

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

Булгаков Сергей Алексеевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ
БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ ДИНАМИЧЕСКОГО
НАГРУЖЕНИЯ**

Специальность 05.20.03 – Технологии и средства технического
обслуживания в сельском хозяйстве

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор Воронин Д.М.

Новосибирск - 2019

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	4
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	9
1.1 Влияние климатических условий Западной Сибири на состояние систем и агрегатов транспортных средств при эксплуатации	9
1.2 Способы и средства тепловой подготовки транспортных средств при безгаражном хранении в условиях низких температур	19
1.3 Прогрев двигателя после пуска и способы его осуществления	23
1.4 Особенности прогрева автомобильных двигателей, оборудованных системами распределенного впрыска топлива и электронным управлением	29
1.5 Выводы, цель и задачи исследования	33
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ	35
2.1 Определение потерь теплоты в системе «цилиндр-системы двигателя»	36
2.2 Определение потерь теплоты в системе «двигатель-внешняя среда»	41
2.3 Обоснование способа интенсификации прогрева двигателя динамическим нагружением	48
2.4 Обоснование скоростного режима работы двигателя при прогреве	51
2.5 Расчет тепловых параметров прогрева двигателя в режиме работы разгон-выбег	55
2.6 Выводы по главе	60
3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	61
3.1. Программа экспериментальных исследований	61
3.2 Экспериментальная установка, измерительная аппаратура и оборудование	63
3.3. Общая методика экспериментальных исследований	72
3.4 Лабораторные исследования	74
3.5 Планирование эксперимента, выбор отклика, числа факторов и уровней варьирования	80

3.6 Моделирование и построение матриц планирования	82
3.7 Погрешность измерений и обработка экспериментальных данных	86
4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	93
4.1 Результаты исследования теплового состояния бензинового двигателя при работе в режиме холостого хода	93
4.2 Результаты исследований теплового состояния бензинового двигателя при работе в режиме разгон-выбег	94
4.3 Разработка алгоритма прогрева двигателя с электронной системой управления	109
4.4 Практическое использование результатов исследования	111
4.5 Оценка экономической эффективности результатов исследований	112
4.6 Выводы по главе	115
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	116
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	118
ПРИЛОЖЕНИЯ	133

ВВЕДЕНИЕ

В аграрном производстве используются как большегрузные, так и автомобили малой грузоподъемности, перевозящие сельскохозяйственную продукцию, а также обеспечивающие круглогодично работающие инженерно-технические службы и сервисные центры. Наряду с этим широко используются автомобили марок «УАЗ» и «ГАЗель», общая доля которых составляет около 33% автомобильного парка сельскохозяйственных предприятий Новосибирской области.

Сложные климатические условия Сибирского региона существенно влияют на эффективность использования автотракторной техники, особенно в зимний период. Наибольшее влияние на снижение технико-экономических показателей работы транспортных средств при вводе в эксплуатацию в условиях низких температур оказывает тепловая подготовка двигателя и агрегатов трансмиссии. Стоит отметить, что обеспечение всех работающих машин теплыми стоянками и техническими средствами тепловой подготовки - задача трудноразрешимая, а эксплуатация неподготовленных транспортных средств в условиях низких температур сопровождается существенным снижением теплового режима работы двигателя и других агрегатов вследствие интенсивного теплообмена с окружающей средой.

Использование различных способов и средств предпусковой подготовки позволяет обеспечить надежный пуск двигателя, однако экономичная и безопасная эксплуатация с возможностью максимальной загрузки, характеризуется рабочей температурой агрегатов.

Решением вопросов тепловой подготовки техники при эксплуатации в условиях низких температур занимались такие ученые, как Бах А.Н., Белоусов И.С., Долгушин А.А., Захаров Е.А., Злотин Н.Г., Карнаухов В.Н., Коптилов В.И., Кочергин В.И., Крохта Г.М., Кузьмин А.В., Курносов А.Ф., Кутлин А.А., Лосавио Г.С., Неговора А.В., Попов В.В., Разяпов М.М., Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Свистула А.Е., Сырбаков А.П., Холявко В.Г. и др., при этом в основном изучались способы и

средства для прогрева двигателя с использованием теплоты, преобразованной из энергии внешних источников, а также с применением дополнительных устройств, требующих внесения конструктивных изменений.

Прогрев после пуска, как правило, осуществляется при работе двигателя в режиме холостого хода, в зимних условиях его продолжительность резко возрастает, что приводит к длительным простоям, ухудшению показателей надежности, экологичности и, как следствие, снижением экономичности работы.

Проблемами послепускового прогрева двигателей занимались ученые: Герасименко С.А., Дворкин В.Л., Н.И., Конев В.В., Куликов М.В., Селиванов Н.И., Сеницын В.А., Тимохин С.В., Уханов А.П., Уханов Д.А, Шуваева И.М., Эртман С.А. и др., однако по прежнему малоизученным остался вопрос влияния управляемого бестормозного неустановившегося скоростного режима работы на тепловой баланс и скорость прогрева двигателя.

Многочисленные исследования в этой области существенно снижают актуальность, однако решения, направленные на сокращение эксплуатационных затрат при послепусковом прогреве двигателя путем совершенствования режимов его работы без использования дополнительных устройств и систем, являются актуальными, практически значимыми и требуют дальнейших исследований.

Предполагается, что снижение эксплуатационных затрат на послепусковой прогрев двигателя возможно за счёт реализации энергетического потенциала циклов неустановившегося режима работы двигателя: преодоление момента от сил инерции при свободном разгоне и момента сопротивления при свободном выбеге.

Цель исследования - снижение эксплуатационных затрат на послепусковой прогрев бензинового двигателя при эксплуатации в условиях низких температур за счет динамического нагружения в е работы свободный разгон-выбег.

Объект исследования - процесс теплообмена в бензиновом двигателе при послепусковом прогреве динамическим нагружением в режиме работы свободный разгон-выбег.

Предмет исследований - закономерности изменения теплообмена при послепусковом прогреве двигателя в режиме работы свободный разгон-выбег.

Научная новизна и теоретическая значимость работы:

- установлены закономерности изменения теплового баланса бензинового двигателя во время послепускового прогрева в режиме свободный разгон-выбег;
- разработана математическая модель влияния параметров рабочего процесса и температуры окружающей среды на тепловой режим бензинового двигателя при работе его в режиме свободный разгон-выбег;
- установлена закономерность изменения теплового состояния двигателя от количества циклов разгон-выбег;
- разработан и реализован алгоритм послепусковой тепловой подготовки бензинового двигателя динамическим нагружением в режиме работы свободный разгон-выбег в условиях низких температур окружающей среды.

Практическая значимость. Разработанные способ и алгоритм тепловой подготовки двигателя в условиях низких температур окружающей среды обеспечивают:

- сокращение времени прогрева двигателя;
- уменьшение расхода топлива;
- гарантированный режим безопасного ввода автомобиля в эксплуатацию.

Рабочая гипотеза. Предполагается, что снижение эксплуатационных затрат на послепусковой прогрев двигателя возможно за счёт реализации энергетического потенциала циклов неустановившегося режима работы двигателя: преодоление момента от сил инерции при свободном разгоне и момента сил сопротивления при свободном выбеге.

Научные положения и основные результаты исследований, выносимые на защиту:

- Аналитические зависимости для определения интенсивности послепускового прогрева в режиме свободный разгон-выбег бензинового двигателя в условиях отрицательных температур.
- Результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию алгоритма прогрева динамическим нагружением (свободный разгон-

выбег) бензинового двигателя в зависимости от температуры окружающего воздуха, охлаждающей жидкости и режимов работы двигателя.

- Результаты производственной проверки и оценки эффективности разработанного способа динамического нагружения (свободный разгон-выбег) для послепускового прогрева бензинового двигателя.

