^2} / y}, \quad (3)$$

где $\frac{d^2y}{dt^2}$ – ускорение соударяющихся объектов, рад/с²; y – прогиб при заданном ускорении, рад. Уравнение показывает, что для определения частоты упругих

колебаний необходимо знать ускорение $\frac{d^2y}{dt^2}$, которое можно определить у любого элемента детали при заданном прогибе y , или прогиб при заданном ускорении.

2.1.4 Трибодиагностика диагностика

Этот способ заключается в определении степени загрязнения и содержания активных присадок в масле по пятну от капли масла, наносимой на фильтровальную бумагу. Определяют максимальный наружный диаметр пятна D , внутренний диаметр внешнего кольца пятна d_1 и диаметр масляного пятна d_2 . Высчитывают средние значения указанных диаметров для всех 3-4 пятен.

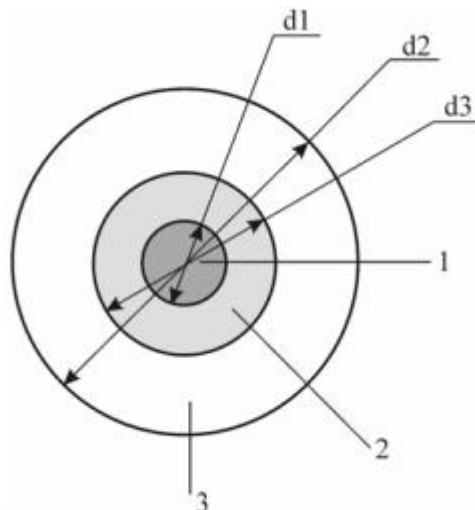


Рисунок 1 – Пятно от капли масла на фильтровальной бумаге.

По средним значениям D_{cp} , $d1_{cp}$, $d2_{cp}$ определяют коэффициент годности масла K и $K1$.

Коэффициент годности масла по наличию присадок:

$$K = \frac{D_{cc}}{d_{1cp}}, \quad (1)$$

При коэффициенте годности масла K менее 1,3 масло годно для дальнейшего использования, так как в нем достаточное количество присадок. При коэффициенте годности K более 1,3 масло непригодно для использования, его необходимо заменить или добавить в масло присадку, так как в нем активной присадки нет или крайне недостаточно для нейтрализации агрессивных продуктов сгорания.

Коэффициент годности масла по загрязненности его механическими примесями:

$$K_1 = \frac{d_{1cp}}{d_{2cp}}, \quad (2)$$

При коэффициенте загрязненности масла $K1$ менее 1,4 масло заменяют.

Одновременно о качестве масла судят так же по цвету ядра пятна на фильтровальной бумаге. Черный цвет пятна (мазеподобный осадок на фильтре) при значении $K1$ менее 1,4 указывает на недопустимое количество механических примесей в масле. Хроматограммы могут отличаться как характером рисунка, так

и соотношениями размеров составных частей пятна масла, что особенно присуще высокощелочным маслам.

Данный способ является проработанным и адаптирован к современным смазочным материалам, не требует больших капитальных вложений и подходит для оперативной экспресс – диагностики работающих моторных масел на предприятиях АПК.

2.1.5 Диагностика по температуре в камере сгорания

Исследованиями [32] установлено, что интенсивность изнашивания сопряжений a изменяется прямо пропорционально изменению давления Δp на поверхности трения:

$$a = a_0 \pm c\Delta p, \quad (1)$$

где a_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 [12,34] и доказана экспоненциальная зависимость изменения интенсивности изнашивания сопряжений ЦПГ и КШМ от пробега l :

$$a = a_0 e^{\pm bl}, \quad (2)$$

где a_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 [14], на рабочих поверхностях трения увеличивается температура. Интенсивность изнашивания от температуры с достаточной точностью описывается линейной зависимостью [12]:

$$a = a_0 \pm b\Delta t, \quad (3)$$

где Δt – изменение на поверхности трения температуры;

a_0 – интенсивность изнашивания;

b – коэффициент интенсификации износа.

Линейная зависимость (3) корректна, так как подтверждена многими экспериментами данными. Что касается сопряжений, смазываемых под давлением, влияние температуры моторного масла в картере двигателя на интенсивность изнашивания сопряжений - квадратичная [12]:

$$a = a_0 - b_1\Delta t_m^2, \quad (4)$$

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 [12]:

$$a = a_0 + a_1(1 - e^{-b\Delta p}), \quad a = a_0 + a_1(1 - e^{-b\Delta v}), \quad (5)$$

где a_0 – интенсивность изнашивания сопряжений при $\Delta p = 0, \Delta V = 0$;

a_1 – интенсивность изнашивания сопряжений;

$\Delta p, \Delta V$ – 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:

$$P \cdot V = M \cdot R \cdot T, \quad (6)$$

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 (6):

$$\ln(P \cdot V) = \ln(M \cdot R \cdot T), \quad (7)$$

Раскроем равенство (7) и продифференцируем по температуре:

$$(\ln P + \ln V)' = (\ln M + \ln R + \ln T)', \quad (8)$$

Производная функции (8) будет иметь вид:

$$\frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{M} \cdot \frac{dM}{dt} + 0 + \frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{dt}, \quad (9)$$

Умножив равенство (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:

$$\frac{dT}{T} = \frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dM}{M}, \quad (10)$$

Вычитание утечки в формуле (10) свидетельствует о снижении температуры при утечке рабочего тела из камеры сгорания ДВС.

2.2 Цели и задачи теоретических исследований

Целью является исследование влияния различных факторов, влияющих на процесс сжатия рабочей смеси, в надпоршневом пространстве при прокрутке коленчатого вала двигателя стартером.

Рассмотрим процесс измерения давления в зависимости от угла поворота коленчатого вала в поршневом бензиновом двигателе.

Предположим что процесс сжатия в цилиндре адиабатный (без взаимодействия с окружающей средой). Система, которая не обменивается с окружающей средой массой, называется закрытой (цилиндр с поршнем). Если система не обменивается с

окружающей средой ни массой, ни энергией, то она находится в состоянии термодинамического равновесия и без внешних воздействий из этого состояния выйти не может.

Равновесными называются процессы, когда система в любой момент времени находится в равновесном состоянии. Это идеальные процессы, реальные процессы должны происходить в этих условиях бесконечно медленно. При этом все параметры системы – давление, температура и т. д. – в любой момент времени должны быть одинаковы во всем объеме системы. В неравновесном процессе различные части системы имеют неодинаковые температуры, давления и т.д.

Адиабатный процесс, будет подчиняться уравнению состояния идеального газа Менделеева-Клапейрона[1].

$$PV = \mu RT, \quad (2.1)$$

где: P–давление, Па; V–объем, мм³; μ - молярная масса вещества; R-газовая постоянная, Дж/кг; T–температура, К.

Адиабатным называют процесс, происходящий без теплообмена с окружающей средой. Уравнение адиабаты имеет следующий вид [2]:

$$PV^k = const \text{ или } P_1 v_1^k = P_2 v_2^k, \quad (2.2)$$

где k – показатель адиабаты для воздуха равен 1,4.

Проведем расчеты для двигателя ЗМЗ-4062. Характеристики ДВС ЗМЗ-4062:

Ход поршня – 86мм.

Диаметр цилиндра – 92мм.

Радиус кривошипа R_{кр.} – 43мм.

Степень сжатия $\epsilon = 9,3$

$\mu = 28,96$ кг/моль для воздуха

Газовая постоянная R = 287 Дж/кг

$\rho_v = 1293$ кг/м³ плотность воздуха

Рабочий объем цилиндра $V_{p.цил} = F_{п} \cdot S_{п}$

Формула для нахождения площади поршня имеет вид 3:

$$S_{порш} = \pi \times r^2, \quad (2.3)$$

$$S_{\text{порш}} = 3,14 \times 46^2 = 6644,24 \text{ мм}^2$$

где: r – радиус поршня, мм.

Рабочий объем цилиндра рассчитывается по формуле:

$$V_{\text{р.цил}} = S_{\text{порш}} \times h, \quad (2.4)$$

где: h – ход поршня, мм.

$$V_{\text{р.цил}} = 6644,24 \times 86 = 571401,2 \text{ мм}^3$$

Объем камеры сгорания находим из соотношения которое имеет вид:

$$V_{\text{к.з}} = \frac{V_{\text{р.цил}}}{\varepsilon}, \quad (2.5)$$

где: ε - степень сжатия.

$$V_{\text{к.з}} = \frac{571401,2}{9,3} = 6144 \text{ мм}^3$$

Применим формулу Менделеева-Клапейрона для цилиндра двигателя ЗМЗ-4062, принимая начальное давление равное одному бару. Конструкция ДВС выполнена так, что при повороте коленчатого вала от нижней мертвой точки до угла поворота в 46° цилиндр сообщается с атмосферой и изменение объема не влияет на изменение давления.

Переведем угол поворота коленчатого вала в радианы используя формулу:

$$3,14 \cdot \frac{\varphi}{180}, \text{ рад.}, \quad (2.6)$$

где: φ – угол поворота коленчатого вала.

Ход поршня от нижней мертвой точки к верхней в зависимости от угла поворота коленчатого вала описывается уравнением, которое имеет вид:

$$j = R_{\text{кр}} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (2.7)$$

где: φ – угол поворота коленчатого вала, рад; $R_{\text{кр}}$ - радиус кривошипа, мм; λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, находится из соотношения [3]:

$$\lambda = \frac{R_{\text{кр}}}{L_{\text{ш}}}, \quad (2.8)$$

$$\lambda = \frac{43}{158} = 0,2721$$

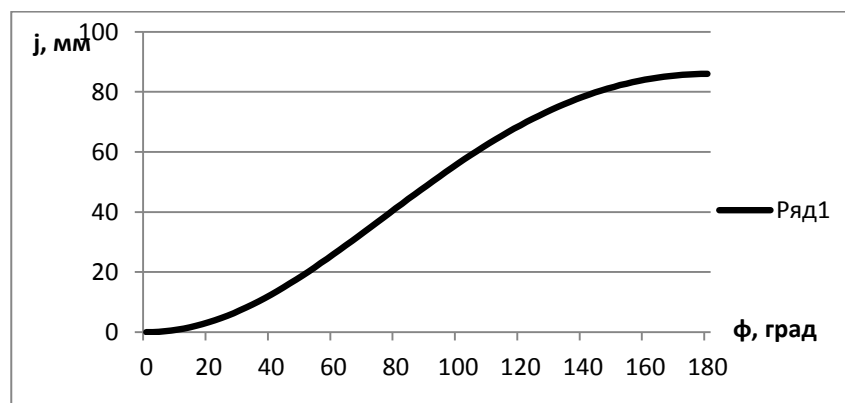


Рисунок 1 – Зависимость хода поршня j , мм V_2 от угла поворота коленчатого вала ϕ , град

Изменение объема надпоршневого пространства в зависимости от хода поршня вычислим по следующему уравнению:

$$V_2 = (V_{раб} + V_{к.з.}) - j \cdot S_{порш}, мм^3, \quad (2.9)$$

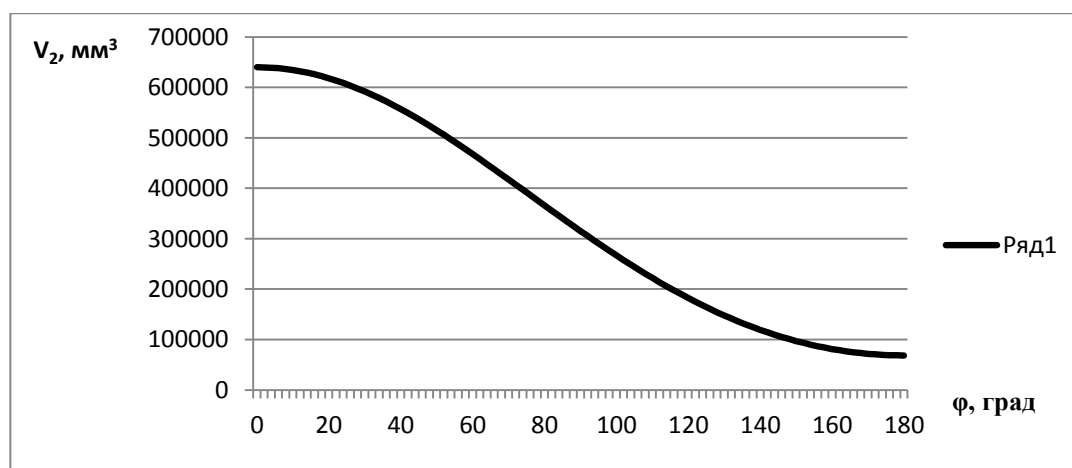


Рисунок 2 – Зависимость объема надпоршневого пространства V_2 , мм³ от угла поворота коленчатого вала двигателя ϕ , град

Вычислим изменение давления в зависимости от изменения объема надпоршневого пространства:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k, \quad (2.10)$$

где P_1 – давление в начале такта сжатия, Па; k – показатель адиабаты для воздуха равен 1,4 бар.