Степень достоверности исследований подтверждена:

- применением современных апробированных методов, средств измерений и регистрации исследуемых показателей работы двигателя;

- сходимостью полученных данных с существующими положениями теории поршневых двигателей внутреннего сгорания, термодинамики и теплопередачи;

- физической обоснованностью принятых теоретических предпосылок;

- достаточной точностью применявшегося информационно-измерительного комплекса;

- согласованием полученных зависимостей с теоретическими положениями и данными экспериментов.

Реализация результатов исследования. Материалы исследования внедрены в автомобильных парках АО Региональные электрические сети филиал Восточные электрические сети г. Новосибирска и ЗАО «Завьяловское» Тогучинского района Новосибирской области, а также используются в учебном и научно-исследовательском процессах ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ.

Апробация результатов исследования. Результаты диссертационной работы обсуждались и докладывались на заседаниях кафедры эксплуатации машинно-тракторного парка и на ученом совете Инженерного института Новосибирского ГАУ (2010-2019 годах); на IV международной научной конференции молодых ученых, посвященной 40-летию СО Россельхозакадемии, - ГНУ СибИМЭ (Новосибирск) 2010 г.; на международной научной конференции молодых ученых НГАУ (Новосибирск) в 2011 г.; на научно-практической конференции с международным участием, посвященной 70-летию образования Инженерного института Новосибирского ГАУ в 2014 г.; на 53-й Международной научной студенческой конференции МНСК-2015, МНСК-2016 - НГТУ

(Новосибирск); Международной научно-практической конференции Вклад молодых ученых в аграрную науку – Самарская ГСХА (Кинель) в 2017 г.; X региональная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Состояние и инновации технического сервиса машин и оборудования» - Новосибирский ГАУ в 2018 г.; III Всероссийской (национальной) научной конференции «Роль аграрной науки в устойчивом развитии сельских территорий» - Новосибирский ГАУ в 2018 г.; III Международная научно-технологическая конференция студентов и молодых ученых «Молодежь. Инновации. Технологии» (МНТК-2019 Новосибирск).

Публикации. По результатам исследований опубликовано 15 печатных работ, в том числе 1 статья в журнале, входящем в международную базу цитирования Scopus, 4 - в научно-технических изданиях рекомендованных ВАК РФ. Общий объем публикаций составил 5,06 печ. л., в том числе 3,25 печ. л. принадлежит лично соискателю.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы из 147 наименований, в том числе 9 на иностранном языке. Она изложена на 143 страницах машинописного текста, включает 14 таблиц, 41 рисунок, 7 приложений.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с планом НИР ФГБОУ ВО Новосибирский государственный аграрный университет в рамках государственной темы № 01201155823 «Энергосберегающее использование транспортных машин в суровых климатических условиях».

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Влияние климатических условий Западной Сибири на состояние систем и агрегатов транспортных средств при эксплуатации

Эксплуатация автотракторной техники неизбежно влечет за собой воздействия на нее неблагоприятных климатических факторов и атмосферных явлений. Результатом их неблагоприятного воздействия является ухудшение свойств конструкционных и эксплуатационных материалов, что, в конечном счете, приводит к снижению надежности машин и эффективности их использования в том числе и в сельском хозяйстве.

Интенсивность воздействия комплекса климатических факторов и атмосферных явлений на свойства материалов и надежность машин было предложено оценивать термином «техническая жесткость» климата и погоды. Это понятие ввел П.И. Кох в своей книге «Климат и надежность машин» [58].

В этой же книге им предложена формула для определения технической жесткости холодного климата в баллах:

$$N_k = (0,75t_{\min cp.} + 0,25t_{\min abs.})(1 + 0,015\sigma_x) \\ (1 + 0,07V_x)(1 + 0,26\varphi_x)(1 + 0,14t_{mm})(1 + 0,022\tau_x), \quad (1.1)$$

где N_K - техническая жесткость холодного климата, баллы;

$t_{\min cp.}$ - среднее значение минимальных температур воздуха, °С;

$t_{\min abs.}$ - среднее значение абсолютного минимума температур воздуха, °С;

σ_x - средняя непериодическая температура суточных колебаний температуры воздуха, °С;

V_x - средняя скорость ветра, м/с;

φ_x - среднее значение относительной влажности воздуха, в долях единицы;

t_{mm} - среднее значение за месяц числа дней с туманом и метелями, в днях;

τ_x - продолжительность действия средней температуры воздуха ниже нуля, в месяцах.

Техническая жесткость холодного климата определяется возможным диапазоном в пределах от 0 до 170 баллов, который разделен на шесть групп (рис. 1.1):

1. Маложесткий климат – 0 - 30 баллов.
2. Умеренно жесткий климат – 31 - 60 баллов.
3. Жесткий климат – 61 - 90 баллов.
4. Очень жесткий климат – 91 - 120 баллов.
5. Наиболее жесткий климат – 121 - 150 баллов.
6. Полнос холода 150 - 170 баллов.



Рисунок 1.1 – Примерное распределение территории России по суровости климатических условий

Климат Западной Сибири меняется от жесткого (юг Сибири) до наиболее жесткого (полярный круг). Его можно охарактеризовать значительными колебаниями температуры воздуха в течение года. Климат Новосибирской области (НСО) характеризуется как резко континентальный, суровый, с длительной холодной зимой и непродолжительным, но жарким летом [27]. По многолетним наблюдениям перепад среднемесячных температур воздуха в НСО находится в пределах от минус 24,2 °С в январе до плюс 25 °С в июле (рис. 1.2). Более 80% дней в году укладывается в данный температурный диапазон. Среднее количество дней в году с температурой воздуха ниже минус 30 °С составляет 21,8; а с

температурой воздуха выше плюс 30 °С - 7,7 [88]. Перепад абсолютных температур достигает 91 °С [133]. При этом среднегодовая температура воздуха равна минус 0,1 °С.

Среднегодовое атмосферное давление составляет 753 мм.рт.ст., среднемесячное колеблется в пределах от 743,9 до 758,3 мм.рт.ст. Показатели влажности воздуха в течение года меняются в довольно широких пределах. Среднегодовая относительная влажность воздуха составляет 74%, а среднее количество дней в году с относительной влажностью более 80% составляет 84.