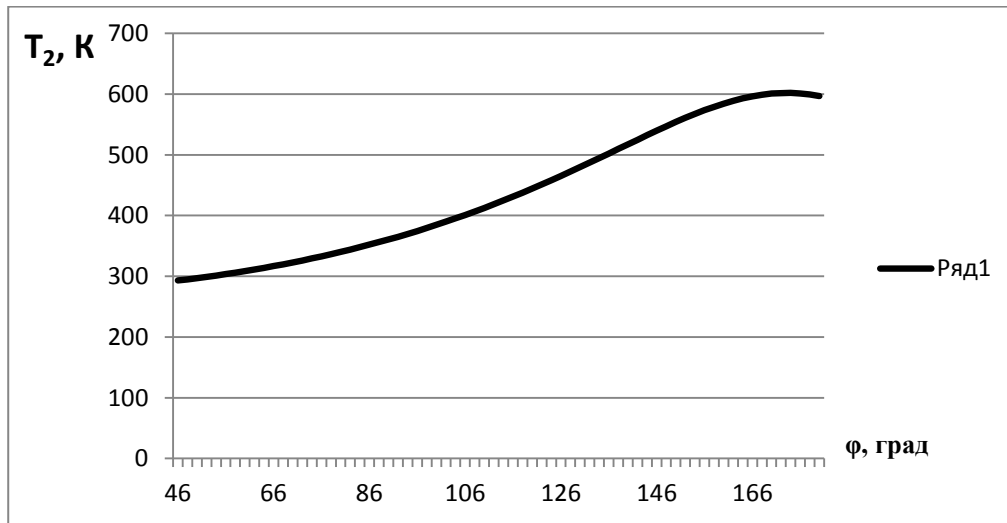


Рисунок 3 – Зависимость температуры в камере сгорания T_2 , К от угла поворота коленчатого вала двигателя ϕ , град

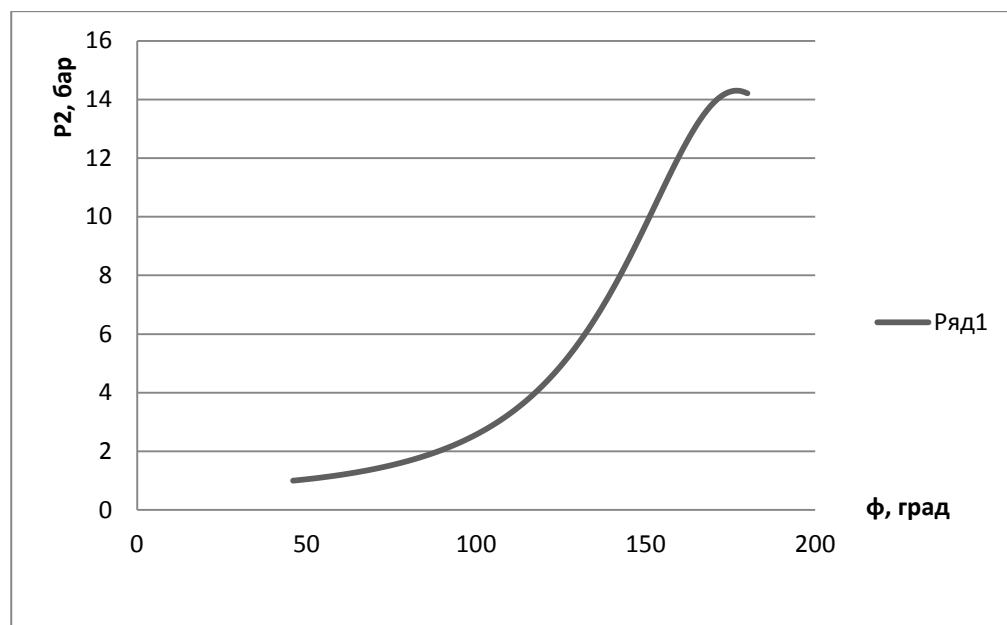


Рисунок 4 – Зависимость давления в камере сгорания P_2 , бар от угла поворота коленчатого вала двигателя ϕ , град

С увеличением давления будет расти и температура, найдем ее из выражения [2]:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}, \text{К}, \quad (2.11)$$

где V_1 и V_2 —объем надпоршневого пространства в начальный момент сжатия и последующий за ним (через 2 градуса поворота коленчатого вала), мм³.

Начальная температура воздуха в надпоршневом пространстве принимается равной $T_1=293^\circ\text{К}$.

Определим количество теплоты, которое воздух, сжимаемый в цилиндре, отдает стенкам цилиндра и камеры сгорания за время поворота вала двигателя на два градуса. Это количество теплоты можно найти по следующей зависимости:

$$Q = t \cdot \alpha_g \cdot F_w \cdot \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right) - 293, \quad (2.12)$$

где t – время поворота вала двигателя на угол φ , с; α_g - коэффициент теплопередачи воздуха, Вт/м²·К; F_w – площадь стенок цилиндра и камеры сгорания через которые передается тепло, мм², $F_w = F_{ци} + F_{кс}$; T_1 и T_2 - температура в объеме сжатия начальная и последующая (через 2 градуса поворота коленчатого вала) стенок цилиндра, °С.

Время поворота вала двигателя на угол (2°) определим по следующей формуле:

$$t = \frac{\varphi}{6 \cdot n}, \quad (2.13)$$

где n – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹.

Частоту вращения вала двигателя стартером примем равной 250 мин⁻¹, тогда время поворота вала двигателя на 2° составит:

$$t = \frac{2}{6 \cdot 250} = 0,00133 \text{ с}$$

Коэффициент теплопередачи воздуха является функцией давления и температуры в цилиндре и определяется по следующей зависимости, Вт/м²·К:

$$\alpha_g = 0,475 \cdot \sqrt{T_2 \cdot P_2}, \quad (2.14)$$

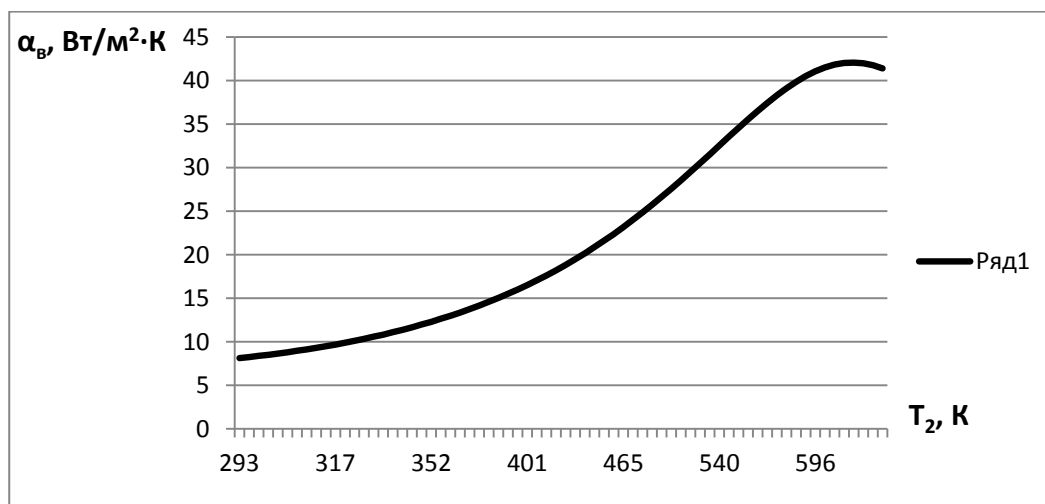


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента теплопередачи воздуха $\alpha_v, W/m^2 \cdot K$ от температуры воздуха в камере сгорания T_2, K

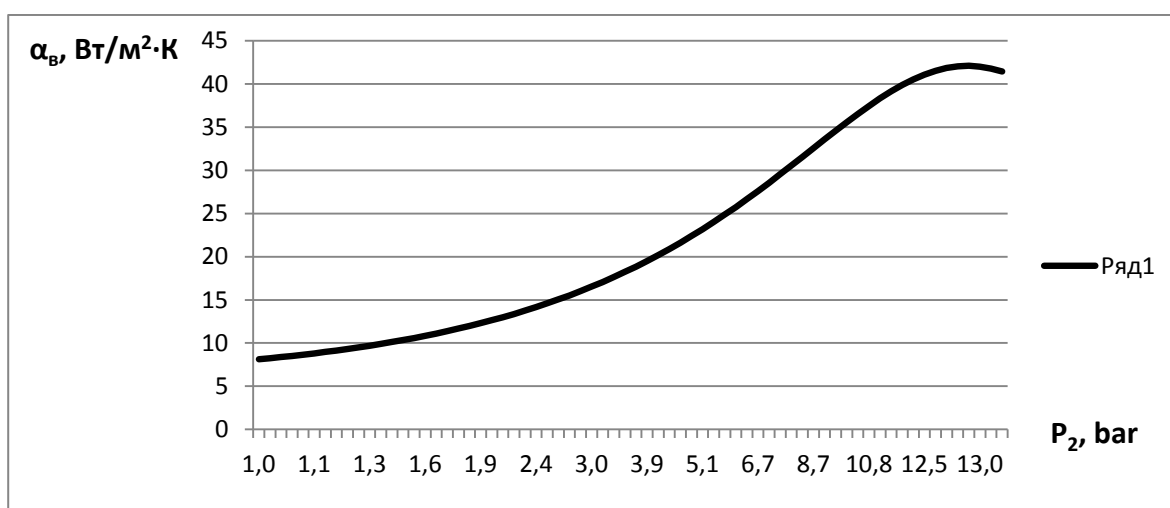


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента теплопередачи воздуха $\alpha_v, W/m^2 \cdot K$ от давления воздуха в камере сгорания P_2, bar

Площадь стенок цилиндра, через которые передается тепло, является функцией угла поворота вала двигателя и вычисляется по следующей зависимости:

$$F_{ци} = \pi \cdot D \cdot (h - j).мм^3 \quad (2.15)$$

Камера сгорания имеет сферическую форму. Зная радиус сегмента сферы, который равен радиусу цилиндра и ее объем, можно найти высоту камеры сгорания $h_{КС}$.

Объем сегмента сферы в зависимости от ее геометрии вычисляется по следующей зависимости:

$$V_{\text{КС}} = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot h_{\text{КС}} \cdot \left[h_{\text{КС}}^2 + 3 \cdot \left(\frac{D}{2} \right)^2 \right], \quad (2.16)$$

$$V_{\text{КС}} = \frac{1}{6} \cdot 3,14 \cdot h_{\text{КС}} \cdot \left[h_{\text{КС}}^2 + 3 \cdot \left(\frac{92}{2} \right)^2 \right] = 68466 \text{ мм}^3$$

Решив это уравнение относительно высоты камеры сгорания найдем, что $h_{\text{КС}} = 19,5 \text{ мм}$

Площадь поверхности камеры сгорания вычисляется по формуле:

$$F_{\text{КС}} = \pi \cdot \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 + h_{\text{КС}}^2 \right], \quad (2.17)$$

$$F_{\text{КС}} = 3,14 [2116 + 380,25] = 7838 \text{ мм}^2$$

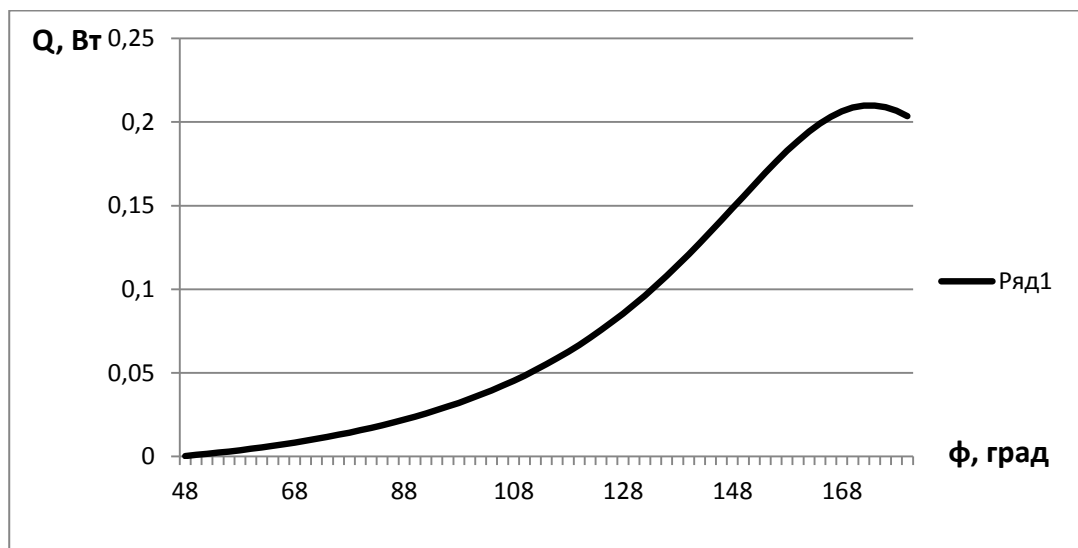


Рисунок 7 – Зависимость количества теплоты Q , Вт которое воздух, сжимаемый в цилиндре, отдает стенкам цилиндра и камеры сгорания от угла поворота коленчатого вала двигателя ϕ , град

При передаче тепла стенкам цилиндра и камеры сгорания температура воздуха в цилиндре вычисляется по следующему уравнению:

$$\Delta T = \frac{Q}{m \cdot C_v}, \quad (2.18)$$

где m – масса воздуха в цилиндре, кг; C_v – изобарная теплоемкость воздуха, кДж/кг·К.