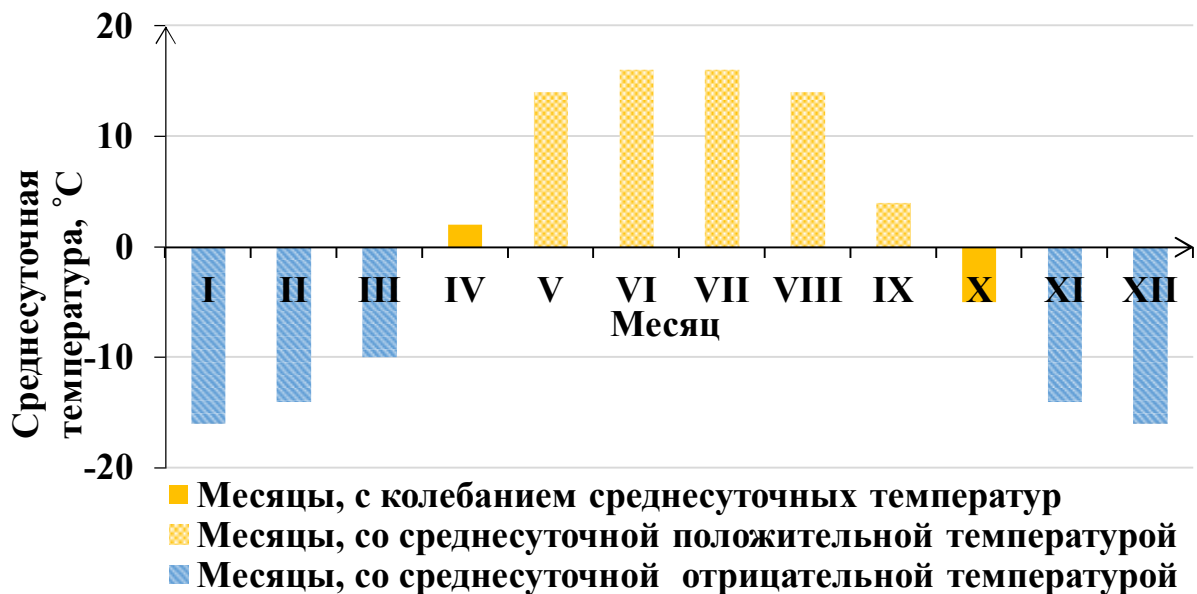


Рисунок 1.2 - График среднемесячных температур воздуха в НСО

Оценка влияния климата на работу машин в чистом виде представляет зачастую трудноразрешимую задачу, поскольку работоспособность машин определяется, кроме того, многими техническими и организационными причинами. Большинство машин не приспособлены к работе при низких температурах окружающего воздуха, что ведет к выходу механизмов из строя, снижению производительности, экономичности и других потребительских качеств машин.

Формула 1.1 показывает, что из всех природно-климатических факторов Западной Сибири наиболее существенное значение для машиноиспользования имеет температура воздуха, его влажность и скорость ветра, которые в большей степени, оказывают отрицательное воздействие на работу машин и людей.

Скорость ветра и влажность воздуха оказывают влияние на интенсивность теплообмена между агрегатами и окружающей средой, их повышение влечет за собой снижение температурного режима работы первых.

Характер неблагоприятного влияния влажности воздуха на материалы зависит от процентного содержания влаги в воздухе. При большом содержании влаги в воздухе (более 90%) она снижает эксплуатационные свойства материалов, проникая внутрь этих материалов или образуя на их поверхности пленки жидкости. При малом содержании влаги в воздухе (ниже 50%) влага, содержащаяся в материалах, испаряется в воздух, что также изменяет свойства материалов: они становятся хрупкими, в них появляются трещины. Влага, содержащаяся в воздухе, взаимодействуя с жидкими минеральными маслами (в картерных и других смазочных системах машин), обводняет их, вследствие чего снижаются смазывающие и антикоррозионные свойства масел [115].

Влажность воздуха влияет также на работу системы питания бензиновых двигателей, при этом максимальное воздействие влаги в воздухе ощущается при температуре минус 5 °С и максимальном ее содержании в воздухе [112]. В условиях пониженных температур окружающего воздуха максимальное количество влаги, которое может содержаться в воздухе, приближается к значению, мало влияющему на работу техники (рис. 1.3) [10, 87, 127], что позволяет пренебречь данным показателем.

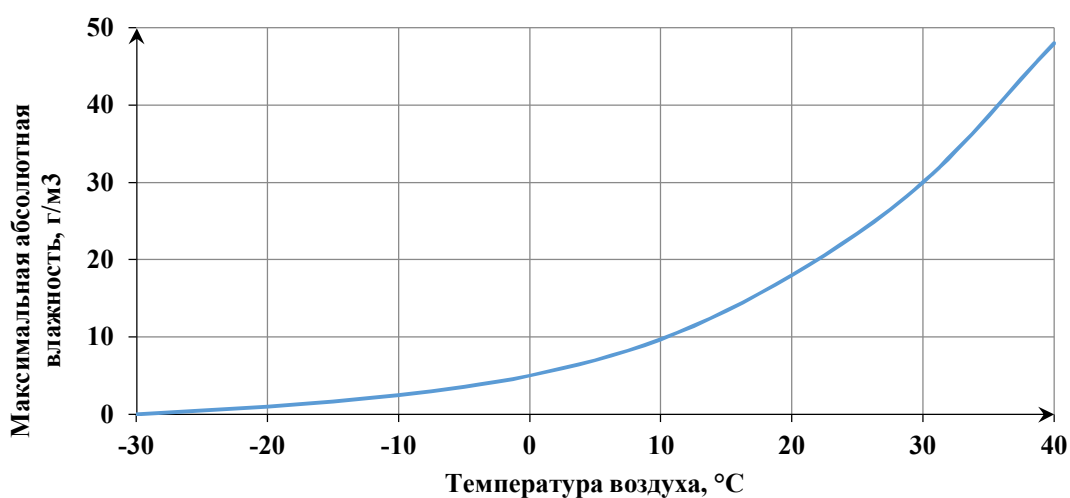


Рисунок 1.3 – Зависимость максимальной абсолютной влажности от температуры воздуха

В качестве весомого влияющего фактора на работу техники в условиях низких температур влажность воздуха исключили из своих исследований многие авторы [42, 49, 105, 107, 108, 106, 126, 129, 137, 135, 136, 11 и др.].

Более того, установлено, что скорость и направление воздуха в диапазоне 0–10 м/с имеют второстепенное значение [137], что позволяет в некоторых случаях отказаться от учета скорости ветра при определении теплового режима работы агрегатов и систем с определенной долей погрешности.

Вместе с тем, самым неблагоприятным фактором, оказывающим негативное влияние на работу узлов и агрегатов транспортных средств, является, как уже отмечалось выше, низкая температура окружающей среды, которая усложняет эксплуатацию транспортных средств вследствие изменения физических свойств масел, топлива, охлаждающей жидкости, электролита, ухудшения параметров работы силовых агрегатов [28, 41, 64, 100 и др.].

С понижением температуры окружающей среды вязкость рабочих жидкостей также возрастает, снижается пропускная способность трубопроводов, повышаются потери на трение в местах сопряжений смазываемых деталей. Конденсат, образовавшийся в воздухопроводах, вызывает коррозию деталей, примерзание и заклинивание поршней силовых цилиндров, манжет и других деталей системы.

Понижение температуры окружающего воздуха в совокупности со скоростью ветра влечет за собой повышение теплоотдачи работающими агрегатами и системами автомобиля, что снижает их тепловой режим. В первую очередь это относится к двигателю и трансмиссии автомобилей [108].

Для периода холодного пуска и последующего прогрева двигателя при низкой температуре охлаждающей жидкости и масла, значительно возрастают потери мощности на трение. При прочих равных условиях это является следствием повышения вязкости масляного слоя [117, 84, 125].

Качество моторных масел оценивается его показателями вязкости и ее зависимостью от температуры. Вязкость масла определяет количество отводимой от узла трения теплоты и возможность работы подшипников в режиме гидродинамического трения, следовательно, влияет на износ деталей основных

сопряжений двигателя. Чем меньше вязкость, тем лучше охлаждается подшипник маслом и тем больше теплоты отводится вместе с ним из зоны трения.

Зависимость вязкости масла от температуры можно определить по формуле, предложенной Рамайя [94]:

$$\log \eta_{\text{м}}^{N_{\text{м}}} = A + B / T_{\text{м}}, \quad (1.2)$$

где $\eta_{\text{м}}^{N_{\text{м}}}$ — динамическая вязкость масла;

$T_{\text{м}}$ — абсолютная температура масла;

A и B — коэффициенты, постоянные для данного масла.

Формула 1.2 дает удовлетворительную сходимость результатов расчетов и практического определения вязкости вязкозиметром. Это объясняется тем, что молекулы масла, имея сложное строение, образуют различные структуры, зависящие от группового химического состава и молекулярной массы масла.