Массу воздуха в цилиндре вычислим по следующей формуле:

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}, \quad (2.19)$$

где V – объем сжатия на 46 градусе поворота коленчатого вала двигателя, мм³; P – давление в камере сгорания при этом объеме, Па; T – температура в камере на 46 градусе поворота коленчатого вала, К.

$$m = \frac{10^5 \cdot 532506 \cdot 10^{-9}}{287 \cdot 293} = 0.000633 \text{ кг}$$

Значение изобарной теплоемкости воздуха являются функцией температуры воздуха и вычисляются по следующей зависимости:

$$C_v = -3,17 \cdot 10^{-10} \cdot T_2^3 + 7,0749 \cdot 10^{-7} \cdot T_2^2 - 2,83069 \cdot 10^4 \cdot T_2 + 0,7474 \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}}, \quad (2.20)$$

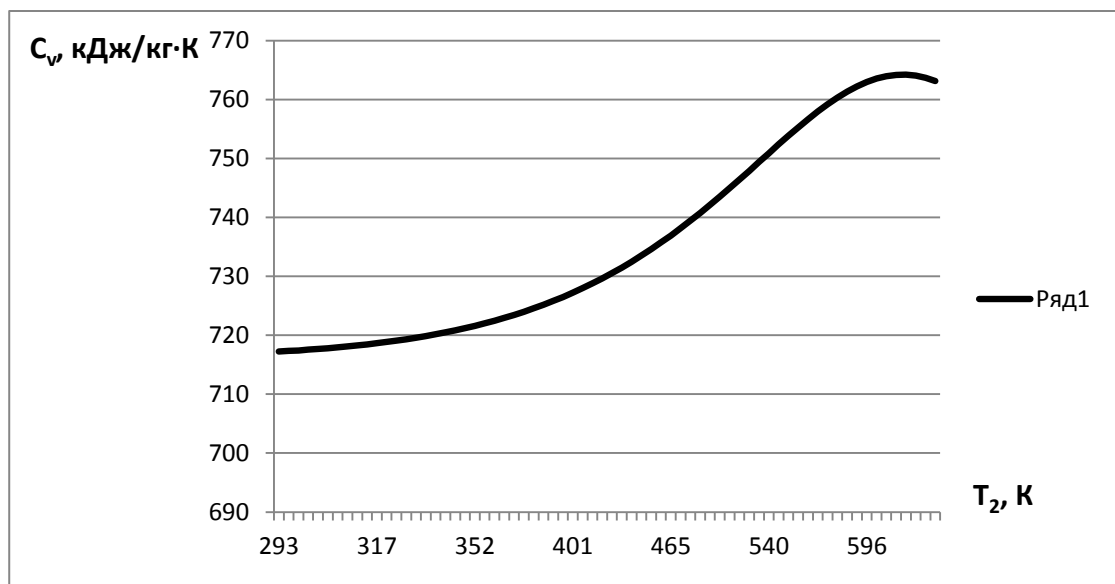


Рисунок 8 – Зависимость изобарной теплоемкости воздуха C_v , кДж/кг·К от температуры воздуха в камере сгорания T_2 , К

После передачи тепла стенкам цилиндра температура воздуха в цилиндре вычисляются по следующему уравнению:

$$T_3 = T_2 - \frac{Q}{m \cdot C_v} \text{К}, \quad (2.21)$$

где T_3 – температура воздуха в цилиндре при передаче тепла стенкам цилиндра, К.

При передаче тепла стенкам цилиндра изменится и значения давления воздуха в цилиндре. Значения давления воздуха в цилиндре вычисляется по следующему уравнению:

$$P_3 = \frac{P_2 \cdot T_3}{T_2} \text{ бар}, \quad (2.22)$$

где P_3 – давление в цилиндре с учетом передачи тепла стенкам цилиндра, Па.

Для определения объёма воздуха просочившегося через зазоры ЦПГ необходимо найти характер истечения, т.е. истечение происходит с докритической скоростью или с критической скоростью. Для этого необходимо найти показатель β :

$$\beta = \frac{P_0}{P_3}, \quad (2.23)$$

где P_0 – атмосферное давление, Па; P_3 – давление в цилиндре, Па.

$\beta_{кр}$ для двухатомного газа равно 0,528. Если $\beta > \beta_{кр}$, то истечение происходит с докритической скоростью и вычисляется по формуле:

$$\omega = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_3 \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (2.24)$$

где k - показатель адиабаты для воздуха равен 1,4.

Если $\beta < \beta_{кр}$, то истечение происходит с критической скоростью и вычисляется по формуле:

$$\omega_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_3}, \quad (2.25)$$

Объём воздуха, просочившейся через зазоры ЦПГ, при повороте коленчатого вала на 2 градуса определим по формуле:

$$\Delta V = \frac{2}{6n} \cdot \omega \cdot 10^3 \cdot F, \quad (2.26)$$

где F – площадь зазора в ЦПГ, образовавшегося в результате износа, мм².

Примем, что в результате утечки происходит адиабатное расширение воздуха в цилиндре на величину ΔV , тогда давление в результате расширения воздуха определим по уравнению:

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_2}{V_2 + \Delta V} \right)^k \text{ бар}, \quad (2.27)$$

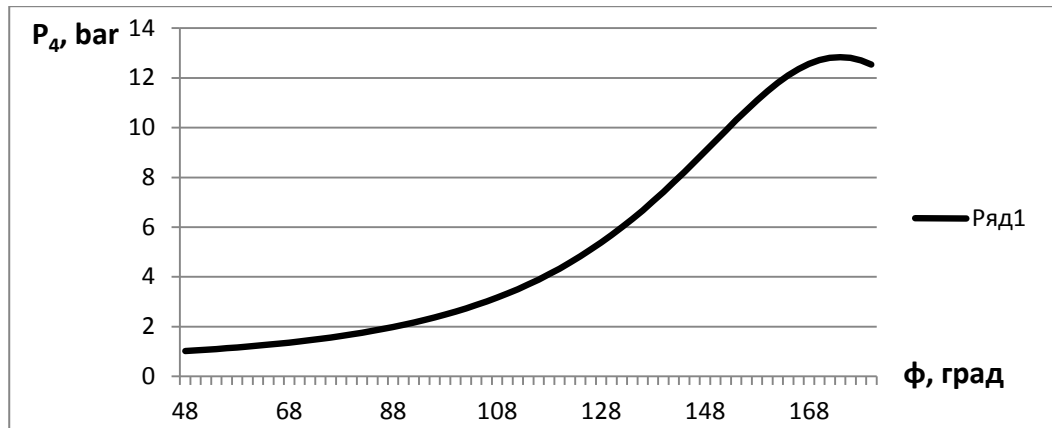


Рисунок 9 – Зависимость давления в камере сгорания P4, бар в результате расширения воздуха от угла поворота коленчатого вала двигателя φ, град

Температура в результате расширения определится по уравнению:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_2}{V_2 + \Delta V} \right)^{k-1} \text{ К}, \quad (2.28)$$

Таким образом, разработана математическая модель, которая с учетом частоты прокрутки, утечек воздуха в зазоры и др. факторов позволяет моделировать изменение давления в камере сгорания и сравнивать с экспериментальными данными.

Выбор диагностических параметров.

Износ ЦПГ значительно влияет на максимальное давление конца сжатия и на положение коленчатого вала двигателя, при котором достигается максимальное давление (фазу максимального давления). Значительная величина изменения значений предполагает их использование в качестве диагностических параметров.

На величину давления конца сжатия и фазу будут влиять так же режим прокрутки вала двигателя стартером: 1) Обороты коленчатого вала двигателя 2) Температура охлаждающей жидкости. Диагностические параметры должны иметь максимальную чувствительность к изменению структурных параметров, описывающих техническое состояние ЦПГ и иметь однозначную связь с ними. Для выбора диагностических параметров определим величину коэффициента

чувствительности для давления конца сжатия и фазы максимального давления для различных режимов прокрутки.

Коэффициент чувствительности диагностического параметра определяется зависимостью [5]:

$$K = \Delta P / \Delta S \quad (2.29)$$

где ΔP -изменение диагностического параметра, ΔS -изменение структурного параметра.

Для вычисления коэффициента чувствительности максимального давления примем, что площадь суммарного износа изменяется от $0,5 \text{ мм}^2$ до $1,6 \text{ мм}^2$. Подставив эти значения износов в диагностическую модель определим величину изменения давления при оборотах прокрутки вала от 100 до 300 мин^{-1} с шагом 50 мин^{-1} . Выбор шага связан с погрешностью измерений мотор-тестеров применяемых при диагностировании двигателей. Результаты вычислений величины давления для поршневых колец в холодном двигателе, имеющего температуру охлаждающей жидкости 20°C представлены в таблице 1, а результаты при температуре охлаждающей жидкости 90°C представлены в таблице 2.

Таблица 1 результаты вычислений величины давления при $T_{\text{о.ж}}=20^\circ\text{C}$:

n	S=0,5 мм ²	S=1,6 мм ²
100	11,55	6,25
150	13,15	8,31
200	14,09	9,77
250	14,7	10,84
300	15,14	11,67

Таблица 2 результаты вычислений величины давления при $T_{0.ж}=90^{\circ}C$:

n	$S=0,5 \text{ мм}^2$	$S=1,6 \text{ мм}^2$
100	11,83	6,35
150	13,38	8,41
200	14,28	9,88
250	14,87	10,95
300	15,28	11,76

Используя диагностическую модель мы определили величину давления конца сжатия для аналогичных режимов при износе цилиндров. Результаты вычислений представлены в таблице 3 и 4.

Таблица 3 величина давления конца сжатия при износе цилиндров:

n	$S=0,5 \text{ мм}^2$	$S=1,6 \text{ мм}^2$
100	12,39	7,75
150	13,79	9,64
200	14,61	10,94
250	15,14	11,89
300	15,52	12,61

Таблица 4 величина давления конца сжатия при износе цилиндров:

n	$S=0,5 \text{ мм}^2$	$S=1,6 \text{ мм}^2$
100	12,7	7,9
150	14,04	9,78
200	14,82	11,08
250	15,32	12,01
300	15,67	12,72

Величина изменения структурного параметра ΔS вызвавшая изменение давления конца сжатия составляет $1,1 \text{ мм}^2$. Вычислим величину изменения

давления ΔP и коэффициента чувствительности для различных режимов прокрутки вала двигателя стартером. Результаты представлены в таблице 5 и 6.

Таблица 5 поршневые кольца:

Коэффициент при 363 К	Коэффициент при 293 К
4,981818182	4,818181818
4,518181818	4,4
4	3,927272727
3,563636364	3,509090909
3,2	3,154545455

Таблица 6 Цилиндр:

Коэффициент при 363 К	Коэффициент при 293 К
4,363636364	4,218181818
3,872727273	3,772727273
3,4	3,336363636
3,009090909	2,954545455
2,681818182	2,645454545

По полученным данным строим графики, которые наглядно отображают полученные нами значения. Графики изображены на рисунках 1 и 2 для поршневых колец и на рисунках 3 и 4 для цилиндра.

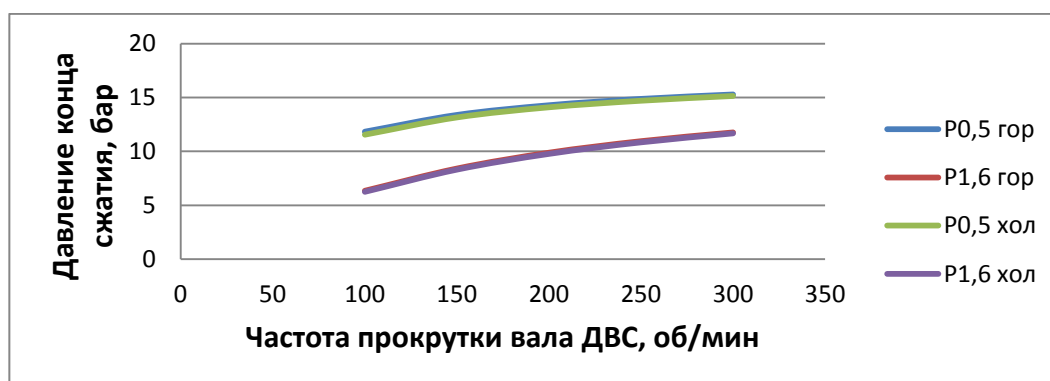


Рисунок 1 - Изменение давления конца сжатия в зависимости от износа поршневых колец на различных режимах прокрутки стартером.

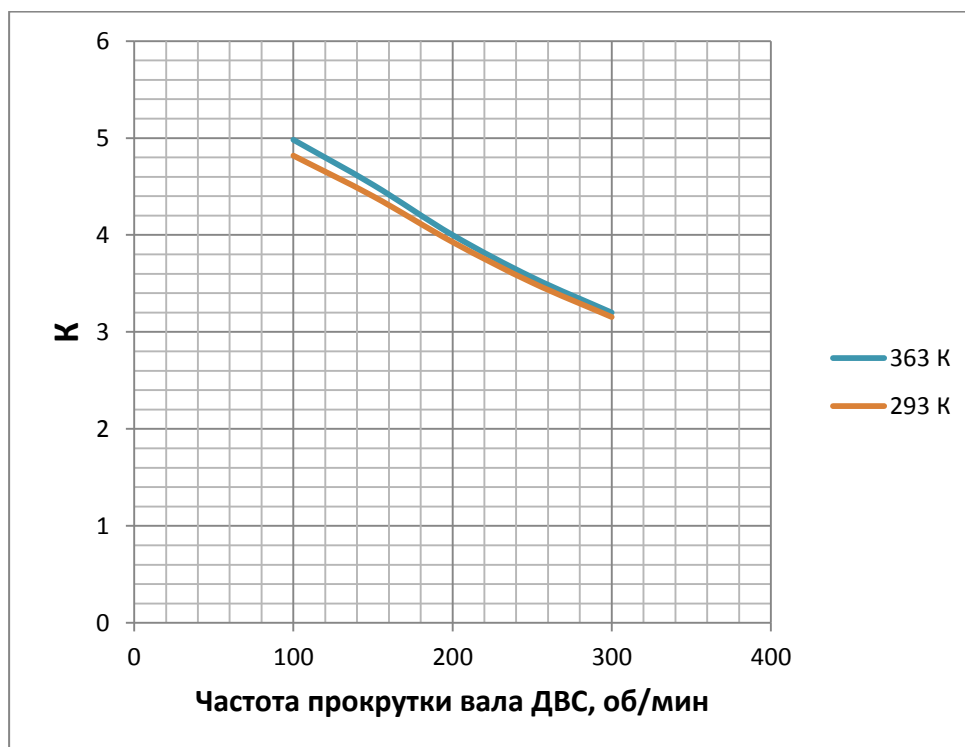


Рисунок 2 - Коэффициент чувствительности давления конца сжатия при износе поршневых колец на различных оборотах и на различной температуре двигателя.

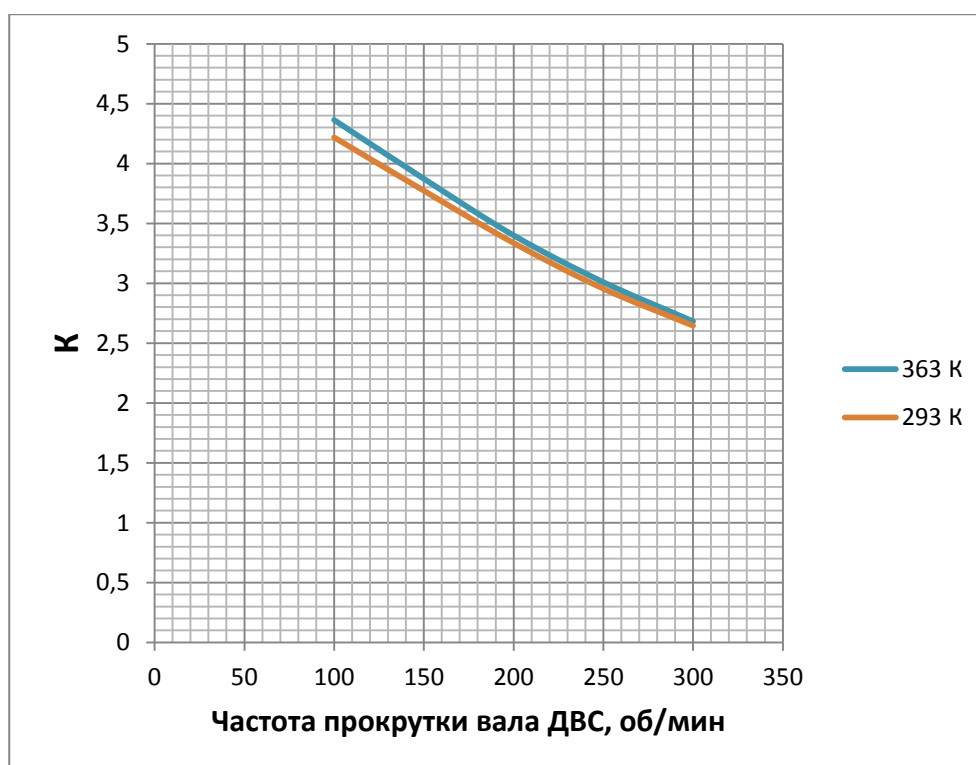


Рисунок 3 - Изменение давления конца сжатия в зависимости от износа цилиндра на различных режимах прокрутки стартером.

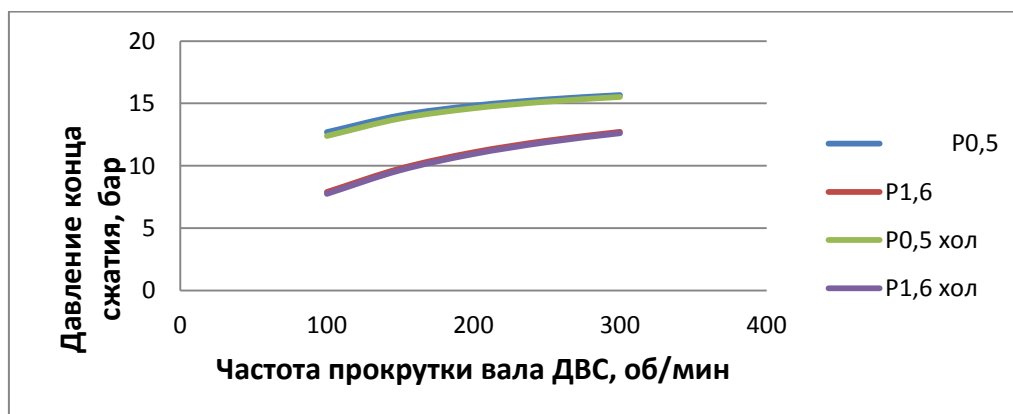


Рисунок 4 - Коэффициент чувствительности давления конца сжатия при износе гильзы на различных оборотах и на различной температуре двигателя.

Давление, безусловно, является одним из важнейших параметров КПД, который стоит учитывать, но как оказалось фаза более чувствительна.

Чтобы вычислить, как будет смещаться фаза в зависимости от различных режимов диагностирования рассмотрим в нашей диагностической модели, ранее полученные нами результаты по давлению конца сжатия и выберем на каком угле прохождения поршня создается максимальное давление. Для получения более точных значений, шаг сократили до 25мин^{-1} .

Данные в смещении градусов при различных температурах и на различных цилиндрах при износе поршневых колец представлены в таблице 7 и 8.

Таблица 7 Температура ДВС 20°C :

n	S=0,5 мм ²	S=1,6 мм ²
100	6,5	17
125	5	14
150	4,5	12
175	4	10,5
200	3,5	9,5
225	3	8,5
250	2,5	7,5
275	2,5	7
300	2	6,5

Таблица 8 Температура ДВС 80°C:

n	P0,5 гор	P1,6 гор
100	6,5	17
125	5	14
150	4,5	12
175	4	10,5
200	3,5	9,5
225	3	8,5
250	2,5	7,5
275	2,5	7
300	2	6,5

Величина изменения структурного параметра ΔS вызвавшая смещение фазы составляет 1,1 мм². Вычислим величину смещения фазы $\Delta\Pi$ и коэффициента чувствительности для различных режимов прокрутки вала двигателя стартером. Результаты представлены в таблице 9.

Таблица 9 Величина смещения фазы $\Delta\Pi$ и коэффициента чувствительности для различных режимов прокрутки вала двигателя стартером:

Коэффициент при 363 К	Коэффициент при 293 К
9,545454545	9,545454545
8,181818182	8,181818182
6,818181818	6,818181818
5,909090909	6,363636364
5,454545455	5
5	5
4,545454545	4,545454545
4,090909091	4,090909091
4,090909091	4,090909091

По полученным данным строим графики, которые наглядно отображают полученные нами значения. Графики представлены на рисунках 5 и 6

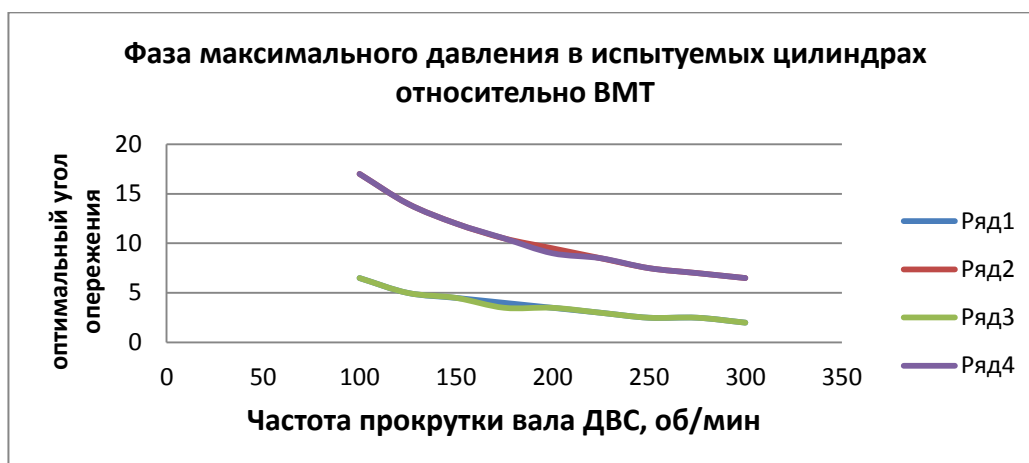


Рисунок 5 - Фаза максимального давления в испытуемых цилиндрах относительно ВМТ при износе поршневых колец.

где ряд 1 и 3 смещение фазы в хорошем цилиндре с утечкой $S=0,5\text{мм}^2$, а ряд 2 и 4 смещение фазы в изношенном цилиндре с утечкой $S=1,6\text{мм}^2$.

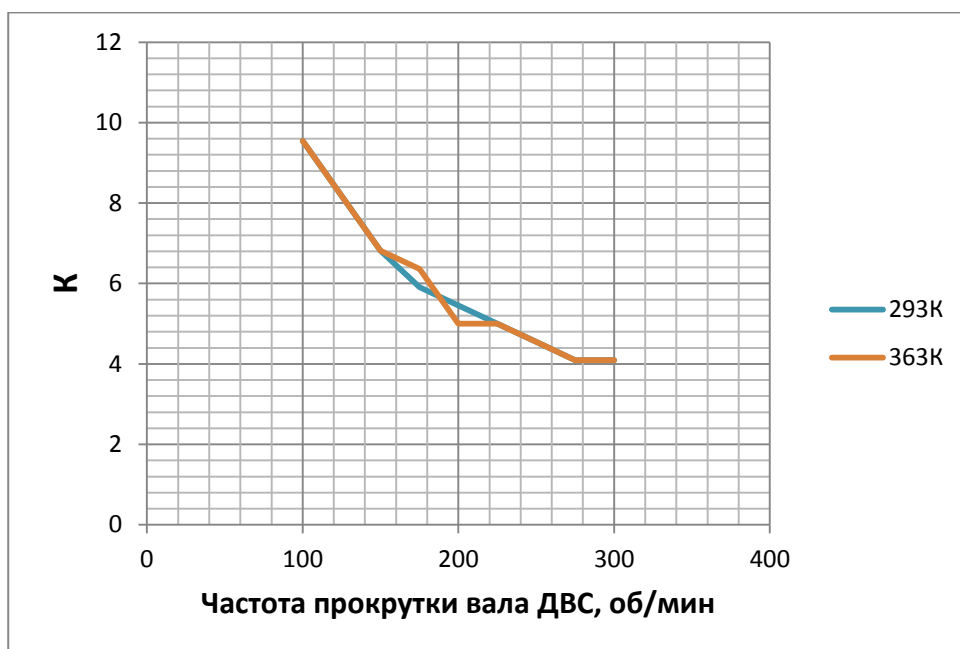


Рисунок 6 - Коэффициент чувствительности смещения фазы при износе поршневых колец на различных оборотах.

Выбор режимов диагностирования.

Модель предусматривает постоянную скорость вращения коленчатого вала. В реальном процессе частота вращения коленчатого вала значительно меняется за

время одного оборота. На частоту вращения будут влиять состояние ЦПГ, температура двигателя, состояние стартера и аккумулятора.

Выбирая диагностические параметры мы приводили расчеты того как температура охлаждающей жидкости влияет на давление конца сжатия и на смещение фаз. Оказалось, что температура охлаждающей жидкости оказывает незначительное значение на давление конца сжатия и на коэффициент чувствительности, которыми можно пренебречь. Анализ влияния температуры представлены в предыдущем пункте. Дальнейшие расчеты выбора режима диагностирования проводились при одной температуре охлаждающей жидкости равной 20°C.

Застабиллизировать частоту прокрутки коленчатого вала двигателя мы не можем, поэтому на результаты диагностирования будет оказывать влияние способ измерения частоты вращения (средняя за оборот, средняя за время сжатия, средняя за процессы сжатия и расширения). Используя диагностическую модель, определим величину погрешности степени износа ЦПГ в зависимости от способа измерения частоты вращения.

Для этого рассчитаем величину вариации оборотов двигателя на двух режимах.

Вариацию оборотов и как следствие изменение оценки зазора утечки мы можем вычислить по снятой нами осциллограмме положения коленчатого вала представленной на рисунке 7, показания снимали при минимально допустимом напряжении АКБ (9В).