Вязкость масла зависит также и от давления. Экспериментально установлено, что динамическая вязкость находится в степенной зависимости от давления и определяется по формуле М.П. Воларовича [94]:

$$\eta_p^{\mu_p} = \eta_0^{\mu_0} \alpha^p, \quad (1.3)$$

где η_0 и η_p — динамическая вязкость при атмосферном давлении, Па·с;

α — постоянный коэффициент.

Зависимость вязкости от температуры и давления имеет сложный характер. При увеличении нагрузки на подшипник растет давление в масляном слое и его вязкость. Повышение вязкости вызывает увеличение гидродинамических потерь, выделения теплоты за счет трения в подшипнике.

При охлаждении масло увеличивает свою вязкость до тех пор, пока не потеряет подвижность. Исследованиями установлено что существует определенный диапазон температур при котором начинают проявляться признаки структурной вязкости, обусловленной возникновением в масле структур из застывших углеводородов. Однако, под действием деформирующей силы вязкость масла, содержащего твердые углеводороды, может изменяться, то есть при одной

и той же температуре в зависимости от величины деформирующей силы масло будет иметь различную вязкость.

На структурную вязкость влияет не только температура, но и градиент скорости сдвига, с увеличением которого вязкость масла уменьшается.

Стоит отметить, что минимальная температура, при которой можно запускать и нагружать двигатель автомобиля, без применения дополнительных способов и средств тепловой подготовки, рекомендована в инструкции по эксплуатации для конкретных марок, в то же время вязкостно-температурные характеристики применяемых масел могут обеспечивать гарантированную смазку деталей при более низких температурах.

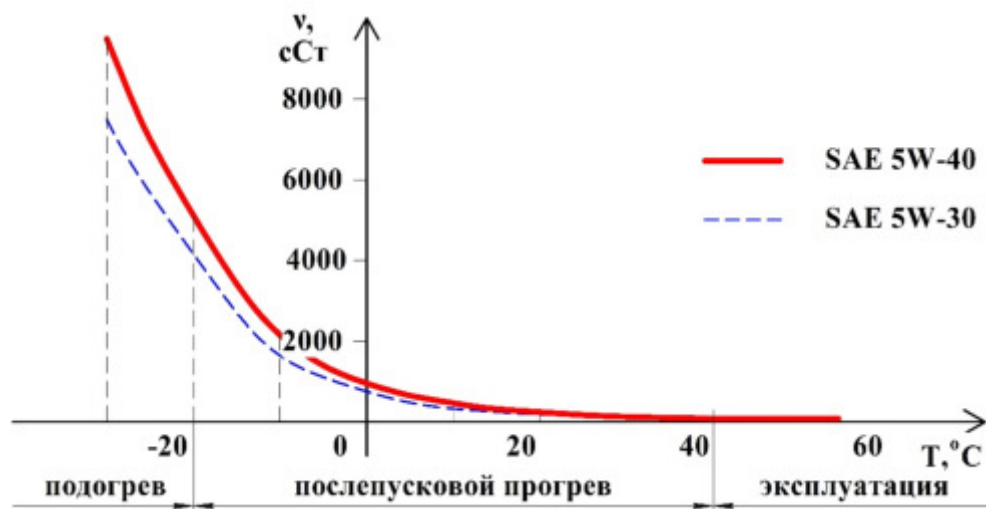


Рисунок 1.4 – Зависимость кинематической вязкости моторного масла от температуры

Анализ литературных источников показал, что довольно хорошо изучена зависимость потерь на трение в двигателе от температуры охлаждающей жидкости и масла в системе смазки двигателя.

Согласно действующим по настоящее время ГОСТ Р 54120–2010, ГОСТ Р 53833–2010, температура охлаждающей жидкости, при которой разрешается начало движения составляет 40°C . Наиболее резкое падение потерь наблюдается при прогреве жидкости в системе охлаждения до 65°C [130]. По данным Рикардо Г.Р. при прокрутке коленчатого вала двигателем стенда снижение температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения от 60°C до 30°C увеличило потери на трение на 33% [109].

Имеется достаточно большое количество публикаций по влиянию теплового режима двигателя на его индикаторные показатели [51, 73]. Наряду с этим существуют работы, посвященные изучению зависимости качества смесеобразования от температуры топлива [40, 114].

Зимой, особенно в сильные морозы, часты случаи вынужденных остановок машин в результате прекращения подачи топлива из-за ледяных пробок, образующихся в топливопроводах из воды, попадающей в баки вместе с топливом при заправке. Кроме того, фильтрующие элементы могут забиваться кристаллами парафина, которые образуются в дизельном топливе при низкой температуре.

С понижением температуры плотность, вязкость и коэффициент поверхностного натяжения топлива повышаются. Повышение плотности влечет за собой увеличение цикловой подачи топлива в цилиндры двигателя, и, как следствие, повышение развиваемой двигателем мощности. Изменение плотности топлива от температуры имеет линейную зависимость:

$$\rho_T = \rho_{293} - 0,693(T_T - 293), \quad (1.4)$$

где ρ_{293} - плотность топлива при температуре 293K, кг/м³;

T_T - температура, топлива, K.

С другой стороны, работа двигателя в низкотемпературных условиях сопровождается понижением температуры охлаждающей жидкости и масла, что приводит к нарушению процесса сгорания топлива в цилиндрах, понижению КПД агрегата, а в процессе сгорания топлива образуются смолистые и окисляющие вещества, которые способствуют сильному нагарообразованию, возникновению коррозии и быстрому износу цилиндропоршневой группы.

Работа холодного двигателя в режиме прогрева сопровождается рядом существенных нарушений рабочего процесса в цилиндрах двигателя, следствием которых является повышение уровня токсичности отработанных газов, снижение ресурса и повышение расхода топлива.

Так, при понижении температуры воздуха его удельный вес и плотность увеличиваются, а вязкость уменьшается, что улучшает наполнение цилиндров.

Как видно из приведенной ниже формулы, повышение весового наполнения цилиндров создает возможность снимать с двигателя большую мощность при равных коэффициентах избытка воздуха (α):

$$N_e = C \frac{G_b}{\alpha} \eta_m \eta_i \eta_v, \quad (1.5)$$

где C - постоянный коэффициент;

G_b - расход воздуха, кг/ч;

η_m - механический КПД;

η_i - индикаторный КПД;

η_v - эффективный КПД.

Фактически же зимой в период пуска и последующего прогрева из-за низкого теплового режима двигателя топливо, подаваемое в камеру сгорания, не успевает полностью испариться и сгореть вследствие чего возможен выброс его части в виде промежуточных продуктов окислительного процесса и паров, которые частично конденсируются на холодных стенках цилиндра, смывая слой смазки с зеркала попадают в поддон двигателя и в выпускной тракт еще больше увеличивая механические и коррозионные износы, снижая развиваемую двигателем мощность и увеличивая расхода топлива [68, 132].

В период послепускового прогрева часовой расход топлива изменяется по экспоненте: снижается по мере прогрева и стабилизируется на определенном уровне при температуре жидкости и масла выше 65°C.

На основании анализа применяемых топлив и масел в соответствии модели автомобиля, доказано, что увеличение расхода топлива на 2,5 – 8,8 % происходит за счет повышения трения в рабочих узлах по причине повышенной вязкости и летучести масел [19]. Результаты исследований влияния вязкости сезонных масел на экономию топлива показали, что при замене масла класса вязкости SAE 40 на масло класса вязкости SAE 30 экономия топлива составляет 1,67 %, при замене масла класса вязкости SAE 30 на масло класса вязкости SAE 20W-20 – 1,43 %, при замене масла класса вязкости SAE 20W-20 на масло класса вязкости SAE 10W – 1,21%, при замене масла класса вязкости SAE 10W на масло класса вязкости SAE 5W – 0,6% [16].