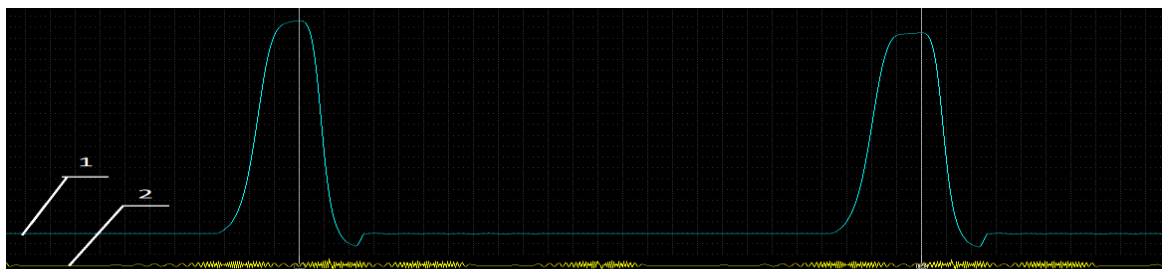


Рисунок 7 - Осциллограммы давления в надпоршневом пространстве цилиндра при утечке $P=0,5$ и положения коленчатого вала двигателя. 1-осциллограмма давления в надпоршневом пространстве цилиндра 2-осциллограмма датчика положения коленчатого вала

Скорость прокрутки определялась по осциллограмме положения коленчатого вала. На зубчатом колесе имеются 58 зубьев, на одном участке имеется пропуск в два зуба который фиксируется на осциллограмме характерным скачком. Конструкция двигателя сделана так, что ВМТ 2 и 4 цилиндров начинается с 20го зуба, а 1 и 3 с 8го зуба. Зная фазы открытия и закрытия клапанов несложно вычислить время каждого такта за оборот. В программе USB Осциллограф есть два маркера которые показывают время между собой в зависимости от положения маркеров на осциллограмме зафиксированных в своих положениях. Время указывается с точностью до миллисекунды. Минимальная скорость прокрутки при 293 К при минимально допустимом напряжении АКБ (9В) составила 41 об/мин. и давление 7,26 бар, а максимальная скорость 88 об/мин. и давление 10,98 бар.

Таким образом зная разницу в давлениях при максимальных и минимальных оборотах, а так же коэффициент чувствительности, рассчитанный в таблице 9, мы можем рассчитать погрешность.

Погрешность рассчитывается следующим образом:

$$\Delta S = \frac{P_1 - P_2}{K} \quad (2.3)$$

где P1 максимальное давление, P2 минимальное давление.

$$\Delta S = \frac{10,98 - 7,26}{5} = 0,74 \text{ мм}^2$$

На следующей осциллограмме представленной на рисунке 8, показания снимали при полностью заряженной АКБ (12 В).

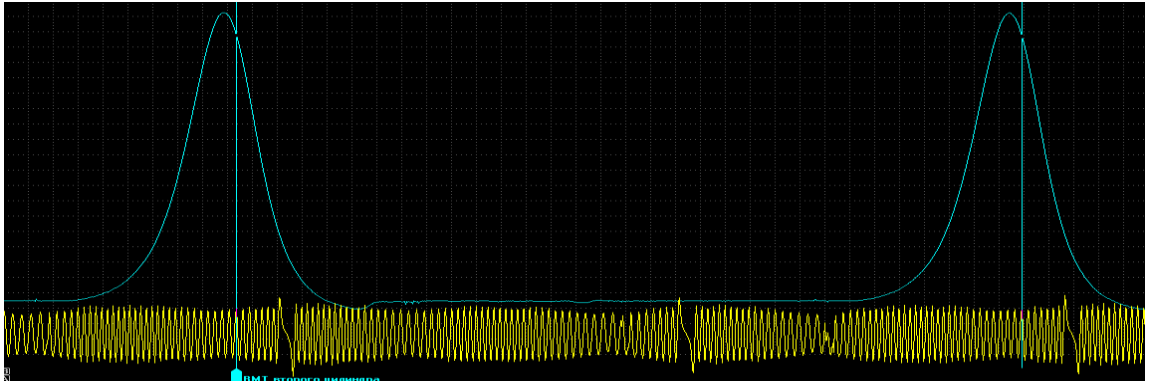


Рисунок 8 - Осциллограммы давления в надпоршневом пространстве цилиндра при утечке $P=0,5$ и положения коленчатого вала двигателя.

Ошибка рассчитывается следующим образом:

$$S = \frac{P_1 - P_2}{K} \quad (2.31)$$

где P_1 максимальное давление, P_2 минимальное давление.

$$S = \frac{14,24 - 13,96}{4} = 0,07 \text{ мм}^2$$

На этих режимах проверили и изношенный цилиндр, с утечкой $1,6 \text{ мм}^2$ расчеты приведены ниже.

На следующей осциллограмме, представленной на рисунке 9, показания снимали при минимально допустимом напряжении АКБ (9В).

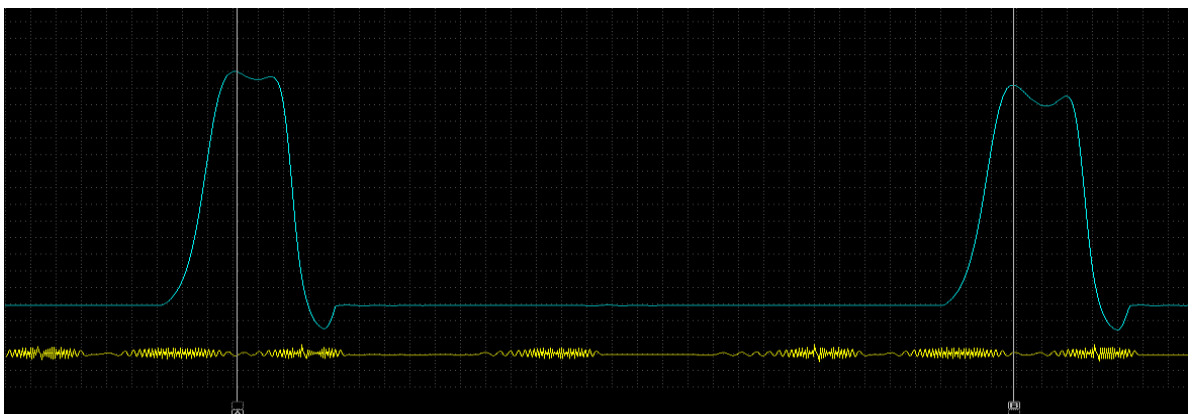


Рисунок 9 - Осциллограммы давления в надпоршневом пространстве цилиндра при утечке $P=1,6$ и положения коленчатого вала двигателя.

Ошибка рассчитывается следующим образом:

$$S = \frac{P_1 - P_2}{K} \quad (2.32)$$

где P_1 максимальное давление, P_2 минимальное давление.

$$S = \frac{5,62 - 3,6}{4} = 0,404 \text{ мм}^2$$

На следующей осциллограмме (рис. 10) представленной, показания снимали при полностью заряженной АКБ (12 В).

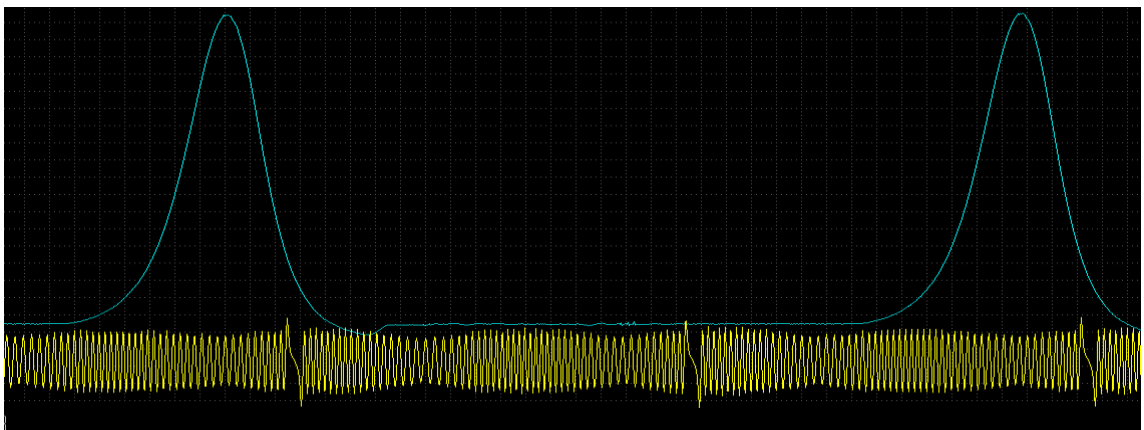


Рисунок 10 - Осциллограммы давления в надпоршневом пространстве цилиндра при утечке $P=1,6$ и положения коленчатого вала двигателя.

2.2 Выводы по главе

Проанализировав осциллограммы, пришли к следующим выводам, что хоть и модель успешно пересчитывает значения под различные обороты коленчатого вала, но в качестве режимов диагностирования следует выбрать обороты коленчатого вала, создаваемые стартером во время прокрутки, а именно районе 200 об/мин, так как на данном режиме ошибка минимальна. При диагностировании следует учитывать оба параметра, а именно давление конца сжатия и смещение фазы.

При отсутствии утечек уменьшение объема надпоршневого пространства всегда вызывает рост давления. При износе ЦПГ появляется расход воздуха из

надпоршневого пространства. Если расход воздуха из надпоршневого пространства меньше скорости уменьшения объема, то рост давления продолжится. Если расход воздуха больше скорости уменьшения объема, то давление будет уменьшаться. В начале сжатия расход воздуха в несколько раз меньше чем в конце такта сжатия, поэтому, в первую очередь, уменьшение давления происходит в конце такта сжатия. Если бы утечка была в начале такта сжатия, то давление не создавалось бы вовсе. Расход воздуха из надпоршневого пространства пропорционален так же степени износа (зазору) в сопряжении цилиндр-поршень, при отсутствии износа вверху сопряжения цилиндр-поршень, будет отсутствовать расход воздуха, а следовательно и смещение фазы максимального давления. Отсюда можно сделать вывод, что смещение фазы является следствием износа сопряжения цилиндр-поршень, только верхней части ЦПГ. По этой причине смещение фазы максимального давления может быть использована в качестве диагностического параметра, только степени износа верхней части сопряжения. Тем не менее этот показатель очень важен для процесса запуска двигателя, так как характеризует момент достижения максимальной температуры топливно-воздушной смеси.

Глава 3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Общая методика экспериментальных исследований

Для решения поставленной задачи была разработана установка.

Методика исследований предполагает решение задачи оценки достоверности диагностирования ЦПГ по осциллограммам давления и положения коленчатого вала. Общая методика представлена на рисунке 3.1.

Наша диагностическая модель учитывает постоянную утечку в сопряжении цилиндр-поршень, которая образуется при износе поршневых колец и гильзы, но в реальности утечка может варьироваться на любом участке прохождения поршня т.к. на это будет влиять состояние структурных параметров гильзы (профиль износа по высоте, профиль износа гильзы по окружности, высота микронеровностей, взаимное расположение износов кольца и гильзы и т.п.) все они носят случайный характер и давление конца сжатия является интегральной характеристикой износов ЦПГ. Примем, что износ цилиндров одинаков, если суммарный объем утечек в процессе сжатия на выбранном режиме диагностирования одинаков. Одним из требований при проведении экспериментальных исследований является возможность независимого управления аргументом исследуемой функции. Исследуемой функцией является зависимость давления конца сжатия от степени износа ЦПГ. Очевидно, что задавать степень износа ЦПГ при наличии нескольких структурных параметров крайне затруднительно. По этой причине задавать техническое состояние ЦПГ мы будем за счет установки известного жиклера связывающего поршневое пространство с атмосферой. При этом все остальные структурные параметры должны иметь номинальное значение, то есть цилиндр должен быть новым. Техническое состояние цилиндра проверялось с помощью пневмотестера. Это позволит достоверно исследовать зависимость давления конца сжатия, фазы от степени износа на выбранных диагностических режимах.

Объектом испытаний является цилиндропоршневая группа двигателя ЗМЗ-406.