Что касается бензина, то изменение таких показателей качества как уменьшение или увеличение октанового числа, утяжеление или облегчение фракционного состава, увеличение содержания фактических смол, увеличение содержания серы ведет к повышению расхода топлива в среднем на 5 - 10 % [75].

В научно-технической литературе приводятся сведения о большом количестве исследований, где отмечается значительный износ деталей при пуске двигателей в условиях низких температур окружающей среды.

Установлено, что при температуре охлаждающей жидкости 55°C износ поршневых колец двигателя увеличивается в четыре раза, при 40°C - в двенадцать раз, а при 30°C - в двадцать раз по сравнению со степенью износа происходящим при нормальном тепловом режиме двигателя (85 - 90°C) [14, 15].

По данным А.И. Нисневича и Д.И. Высотского, при каждом пуске холодного двигателя он изнашивается так же, как при нормальной работе в течение 4,82 ч., а при пуске горячего двигателя износ равноценен износу при работе двигателя в течение 2,22 ч. В.В. Петровский и Ю.К. Гончарук отмечают, что при пуске автомобильных двигателей в условиях отрицательных температур износ соответствует пробегу 200 - 250 км. По данным Целинного филиала ГосНИТИ, величина износа цилиндро-поршневой группы за 100 холодных пусков с последующим прогревом эквивалентна 800 - 1000 ч. нормальной работы двигателя.

Тепловой режим двигателя в процессе работы в условиях отрицательных температур окружающего воздуха зависит от многих факторов, определяющих поступление теплоты и ее отвод, а достижение оптимальных параметров будет зависеть от способа обеспечения запуска и последующего прогрева холодных двигателей транспортных средств, что является в настоящее время актуальной задачей для производства, успешное решение которой будет способствовать повышению производительности транспортных средств и улучшению условий труда водителей. Применение масел с модификатором трения, синтетических и полусинтетических один из путей снижения износов и экономии топлива.



Рисунок 1.5 - Схема формирования перерасхода ресурсов в условиях низких температур

Вопросам повышения эффективности тепловой подготовки транспортных средств посвящено много работ и предложено большое количество мер и способов по прогреву силовых агрегатов, в том числе значительно снижающих актуальность в данном направлении, однако решения, направленные на сокращение эксплуатационных затрат при послепусковом прогреве двигателя путем совершенствования режимов его работы без использования дополнительных устройств и систем являются актуальными, практически значимыми и требуют дальнейших исследований.

1.2 Способы и средства тепловой подготовки транспортных средств при безгаражном хранении в условиях низких температур

Реальные условия эксплуатации автотранспортной техники показывают, что основная её часть хранится на открытых площадках и в условиях низких температур вызывает большие сложности при последующем вводе её в

эксплуатацию, связанные с пуском двигателя, резким ростом времени его прогрева после пуска и уменьшения периода охлаждения после остановки.

Положение усугубляется тем, что пуск двигателей производится, как правило, в ранние утренние часы, когда среднесуточная температура воздуха наименьшая, а температура металлических деталей двигателя, охлаждающей жидкости и моторного масла выравнивается с температурой окружающего воздуха. В таких условиях обычная техника имеет меньшую производительность и надёжность по сравнению с аналогичными машинами, работающими при положительных температурах [5, 64].

Необходимость прогрева двигателя возникает как при пуске холодного двигателя, так и предварительно разогретого. Это обусловлено тем, что применение способов и средств предпусковой тепловой подготовки охлаждающей жидкости и масла до оптимальной температуры экономически нецелесообразно. Кроме того, температура основных деталей двигателя при разогреве охлаждающей жидкости и масла до оптимальной температуры, значительно ниже, чем при работе [57].

Повышение эффективности тепловой подготовки с помощью современных способов и средств зависит от способа хранения техники в межсменный период и осуществляется по двум самостоятельным научным направлениям: предпусковой и послепусковой подогрев (рис. 1.6).

Анализ способов тепловой подготовки из обзора специальной литературы показал, что наиболее распространенные способы предпускового подогрева можно разделить на три группы:

- сохранение тепла от предыдущей работы двигателя
- использование тепла от внешнего источника
- холодный пуск

Наиболее широкое распространение в эксплуатационных условиях послепускового прогрева нашли такие способы тепловой подготовки при безгаражном хранении как: групповой, автономный (индивидуальный) и самопрогрев двигателем.

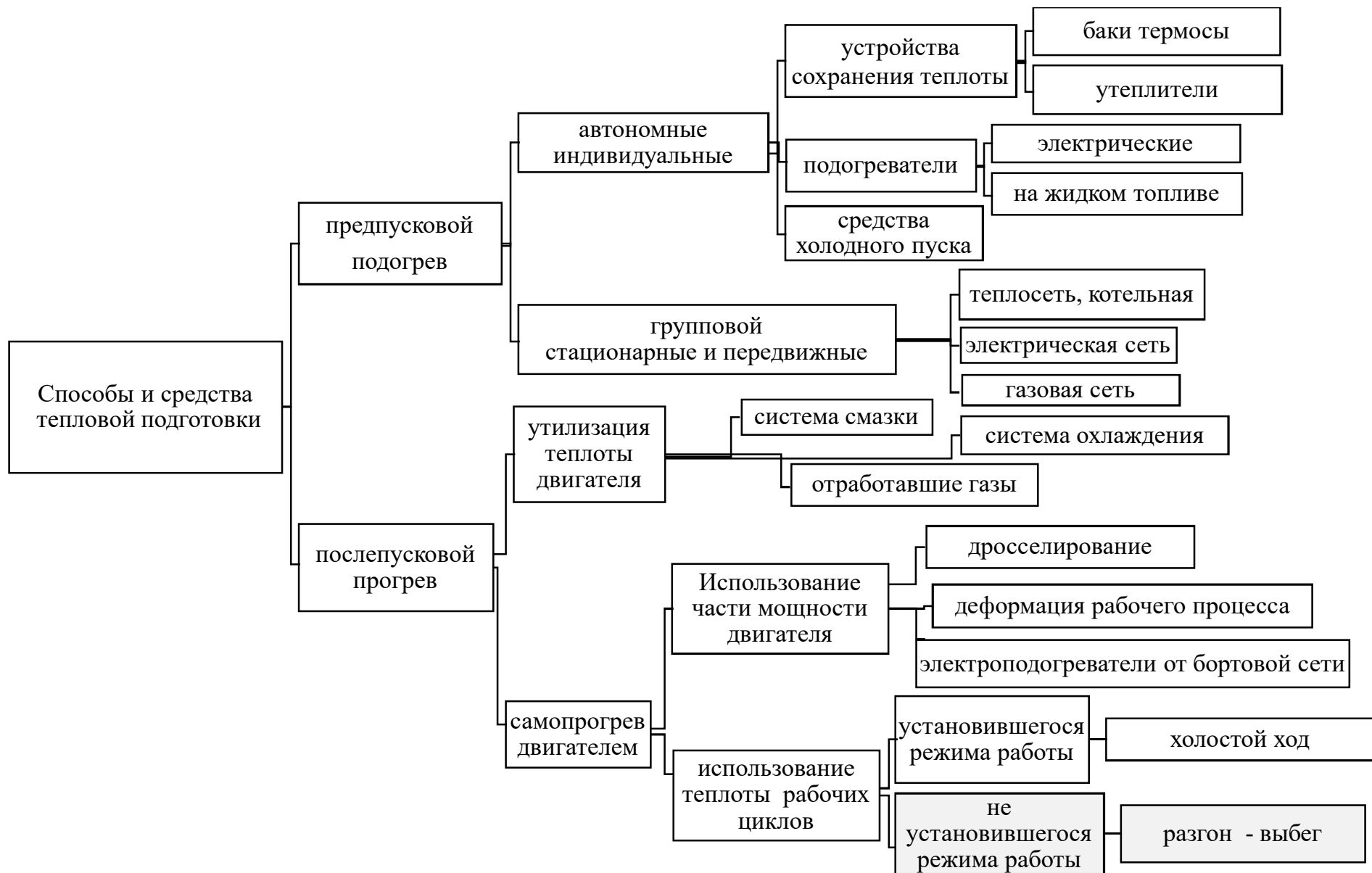


Рисунок 1.6 - Способы и средства тепловой подготовки при безгаражном хранении техники

При групповом способе прогрева средства могут быть стационарными или передвижными. Могут использоваться тепловая (от теплосетей) и электрическая энергии, а также тепловая энергия сожженного газа или выработанная газогенератором. Теплота от внешнего источника может быть использована в режиме межсменного подогрева или в режиме разогрева непосредственно перед началом работы машины.