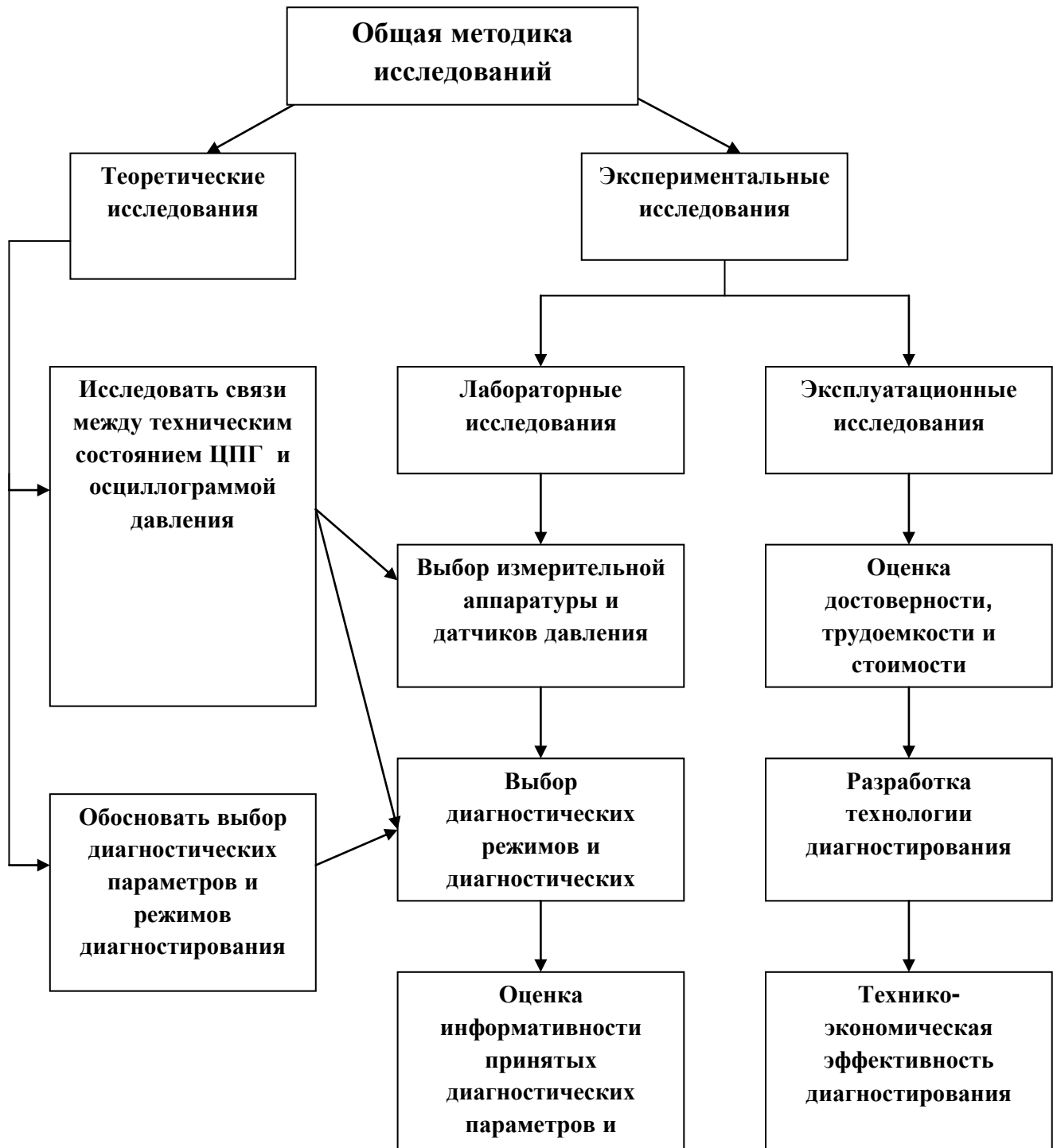


Рисунок 3.1 - Общая методика исследований

3.2 Выбор оборудования

Выбор двигателя ЗМЗ-406 объясняется тем, что он имеет коэффициент приспособлению к диагностированию характерный для большинства современных автомобилей.

Для тарировки датчика давления и предварительной оценки технического состояния ЦПГ был выбран воздушный компрессор Aircast СБ4/С-100.LB50 изображенный на рисунке 3.2. Компрессор оснащен манометром, с целью наибольшей достоверности его показания сравнили с показаниями поверенного манометра с классом точности 0,5 марки «Manotherm» Характеристики компрессора в таблице 3.1

Таблица 3.1 Характеристики компрессора.

Вид компрессора	Поршневой
Тип привода	Ременный
Объем ресивера	100 л.
Количество цилиндров	2
Ступени сжатия	1
Производительность	630л/мин
Давление	10 бар
Мощность двигателя	4 кВт
Напряжение	380 В
Масса	144 кг



Рисунок 3.2 - Воздушный компрессор.

Для оценки технического состояния ЦПГ двигателя был выбран пневмотестер модели К-69М, так как этот прибор имеет высокую достоверность оценки зазоров утечки при заданном положении поршня.

Прибор К-69М изображенный на рисунке 3.3 служит для проверки герметичности надпоршневого пространства. С его использованием была вычислена предельная утечка. предельная утечка для двигателя ЗМЗ-406 в 28%, эквивалентна 1,6мм².



Рисунок 3.3 - Прибор К-69М.

Датчик давления. Датчик – это устройство преобразующие физическую величину давления в электрический сигнал. В состав датчика могут входить функциональные узлы: чувствительный элемент, непосредственно воспринимающий измеряемую величину и преобразующий её в электрический сигнал; преобразователи, осуществляющие преобразование энергии (усиление, детектирование, фильтрация, АЦП-преобразование).

Выбор данного датчика обосновывается тем, что он полностью соответствовал необходимым для проведения эксперимента характеристикам и точностью.

Характеристики датчика:

- Диапазон давления: от 0 до 16 бар.
- Давление перегрузки: в 1,5 раза.
- Точность: $\pm 0,25\%$; $\pm 0,5\%$.
- Температура смещения нуля: 0,03%
- Диапазон термокомпенсации : 0-50°C.

- Температура эксплуатации: от -30 до 80°C.
- Источник питания: 15-30В пост. тока.
- Входной сигнал 4-20мА.
- Подключение двухпроводное.



Рисунок 3.4 - Датчик давления.

Датчик давления необходимо питать блоком питания в 22 В.

Для этого специально был разработан источник питания соответствующий нашему датчику. Схема блок питания представлена на рисунке 3.4 включает в себя трансформатор на 36 В, конденсатор, сопротивление 140 Ом и стабилитрон модели Д816А. Сопротивление было рассчитано исходя из формулы 3.1.

$$R_{\text{нагр}} = \frac{U_{\text{питания датчика}} - 15\text{В}}{I}, \quad (3.1)$$

$$R_{\text{нагр}} = \frac{22 - 15}{0,02} = 350 \text{ Ом}$$

$$U_{\text{питания датчика}} = 36 - 14 = 22\text{В}$$

$I = 20 \text{ мА}$ – максимальный ток

Расчет сопротивления: $36 - 22 = 14 \text{ В}$

$$R_{\text{сопр}} = \frac{14}{0,1} = 140 \text{ Ом}$$

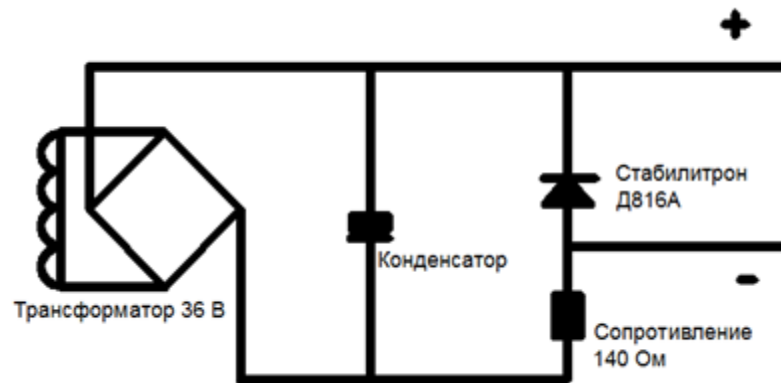


Рисунок 3.5 - Схема блока питания.

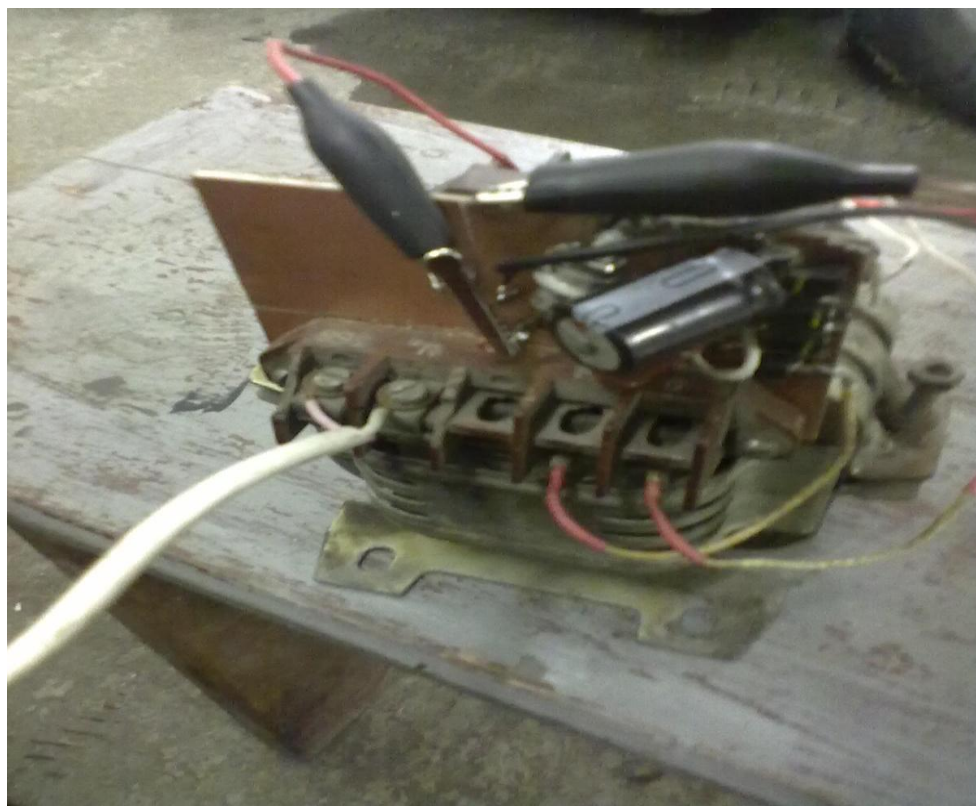


Рисунок 3.6 - Блок питания.

Осциллограф Постоловского

Программа «UsbOscilloscope» предназначена для мониторинга, сохранения и анализа принятых аналоговых и цифровых сигналов с целью поиска неисправностей в электронных системах автомобиля и диагностики механики бензиновых двигателей. Программа работает с устройством USB-осциллографа.

Режим аналогового осциллографа:

- Количество аналоговых входов 8.
- Канальность осциллографа: 1, 2, 4, 8(по выбору)
- Разрядность АЦП: 12 бит.
- Диапазон входного напряжения: +/- 15В с дискретностью 7,3 мВ.
- Максимальная частота оцифровки: 50кГц.

Прибор подключается к ПК через USB-порт.



Рисунок 3.7 - Осциллограф Постоловского.

3.3 Методика проведения исследования.

Чтобы оценить достоверность нашего метода, изначально герметичность камеры сгорания проверили прибором К-69М представленного на рисунке 3.2. Для большей достоверности выявления состояния ЦПГ, герметичность проверили в 4х точках, на начале такта сжатия при угле в 46 градусов когда клапана закрыты, последующие два через 30 градусов и в ВМТ. Точность выставления поршня осуществляется по зубчатому колесу расположенному на коленчатом вале

двигателя путем прокручивания вала ключом, 1 зуб равен 6 градусам. Эксперимент по цилиндрам проводили в порядке работы цилиндров, то есть 1-3-4-2 с целью избегания лишних прокручиваний коленчатого вала. Вкрутив в свечное отверстие переходник для прибора К-69М, приступили к «продувке» надпоршневого пространства цилиндра. Подавая воздух в прибор К-69М из компрессора выбрали цилиндр с степенью износа в 14% и с мин вариацией 7 %, это предельная точность прибора К-69М в диапазоне износа двигателя более 10%. Результаты измерения герметичности представлены в таблице 3.2

Таблица 3.2 Результаты измерений:

№ цилиндра	Утечка в ВМТ %	Утечка на угле 116° в %	Утечка на угле 86° в %	Утечка на угле в 46° в %
1	32	30	25	24
2	22	20	19	18
3	29	24	21	20
4	14	12	11	11

Эти измерения провели еще с одним двигателем ЗМЗ-406 с новой цилиндропоршневой группой. Так же был выбран цилиндр с минимальной утечкой которая по показаниям прибора К-69М составила 5%. Этот цилиндр идеально подойдет для искусственной имитации утечки при помощи нашего переходника с жиклером.

Так как мы не можем сравнивать компрессию и утечку из-за разного износа цилиндра по высоте, поэтому для измерений выбрали два цилиндра, новый и изношенный. Вся пропускная способность складывается через зазоры ЦПГ и через жиклер.

Тарировка датчика давления осуществлялась при использовании следующей установки изображенной на схеме. Схема представлена на рисунке 3.4.

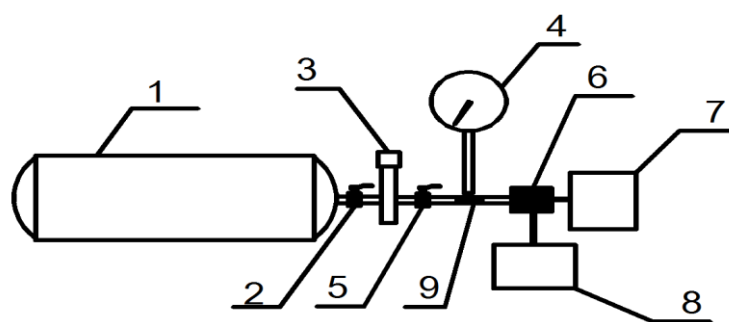


Рисунок 3.8 - Схема тарировки датчика.

где: 1- Ресивер компрессора, 2- запорный вентиль, 3- Редуктор, 4- Эталонный манометр, 5-винт для сброса давления 6- Датчик давления, 7- Осциллограф Постолювского, 8 – Блок питания, 9 – Тройник.

Перед проведением тарировки были проведены следующие операции: 1- разобцили ресивер компрессора и редуктор с помощью трех ходового крана 2.

2-создали давление в ресивере компрессора 11 бар.