Использование тепла в режиме подогрева более предпочтительно, чем в режиме разогрева. Подогрев машины способствует сокращению времени простоев в период подготовки к началу работы, так как исключаются дополнительные работы по заправке системы охлаждения двигателя, часто связанные с несчастными случаями. Тепло в этом случае равномерно распределяется по массе машины. Уменьшается вероятность коробления нагретых деталей.

К индивидуальным средствам относятся утеплительные чехлы, подогреватели, работающие на жидком топливе, или электрические. Электрические подогреватели используются для подогрева или разогрева жидкости системы охлаждения двигателя, масла в двигателе и коробке передач, топлива в топливной системе и электролита в аккумуляторной батарее.

Пуск холодных двигателей получает все большее распространение благодаря использованию высокоэффективных средств облегчения пуска и маловязких загущенных масел, а пусковые системы обеспечивают пуск двигателей без предварительного подогрева при температурах от минус 20 до минус 30 С.

Средства холодного пуска улучшают условия смесеобразования и воспламенения топлива. К ним относятся свечи накаливания, электрофакельные подогреватели, факельные штифтовые свечи.

Отдельные учёные считают, что пуск холодных двигателей можно рекомендовать только как вынужденную меру [121, 122], однако практически все особенности холодного пуска изучены с точки зрения их эффективности и определенный интерес представляет процесс прогрева двигателя после пуска.

1.3 Прогрев двигателя после пуска и способы его осуществления

В настоящее время тепловой подготовке силовых установок транспортных средств уделяется много внимания, однако ввиду большого количества различных параметров оптимизации выбор способа послепускового прогрева двигателей остается актуальной задачей.

Очевидно, что оптимальным режимом прогрева двигателя будет такой режим, который наиболее экономичен, то есть сопровождается снижением времени прогрева, расхода топлива и характеризуется высокими экологическими показателями и минимальными износами деталей основных сопряжений.

Основные способы и средства тепловой подготовки после пуска можно разделить на три укрупненные группы (рис. 1.7):



Рисунок 1.7 - Способы и средства послепусковой тепловой подготовки

При использовании двигателей внутреннего сгорания возможна утилизация тепла смазочного масла, охлаждающей жидкости, а также выхлопных газов. Достоинством индивидуальных средств утилизации теплоты является то, что они создают наилучшие условия для предпускового разогрева и послепускового прогрева двигателя внутреннего сгорания в любых условиях хранения независимо от внешних источников энергии.

Несмотря на широкие возможности и применение практически к любому двигателю, распространение автономных устройств сохранения тепла жидкостей (термосов) сдерживается в первую очередь большой стоимостью, а также требованием квалифицированного монтажа и обслуживания.

Известны способы утилизации выхлопных газов, техническим результатом которых является эффективное повышение температуры различных систем и механизмов силовых агрегатов в послепусковой период работы двигателя с использованием рекуперации. Как и устройства для сохранения тепла жидкостей, этот способ сопровождается установкой дополнительных элементов, а следовательно и высокими затратами.

Известны способы прогрева двигателя, в котором после запуска двигателя, жидкость нагревают от электронагревательных элементов, установленных в систему охлаждения и получающих электропитание от штатной генераторной установки [98].

Недостаток такого способа заключается в его трудоёмкости, обусловленной необходимостью монтажных работ и в увеличении нагрузки на генераторную установку.

Так же создание дополнительной нагрузки на двигатель, без движения транспортного средства, можно осуществить путем изменения параметров рабочего процесса.

Так изменение угла опережения зажигания, при работе двигателя, выполняется для получения максимальной мощности, крутящего момента, снижения выбросов токсичных компонентов в отработавших на отдельных режимах работы при обеднённой топливной смеси и для снижения расхода топлива. Данные исследования проводили Злотин Н.Г., Захаров Е.А. и Кузьмин А.В. [45]. С введением с 2006 г. норм токсичности «Евро-2», а с 2013 г. норм «Евро-4» испытания автомобилей на токсичность отработавших газов проводятся по специальным ездовым циклам, требованиям которых карбюраторные двигатели уже не удовлетворяют.

Фактически работа на богатой или бедной смеси не допускается. Состав смеси для норм токсичности «Евро-2» должен быть в пределах от 0,98 до 1,02, то есть с допуском $\pm 2\%$, а для «Евро-4» в пределах от 0,99 до 1,01 на всех стационарных режимах работы двигателя. Допускается кратковременное отклонение от этих значений на переходных режимах работы. Это достигается

только при использовании электронной системы управления двигателем с впрыском топлива. Соответственно условия зажигания и горения бензиновой топливной смеси не соответствуют режимам и параметрам [45].

Дросселирование системы впуска или выпуска так же способствуют увеличению нагрузки на двигатель. Если в выпускной трубе появился посторонний предмет, закрывающий поток газов, то давление в выпускной трубе не будет успевать падать, и в момент открытия выпускного клапана давление в коллекторе будет противодействовать очистке цилиндра. Коэффициент наполнения упадет, так как оставшееся большое количество отработанных газов не позволит наполнить цилиндры в прежней степени свежей смесью. Соответственно, двигатель не может вырабатывать прежней мощности.

Наиболее перспективными являются способы тепловой подготовки, осуществляющиеся без внесения в системы двигателя конструктивных изменений и установки дополнительного оборудования. Источниками тепловой энергии для самопрогрева двигателя в таком случае могут служить три возможных режима работы:

- установившийся (холостой ход),
- переходный (разгон-выбег),
- тормозной (внешний источник или движение).

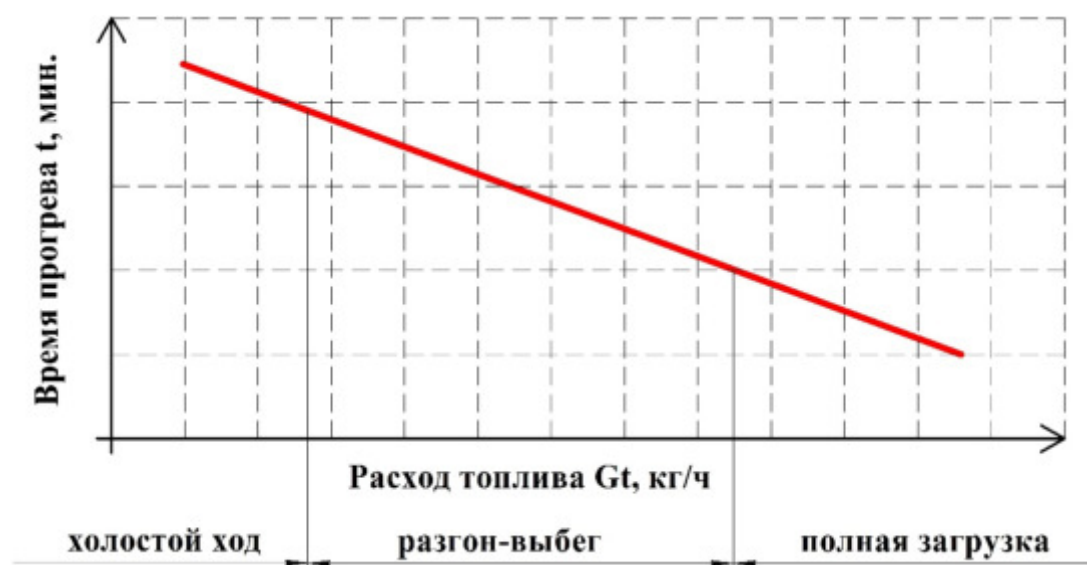


Рисунок 1.8 – Эффективные показатели прогрева двигателя в зависимости от режима работы (условно)