3-ручку регулировки давления редуктора выкрутили до освобождения пружины редуктора (установили нулевое значение на выходе редуктора)

4-включили блок питания, осциллограф и зафиксировали показания напряжения считанное осциллографом с датчика давления.

При проведении тарировки сообщили ресивер компрессора с редуктором с помощью запорного крана. Редуктором установили давление 1 бар по контрольному манометру, открыли кран и редуктором по контрольному манометру скорректировали давление 1 бар и записали показания напряжения фиксируемого осциллографом. Данную процедуру проводили с шагом 1 бар до давления 10 бар. Затем провели измерения в обратном порядке, при понижения давления от 10 до 0 бар с шагом 1 бар. Давление снижали при помощи спускного крана сообщая магистраль с атмосферой при закрытом выходе с ресивера компрессора. Провели три повторности в результате которых вывели среднее

значение. Данные представленные в таблице 3.3

Таблица 3.3 Результаты измерений:

Давление (бар)	Напряжение (вольт) на возрастании давления			Напряжение (вольт) на понижении давления		
	0	1,913	1,975	1,918	1,910	1,974
1	2,426	2,453	2,464	2,429	2,443	2,459
2	2,870	2,875	2,854	2,853	2,873	2,847
3	3,327	3,334	3,346	3,311	3,315	3,334
4	3,788	3,767	3,757	3,811	3,760	3,747
5	4,235	4,277	4,254	4,266	4,247	4,245
6	4,734	4,754	4,743	4,726	4,753	4,737
7	5,190	5,198	5,178	5,196	5,190	5,169
8	5,620	5,633	5,607	5,646	5,626	5,608
9	6,140	6,148	6,138	6,144	6,138	6,135
10	6,678	6,686	6,680	6,680	6,688	6,679

Так как нам необходима постоянная утечка, специально для нашего эксперимента был разработан переходник с искусственной имитацией утечки. Эта операция проводится на новом цилиндре с минимальной вариацией утечки по высоте цилиндра.



Рисунок 3.9 – Жеклер.

Подготовка эксперимента:

Отсоединили высоковольтные провода и отключили питание от катушек зажигания. Из блока цилиндров вывернули все свечи зажигания. В первый цилиндр исследуемого двигателя ЗМЗ-406 ввернули переходник, в него установили датчик давления и подключили к источнику питания и к осциллографу Постоловского. На компьютере запустили программу USB-осциллограф и выставили необходимые значения: 1) количества подключаемых сигналов (в нашем случае два), 2) скорости развертки сигнала (10 мс), 3) шкалу напряжения сигнала на осциллограмме давления(0,2 В), 4) на осциллограмме положения коленчатого вала (2 В).

К датчику коленчатого вала подключились через разъем при помощи проводов с ответвлениями, представленных на рисунке 3.5

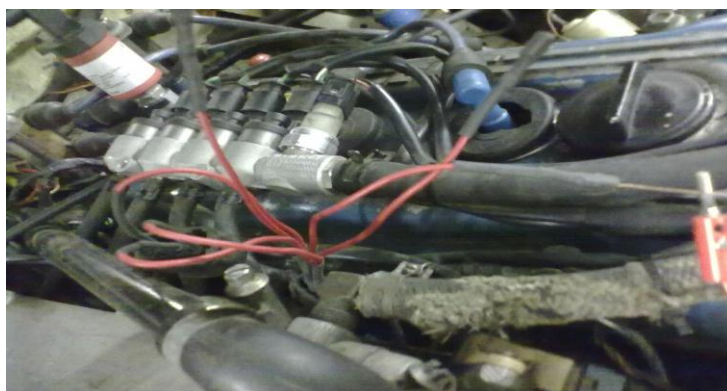


Рисунок 3.10 - Провода с ответвлениями.

Общая погрешность всего измерительного тракта не превышает 0,85%, в нее входит погрешность манометра 0,5% и погрешность датчика 0,25%, погрешность осциллографа 0,073В это 0,16 бар. $17 \text{ бар} - 100\% = 0,1\%$

Результаты эксперимента

Эксперимент проводили в следующей последовательности:

Включили запись в программе USB-осциллограф. Полностью открыв дроссельную заслонку, чтобы двигатель перешел в режим прокрутки, прокрутили двигатель стартером до получения устойчивых осциллограмм.

Данную операцию провели на цилиндрах с минимальной вариацией утечки по высоте цилиндра. Два из них изношенные, один с утечкой 14% и вариацией 3%, второй с утечкой 22% и вариацией 4%. Другие два цилиндра новые, прошедшие обкатку, один из них с утечкой 9% и вариацией 2,5%, второй с утечкой 5% и вариацией 2,5%. В новых цилиндрах для искусственной имитации утечки применяли жиклеры с калиброванными отверстиями. Жиклеры имели различные диаметры отверстий: 0,98мм²(18%), 1,2мм²(22%), 1,5мм²(26%), 2мм²(35%). Общая утечка включает в себя утечку жиклера и утечки ЦПГ. Скорость вращения коленчатого вала рассчитывается по осциллограмме, для этого потребуется время замеренное в миллисекундах при помощи маркеров, перевести в секунды, а затем 60 секунд разделить на полученное значение, это и будут обороты коленчатого вала в минуту. Подставим данные в нашу диагностическую модель и сравним на сколько рассчитанное давление совпадает с показаниями датчика давления. В таблице 3.4 представлены данные с изношенных цилиндров, в таблице 3.5 данные с новых цилиндров без имитации утечки, а в таблице 3.6 данные с новых цилиндров с имитацией утечки при помощи жиклеров.

Таблица 3.4 Данные изношенных цилиндров:

№ цилиндра	Обороты коленчатого вала (n)	Площадь утечки (мм ²)	Давление рассчитанное по модели (бар)	Давление снятое с датчика (бар)
1	211	0,8	12,87 (175 °)	11,8
2	209	1,2	11,28 (173 °)	10

Таблица 3.5 Данные новых цилиндров.

№ цилиндра	Обороты коленчатого вала (n)	Площадь утечки (мм ²)	Давление рассчитанное по модели (бар)	Давление снятое с датчика (бар)
1	212	0,3	15,27 (178 °)	14,8
2	216	0,5	14,31 (177 °)	13,7

Таблица 3.6 Данные новых цилиндров с имитацией утечки при помощи жиклеров.

№ цилиндра	Обороты коленчатого вала (n)	Общая площадь утечки (мм ²)	Давление рассчитанное по модели бар, (град.п.к.в)	Давление снятое с датчика (бар)
1	208	1,28	15,27 (178 °)	15,2
2	206	1,48	14,31 (177 °)	14,3
1	207	1,5	10,24(171,5°)	10,2
2	206	1,7	9,63 (170,5°)	9,6
1	203	1,8	9,27(170 °)	9,2
2	198	2	8,63 (168,5°)	8,6
1	202	2,3	8,03 (167,5°)	7,9
2	203	2,5	7,63 (166,5°)	7,6

3.4 Выводы по главе

1. Оценка зазоров износа ЦПГ по осциллограмме давления на такте сжатия проводится с погрешностью 0,8%. Об этом свидетельствуют данные полученные экспериментальным путем.

2. Диагностическая модель описывает процесс сжатия с высокой достоверностью при износе цилиндра одинакового по высоте . Достоверность для цилиндров изношенных случайным образом значительно ниже.

3. Для повышения достоверности диагностической модели необходимо вводить в нее не величину постоянного зазора, а величину утечки при различных положениях поршня. Чем больше точек, тем выше достоверность модели.

Глава 4 ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА

4.1 Результаты эксплуатационных испытаний

Сравнение результатов диагностирования ЦПГ двигателей при безразборном методе с результатами других способов диагностирования показало одни из самых лучших результатов по достоверности. Достоверность диагностирования определяли по пяти автомобилям в автосервисе «Интервал».

В результате проведения эксплуатационных испытаний была разработана технологическая карта процесса диагностирования ЦПГ в режиме прокрутки коленчатого вала двигателя, представленная в виде таблицы 4.1

Таблица 4.1 Технологическая карта процесса диагностирования ЦПГ в режиме прокрутки коленчатого вала двигателя

№ опер.	Наименование операции	Профессия исполнителя	Место исполнения	Трудоемкость, ч-мин	Оборудование
1	2	3	4	5	6
1	Установка автомобиля на пост	Слесарь 2 р.	пост	2	
3	Открыть капот автомобиля	Слесарь 2 р.	Внутри автомобиля	1	
4	Выкрутить свечи из блока цилиндров	Слесарь 2 р.	Перед капотом автомобиля	5	
5	Вкрутить в один из цилиндров переходник с датчиком	Слесарь 2 р.	Перед капотом автомобиля	1	

6	Подключить провода с ответвлениями в разъем от датчика коленвала	Слесарь 2 р.	Перед капотом автомобиля	3	
7	Включить программу USB-Осциллограф на компьютере	Слесарь 2 р.	За диагностическим столом	2	
8	Подсоединить провода	Слесарь 2 р.	Диагностический стол	5	
9	Включить в розетку блок питания	Слесарь 2 р.	Диагностический стол	0,5	
10	Включаем режим записи осциллограмм на программе USB-Осциллограф	Слесарь 2 р.	Диагностический стол	0,1	
Режим диагностирования					
11	Открыть дроссельную заслонку на 100%.	Слесарь 2 р.	Внутри автомобиля	0,1	
12	Прокручиваем стартером вал двигателя в течение 3...4 сек.	Слесарь 2 р.	Внутри автомобиля	0,5	
13	Выключаем режим записи осциллограмм на программе USB-	Слесарь 2 р.	Диагностический стол	0,1	

	Осциллограф				
14	Переставляем переходник с датчиком в следующий цилиндр	Слесарь 2 р.	Перед капотом автомобиля	2	
15	Повторяем операции с 10 по 14 до конца диагностирования всех цилиндров	Слесарь 2 р.	Внутри автомобиля	0,1	
25	Полученные значения частоты вращения коленчатого вала двигателя и давления конца сжатия подставляем в модель	Слесарь 2 р.	Диагностический стол	5	
26	По полученным результатам по модели диагностирования определяем величину износа ЦПГ.	Слесарь 2 р.	Диагностический стол	3	

В результате хронометрирования операций процесса диагностирования общее время диагностирования ЦПГ двигателя безразборным методом для одного автомобиля Газ составляет 36,3 чел. мин.

Достоверная оценка технического состояния ЦПГ указанным способом позволяет избежать дорогостоящего ремонта двигателя и свести до минимума простой автомобиля при капитальном и текущем ремонте двигателя, повысить коэффициент технической готовности мобильных машин.

4.2 Оценка экономической эффективности использования результатов проведенных испытаний

Предлагаемый метод диагностирования может использоваться на СТО и постах диагностики, в зонах ТО и ТР и на контрольно-пропускных пунктах гаражей.

Экономическая оценка методики и технологии диагностирования для предприятий с любым количеством автомобилей проводилось в соответствии с принятыми методическими рекомендациями и требований ГОСТ [36].

Расчет проводился согласно ценам на конец 2015 года. Исходные данные для расчета экономического эффекта представлены в таблице 4.1.

Внедрение результатов исследования позволило исключить 13 % отказов двигателя за счет своевременного обслуживания двигателя.

За базовый прибор был взят пневмотестер, так как он имеет высокую достоверность и имеет схожие затраты на обслуживание с нашим методом диагностирования, но он обладает большей трудоемкостью. К тому же пневмотестер неприменим на автомобилях с автоматической трансмиссией, а сейчас их количество возросло и составляет до 50% согласно данным «автостат».

Расчет годового экономического эффекта проведен по экономии приведенных затрат в сфере производства и эксплуатации базовых и предлагаемых средств диагностирования.

Основная экономия от внедрения нового метода, будет происходить за счёт предотвращения отказов ЦПГ. Отказ цилиндра из-за износа ЦПГ приводит к увеличению расхода бензина, масла, к увеличению износа основных сопряжений двигателя за счёт разжижения масла в картере, за счёт смывания масла со стенок цилиндра. Каждая сниженная атмосфера (единица измерения компрессии) увеличивает расход на 10%. Расход масла может достигать 200 граммов на 1000 километров. За время эксплуатации автомобиля в течении года расходы на ГСМ могут составить 3000 руб. Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 Исходные данные для расчета экономического эффекта.

Затраты на эксплуатацию двигателя с изношенной ЦПГ(расход масла, топлива, снижение мощности).СД-способ диагностирования

Показатели и их обозначение	До внедрения	После внедрения
Балансовая стоимость СД Б, руб	7500	7100
Срок службы СД t_c , лет	7	7
Годовой пробег автомобиля L_r , км	20000	20000
Себестоимость С, руб	6500	6300
Трудоемкость одного диагностирования автомобиля T_d , чел.-ч	1	0,6
Квалификация обслуживающего персонала	5	5
Часовая тарифная ставка мастера-диагноста со всеми начислениями и премией Ч, руб/ч	200	200
Часовая тарифная ставка водителя со всеми начислениями и премией Ч, руб/ч	300	300
Количество диагностирований одной машины в год	1	1
Средняя наработка на отказ, t_{HO} , км	7000	7000
Средняя величина потерь от часа простоя машины $C_{чп}$, руб/ч	300	300
Норма реновационных отчислений на СД a , %	16,2	16,2

Затраты на ГСМ определяются из перерасхода моторного масла и топлива, которых можно было бы избежать при своевременном диагностировании и устранении неисправностей. Расчет произведен по средним статистическим данным при использовании базового метода и при использовании предлагаемого метода:

$$Z_{\text{масло}} = n \cdot \frac{L_{\Gamma}}{1000} \cdot P_{\text{кр}} , \quad (4.1)$$

где n -количество автомобилей; $L_{\text{км}}$ -пробег тыс.км; $P_{\text{гр}}$ -расход масла на тыс.км.

$$Z_{\text{масло}} = 50 \cdot \frac{20000}{1000} \cdot 200 = 200000 \text{ грамм} = 200 \text{ кг} \text{ моторного масла за год}$$

перерасходуется при неисправной ЦПГ.