Практика эксплуатации различных видов двигателей и многочисленные исследования показывают, что при отрицательных температурах окружающего воздуха прогреть двигатель работой в режиме холостого хода до оптимальной температуры, рекомендованной заводом изготовителем, невозможно [100]. Прогрев в таком режиме работы связан с непроизводительным расходом топлива при продолжительном простое транспортных средств и повышением износа деталей. Так в Европейских странах работа двигателя на холостом ходу более 15 минут не рекомендована, а для отдельных видов двигателей – запрещена [53].

В связи с этим, довольно часто к работе приступают с непрогретым двигателем, что влечёт к недоиспользованию его мощности, повышенному расходу топлива, увеличению токсичности и количества вредных выбросов в отработавших газах, что так же негативно сказывается на безопасности дорожного движения [72].

Различные варианты обеспечения теплового режима двигателя предлагаются в работах многих исследователей. Вариант поддержания работоспособности автомобилей при отсутствии средств облегчения запуска двигателей за счет их работы на холостом ходу представлен в работе В.И. Копотилова [56]. Предлагается в течении длительного хранения для экономии топлива периодически включать двигатель, для обеспечения необходимого теплового состояния в определенном диапазоне температур.

Известен способ поддержания теплового состояния, управлением работой транспортного двигателя внутреннего сгорания на режиме динамического холостого хода, при котором создаются такты выбега и разгона путем автоматического воздействия на орган топливоподачи. Создание тактов выбега и разгона осуществляется в области пониженных частот вращения коленчатого вала. Включение и выключение режима динамического холостого хода происходит по сигналам датчиков положения педали муфты сцепления и рычага переключения коробки передач. Включение режима происходит при отпущенной педали муфты сцепления и нейтральном положении рычага переключения коробки передач, а

выключение - при нажатии на педаль и (или) переводе рычага из нейтрального положения в рабочее (патент 2204730).

Карнаухов В.Н., Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Холявко В.Г. рассматривали однократный и двукратный разогревы двигателя в течении межсменного прогрева с помощью электронагревателя, а также единичный разогрев непосредственно перед началом движения. Было установлено, что промежуточные разогревы увеличивают общий расход энергетических ресурсов и разовый разогрев двигателя таким же нагревателем более выгоден. Также выяснено, что на сокращение времени и энергозатрат влияет увеличение мощности нагревателя. Этот эффект наглядно проявляется при более низких температурах воздуха [48].

Из работ [43, 132] прогрев двигателя состоит из трех этапов: первый - двигатель работает на холостом ходу при 10-12 об/с примерно 4 - 5 мин. До тех пор, пока температура масла в картере станет не ниже плюс 10°C; второй - двигатель переводят на режим 16-18 об/с до температуры масла равной его температуре и охлаждающей жидкости 30 - 40°C; третий - прогрев двигателя, трансмиссии и шин при небольшой нагрузке в движении до рабочих температур.

Считается, что повышение скоростного режима непрогретого двигателя очень вредно и увеличивает изнашивание трущихся частей деталей. Однако результаты ряда исследований, проведённых в последние годы, показывают, что прогревать двигатели, особенно в холодное время года, целесообразно на повышенном скоростном режиме (относительно холостого хода) и под нагрузкой. Это даёт возможность снизить пусковые износы в результате:

- сокращения времени прогрева двигателя до рабочей температуры;
- увеличения несущей способности подшипников за счёт действия гидродинамических сил;
- усиления разбрызгивания масла на стенки цилиндра;
- увеличения количества поступления масла в подшипники.

Анализ основных способов прогрева двигателей показывает, что прогрев в условиях низких температур осуществляется в большинстве случаев работой под нагрузкой. Однако исследований о допустимой нагрузке при прогреве двигателя

нет. Существующие рекомендации по режимам прогрева двигателей после пуска исходят из соображений обеспечения наименьших износов. С другой стороны работа двигателя под нагрузкой (начало движения транспортного средства) не всегда возможна, а в некоторых случаях не целесообразна.

Практика эксплуатации двигателей и многочисленные исследования показывают, что работа двигателя под нагрузкой способствует сокращению времени прогрева, поэтому применение различных способов и устройств, регулирующих уровень загрузки двигателя с использованием микропроцессорной техники, представляет большой научный и практический интерес.

Решить проблему предлагается на эксплуатационном уровне, т.е. выбрать наиболее экономичный режим работы двигателя во время прогрева в условиях низких температур, технической задачей которого является снижение затрат времени, расхода топлива, снижение вредных выбросов с отработавшими газами и расширение функциональных возможностей блока управления системами двигателя. Таким образом, после пуска двигателя при появлении давления в масляной магистрали и отсутствии отклонений от нормальной работы прогрев его следует производить под нагрузкой, вплоть до полной.

Одним из возможных способов повышения загрузки двигателя является его работа в неуставившемся режиме. Такой режим осуществляется путем работы двигателя с последовательно чередующимися циклами разгона и выбега, при которых происходит загрузка собственными инерционными массами [46, 52].

Для повышения эффективности прогрева двигателя после пуска в условиях низких температур окружающего воздуха предлагается способ, позволяющий сократить время прогрева, путем увеличения доли энергии топлива, идущей на повышение температурного режима двигателя. Сущность способа заключается в следующем: при прогреве двигателя в режиме холостого хода индикаторный момент равен моменту механических потерь ($M_i = M_t$). При резком увеличении подачи топлива, равновесие нарушается и индикаторный момент значительно превышает момент механических потерь ($M_i \gg M_t$). Избыток индикаторного момента реализуется на увеличение частоты вращения коленчатого вала.

Если на всём участке разгона топливоподающий орган находится в положении «максимальная подача», то скоростная характеристика двигателя аналогична скоростной характеристике установившегося режима максимальной нагрузки (внешняя характеристика). То есть, какой-то промежуток времени двигатель работает с максимальной нагрузкой (аналогичной тормозным испытаниям), выделяя при этом максимальное количества теплоты.

При достижении двигателем заданной частоты вращения коленчатого вала выключается подача топлива. Двигатель переходит в режим свободного выбега, реализуя при этом накопленную кинетическую энергию в тепловую. При достижении в процессе выбега заданной частоты включается подача топлива, переводя тем самым двигатель в циклический режим работы разгон-выбег.

Управление подачей топлива осуществляет электронный блок управления (ЭБУ) посредством штатного исполнительного механизма управления дроссельной заслонкой, в зависимости от действительной температуры охлаждающей жидкости. Работа в циклическом режиме свободный разгон-выбег осуществляется до момента выхода двигателя на заданный температурный режим.

1.4 Особенности прогрева автомобильных двигателей, оборудованных системами распределенного впрыска топлива и электронным управлением

Система распределенного впрыска — это современная и наиболее прогрессивная многоточечная система подачи топлива в каждый цилиндр двигателя через управляемую форсунку.

Работа такой системы напрямую зависит от управляющего блока, который принимает электрические сигналы, поступающие от входных датчиков, с последующей обработкой и преобразованием в управляющие сигналы воздействует на механизмы исполнения.