Стоимость одного литра моторного масла 300руб

$$Z_{\text{масло}} = C_{\text{масло}} \cdot P_{\text{кг}} , \quad (4.2)$$

где $C_{\text{масло}}$ - цена за кг моторного масла; $P_{\text{кг}}$ - расход в год на 50 автомобилей.

$$Z_{\text{масло}} = 300 \cdot 200 = 60000 \text{ руб в год затрачивается при неисправной ЦПГ.}$$

Расход топлива: при среднем расходе топлива 10л на 100км при исправной ЦПГ: Выходит 1л на 100км при $L_{\Gamma}=20000$

$$Z_{\text{ГСМ}} = \frac{L_{\Gamma}}{10} \cdot 32 , \quad (4.3)$$

где L_{Γ} пробег автомобиля в год; при цене топлива 32 рубля в год затраты составляют:

$$Z_{\text{ГСМ}} = \frac{20000}{10} \cdot 32 = 64000 \text{ руб.}$$

При неисправной ЦПГ перерасход может достигать 20%, а это дополнительные 12800 руб.

Фактические годовые эксплуатационные издержки потребителя на один автомобиль:

$$I_T = C_T + C_{\Pi} = Z_{\text{РЕН}} + Z_e + Z_{\text{ГСМ}} + Z_{\text{КР}} + Z_{\text{ТО}} + Z_{\text{ТР}} + Z_{\text{Д}} + C_{\Pi} , \quad (4.4)$$

Где C_T - годовые издержки на содержание одного автомобиля, руб.; C_{Π} - потери от простоя автомобиля, руб.; $Z_{\text{РЕН}}$ - затраты на реновацию автомобиля,

руб.; z_e - оплата труда механизатора, руб; $z_{ГСМ}$ - затраты на горючее, руб; $z_{КР}$, $z_{ТО}$, $z_{ТР}$ $z_{Д}$ - соответственно издержки на капитальный ремонт, техническое обслуживание, текущий ремонт и диагностирование автомобиля.

$I_T = C_T + C_{Пл} = 50000 + 450000 + 64000 + 2600 + 7800 + 500 = 574900$ руб при исправной ЦПГ применяя базовый метод.

$I_T = C_T + C_{Пл} = 50000 + 450000 + 76800 + 2600 + 7800 + 500 = 587700$ руб при неисправной ЦПГ применяя базовый метод.

$I_T = C_T + C_{Пл} = 50000 + 450000 + 64000 + 2600 + 7800 + 250 = 574650$ руб при исправной ЦПГ применяя новый метод.

$I_T = C_T + C_{Пл} = 50000 + 450000 + 76800 + 2600 + 7800 + 250 = 587450$ руб при неисправной ЦПГ применяя новый метод.

Пропускная способность диагностического поста при использовании базового метода составляет 4 автомобиля в день, в году 253 рабочих дня, следовательно пропускная способность в год составляет:

$$N_{АВТО} = 253 \cdot 4 = 1012 \text{ шт. в год,} \quad (4.5)$$

Из них 13% неисправны, что составляет 131 автомобиль.

Пропускная способность диагностического поста при использовании нового метода составляет 5 автомобиля в день, в году 253 рабочих дня, следовательно пропускная способность в год составляет:

$$N_{АВТО} = 253 \cdot 5 = 1265 \text{ шт. в год,} \quad (4.6)$$

Из них 13% неисправны, что составляет 164 автомобиля.

Суммарные затраты при использовании нового метода составляют:

$$\sum z_1 = \frac{N_{испр} \cdot z_{испр} + N_{неиспр} \cdot z_{испр}}{N_{авто}}, \quad (4.7)$$

$$\sum z_1 = \frac{1101 \cdot 574650 + 164 \cdot 587450}{1265} = 576309$$

Суммарные затраты при использовании базового метода составляют:

$$\sum Z_2 = \frac{N_{испр} \cdot Z_{испр} + N_{неиспр} \cdot Z_{испр}}{N_{авто}}, \quad (4.8)$$

$$\sum Z_2 = \frac{881 \cdot 574900 + 131 \cdot 587700}{1012} = 576556$$

Найдем разницу между суммарными затратами различных методов на один автомобиль по формуле:

$$Z_{разница} = \sum Z_2 - \sum Z_1, \quad (4.9)$$

$$Z_{разница} = 57556 - 57309 = 247 \text{ руб}$$

Учитывая мощность поста, которая составляет 1265 автомобилей в год и из числа этих автомобилей 13% эксплуатируются с неисправной ЦПГ, таким образом можно вычислить экономический эффект за год, который возникнет при внедрении нового метода. Рассчитаем экономический эффект по формуле:

$$\mathcal{E} = n \cdot Z_{разница}, \quad (4.10)$$

$$\mathcal{E} = 164 \cdot 247 = 40508 \text{ руб}$$

Срок окупаемости определяется:

$$C = \frac{B}{\mathcal{E}}, \quad (4.11)$$

$$C = \frac{7100}{40508} = 0,2 \text{ года}$$

Результаты расчета экономического эффекта от внедрения предлагаемого процесса диагностирования ЦПГ двигателя новым методом приведены в таблице 4.3:

Таблица 4.3 Результаты расчета экономического эффекта от внедрения предлагаемого метода диагностирования ЦПГ двигателя внутреннего сгорания.

Составляющие расчета и их обозначение	До внедрения	После внедрения
Фактические годовые эксплуатационные издержки потребителя на один автомобиль при исправной ЦПГ Ит, руб.	574900	574650
Фактические годовые эксплуатационные издержки потребителя на один автомобиль при неисправной ЦПГ Ит, руб.	587700	587450
Суммарные затраты при использовании методов	576556	576309
Срок окупаемости, лет		0,2

Приведенные расчеты показали высокую экономическую эффективность разработанного способа диагностирования ЦПГ и рекомендаций по его использованию в практике диагностирования.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

В результате обзора научно-исследовательских работ установлено, что существующие способы диагностирования имеют либо низкую достоверность, либо они не приспособлены к диагностированию современных автомобилей.

Получена диагностическая модель позволяющая определить давление конца сжатия при износе цилиндра с учетом основных факторов влияющих на этот параметр. Установлено, что основная погрешность диагностической модели заключается в отсутствии учета реальной утечки в зависимости от положения поршня. Диагностическая модель учитывает температурный диапазон двигателя от 20°С до 90°С и температурный диапазон воздуха от 20°С до 30°С.

Установлено, что наиболее чувствительным диагностическим параметром износа верхней части цилиндра является положение коленчатого вала в момент достижения максимального давления конца сжатия.

Установлено, что наиболее чувствительным комплексным диагностическим параметром для износа являются максимальное давление в конце такта сжатия и фаза давления конца такта сжатия.

Установлено, что наиболее высокую достоверность выше названные параметры имеют при прокрутке коленчатого вала при полностью заряженной аккумуляторной батарее.

Достоверность диагностирования технического состояния по осциллограмме давления при прокрутке вала двигателя стартером и постоянной утечкой составила 0,9 погрешность измерительного тракта составила 0,85.

Экономический эффект от внедрения одного диагностического средства составил 40508 руб. на один пост в год.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сапожников С.З. Китанин Э.Л. Термодинамика, Санкт-Петербургский государственный технический университет./ 1999г.
2. Л.В. Дементий, А.А. Кузнецов, Ю.В. Менафова. Сборник задач по технической термодинамике и теплопередаче./ Краматорск 2002г.
3. А.И. Колчин, В.П. Демидов. Расчет автомобильных и тракторных двигателей./Москва «высшая школа»2008г.
4. Гафиятуллин А.А. Обеспечение работоспособности шатунных подшипников автотракторных двигателей путем создания неразрывности масляного потока: Дис...к-та техн. наук. Саратов, 2005.
5. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебник для студ. учреждения сред. проф. образования / В.М. Власов, С.В. Жанказиев, С.М. Круглов и др.; Под ред. В.М. Власова. – М.: Издательский центр «Академия», 2003.
6. Семенов Н.В. Эксплуатация автомобилей зимой. М.: Транспорт, 1969.
7. Говорущенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей. М., «Транспорт», 1970.
8. Дерябин А.А. Смазка и износ дизелей. Л.: Машиностроение, 1974.
9. Суранов Г.И. Уменьшение износа автотракторных двигателей при пуске. – М.: Колос, 1982. – 143 с.
10. Кузнецов Е.С. Режимы смазки автомобилей. М.: Автотрансиздат, 1960 – 78 с.
11. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. Л., Колос, 1974. – 223 с.
12. Денисов А.С., Неустроев В.Е. Режим работы и ресурс двигателей. Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1981 – 112 с.
13. Плаксин А.М. Обеспечение работоспособности машин: Учебное пособие. Челябинск, 2008.
14. Положение о техническом обслуживании и ремонте легковых автомобилей, принадлежащих гражданам. - М.: Минавтопром СССР, 1987.

15. Григорьев М.А., Бунаков Б.М. Смазка и надежность автомобильных двигателей. М.: Изд-во НАМИ, 1975. – 134 с.
16. Гурвич И.Б. Износ и долговечность двигателей. Горький, Волго-Вятское кн. изд., 1970. – 176 с.
17. Гурвич И.Б. Износ автомобильных двигателей. – М.: Государственное Научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. – 95 с.
18. Гурвич И.Б. Долговечность автомобильных двигателей. – М.: Машиностроение, 1967. – 103 с.
19. Гурьянов Ю.А. Портативные средства экспресс диагностики ДВС по параметрам масла / Ю.А. Гурьянов // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2006. - №10. – с 11-16.
20. Пат. 2082150 РФ, МПК G 01 N 3/56. Способ контроля износа узлов трения / Ю.А. Гурьянов - №93009570/28; 26.02.93; опубл. 20.06.97, Бюл. №17. – 5 с.
21. Скиндер Н.И. О необходимости систематического контроля качества работающих моторных масел / Н.И. Скиндер, Ю.А. Гурьянов // Химия и технология топлив и масел. – 2003. - №5. – с 28-30.
22. Гурьянов Ю.А. Экспресс-методы и средства диагностирования агрегатов машин по параметрам масла. Дис. докт. техн. наук. Челябинск, 2007.
23. Напольский Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания. -М.: Транспорт, 1985.
24. Гурьянов Ю.А. Экспресс-методы и средства диагностирования агрегатов машин по параметрам масла. Дис. докт. техн. наук. Челябинск, 2007.
25. Мухин Е.М., Столяров И.И. Приработка и испытание автомобильных двигателей: Пособие для рабочих авторемонтных предприятий. – М.: Транспорт, 1981. – 62 с.
26. Храмцов Н.В. Надежность отремонтированных автотракторных двигателей. – М.: Росагропромиздат, 1989. – 159 с.
27. Храмцов Н.В. Надежность двигателей. – ОАО «Издательство Недра», 1996. – 243 с.

28. Карагодин В.И. Ремонт автомобильных двигателей: Учеб. для студ. сред. проф. учеб. заведений / В.И. Карагодин, Н.Н. Митрохин. – 2-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
29. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей в США. – М.: Транспорт, 1992. – 352 с.
30. Колчин А.И., Демидов В.П.. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / Москва. «Высшая школа». 2008. – 496 с.
31. Гриценко А.В. Разработка методов тестового диагностирования работоспособности систем питания и смазки двигателей внутреннего сгорания (экспериментальная и производственная реализация на примере ДВС автомобилей). Дис... докт. техн. наук. Челябинск. – 2014. – 397 с.
32. Понизовский А.Ю. Оценка технического состояния цилиндропоршневой группы автотракторных дизелей по разности расходов воздуха на впуске и выпуске в пусковом режиме : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2010. 111 с.
33. Пичугин А.И. Повышение эффективности диагностирования цилиндропоршневой группы автомобильных двигателей путем совершенствования методов и средств распознавания ее состояний. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова. Саратов, 2011. 23 с.
34. Сараева И.Ю. Исследование закона распределения случайной величины компрессии. Автомобильный транспорт (Харьков). 2011. №29. С. 199-206.
35. Руководство по эксплуатации USBAutoscopeIII, руководство по работе с программой USB осциллограф). Режим доступа : http://www.autoscaners.ru/catalogue/files/689/program_usb_oscilloscope.pdf.
36. Евдокимов Ю.А., Колесников В.И., Тетерин А.И. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. М.: Наука, 1980. - 228 с.

37. Веденяпин Г.В. Общая методика Экспериментального исследования и обработки опытных данных.-М.: Колос, 1973 г. – 199с.
38. Инструкция по оценке экономической эффективности создания и использования диагностических средств. М.: ГОСНИТИ, 1978.
39. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. М.: МСХ РФ, 1998. - 219 с
40. Справочник бухгалтера. <http://systcs.ru>.