При работе современной системы распределенного впрыска используются принципы оптимального электронного управления двигателем при наличии ряда ограничений (рис 1.9).

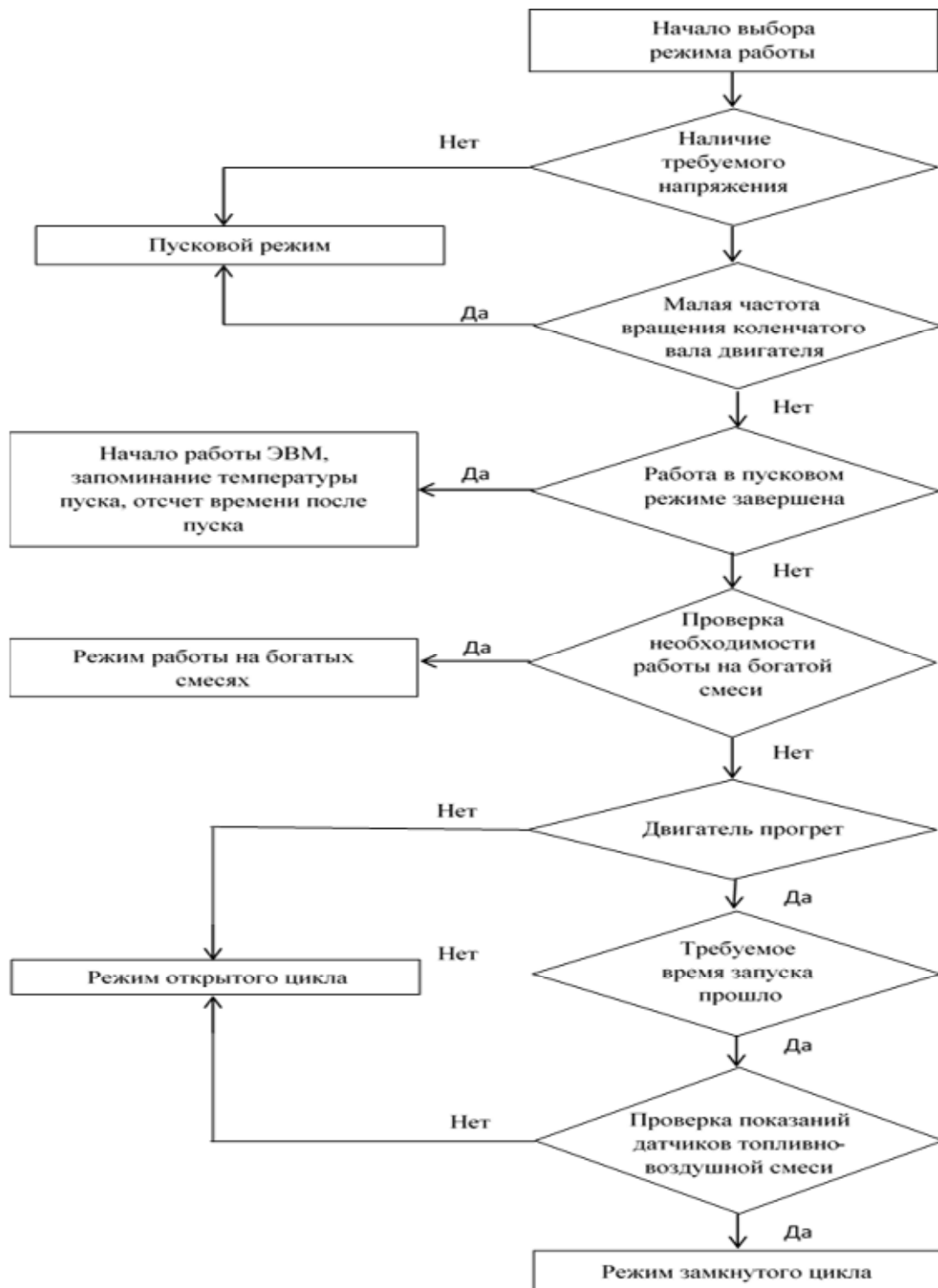


Рисунок 1.9 - Схема процесса выбора режима работы двигателя при прогреве

Одним из важных моментов для любой электронной системы является реализуемый метод управления. Метод управления автомобильным двигателем определяется набором задаваемых значений управляемых переменных, зависящих от условий работы двигателя. Микропроцессорные системы управления впрыском топлива всех типов поддерживают следующие режимы работы:

Режим пуска двигателя. При включении зажигания блок управления включает на 2 секунды реле топливного насоса, и насос создает давление в магистрали подачи топлива к топливной рампе. Блок управления учитывает показания от датчиков температуры охлаждающей жидкости и положения дроссельной заслонки и определяет правильное соотношение воздух/топливо для пуска. После начала вращения коленчатого вала блок управления будет работать в пусковом режиме пока обороты двигателя не превысят 500 об/мин, в противном случае возможно переключение на режим «продувки» двигателя.

Режим продувки двигателя. Если двигатель «залит топливом», он может быть пущен путем полного открытия дроссельной заслонки при одновременном проворачивании коленчатого вала. Блок управления в этом режиме не выдает на форсунку импульсы, что «очищает» залитый двигатель. Блок управления поддерживает указанную длительность импульсов до тех пор, пока обороты двигателя ниже 500 об/мин, и датчик положения дроссельной заслонки показывает, что она почти полностью открыта (более 75%).

Режим открытого цикла (без обратной связи по датчику кислорода). После пуска двигателя (когда обороты более 500 об/мин.) блок управления будет управлять системой подачи топлива в режиме «открытого цикла». На этом режиме он игнорирует сигнал от датчика концентрации кислорода и рассчитывает длительность импульса на форсунку по сигналам от следующих датчиков:

- датчика положения коленчатого вала;
- датчика массового расхода воздуха;
- датчика температуры охлаждающей жидкости;
- датчика положения дроссельной заслонки.

На режиме открытого цикла расчетная длительность импульса может давать соотношение воздух/топливо отличное от 14,7:1. Это будет, например, на холодном двигателе, т.к. в этом случае для получения хороших нагрузочных характеристик необходима обогащенная смесь. Блок управления будет оставаться в режиме открытого цикла до тех пор, пока не будут выполнены все следующие условия:

- сигнал датчика концентрации кислорода начал изменяться, показывая, что он достаточно прогрет для нормальной работы;
- температура охлаждающей жидкости стала больше 32 °С;
- двигатель проработал определенный период времени после пуска. Это время может варьироваться от 6 сек до 5 мин в зависимости от температуры охлаждающей жидкости в момент пуска.

Режим замкнутого цикла (с обратной связью по датчику кислорода). На этом режиме блок управления сначала рассчитывает длительность импульса на форсунки на основе сигналов от тех же датчиков, что и в режиме открытого цикла. Отличие состоит в том, что в режиме замкнутого цикла еще используется сигнал от датчика концентрации кислорода для корректировки и тонкой регулировки расчетного импульса, чтобы точно поддерживать соотношение воздух/топливо на уровне 14,6 - 14,7:1. Это позволяет каталитическому нейтрализатору работать с максимальной эффективностью.

Режим ускорения. Блок управления следит за резкими изменениями положения дроссельной заслонки и за расходом воздуха и обеспечивает подачу добавочного количества топлива за счет увеличения длительности импульса на форсунки. Если возросшая потребность в топливе слишком велика из-за резкого открытия дроссельной заслонки, то блок управления может добавить асинхронные импульсы на форсунки в промежутках между синхронными импульсами, которых при нормальной работе приходится один на каждый опорный импульс от датчика положения коленчатого вала.

Мощностное обогащение. Для определения моментов, в которые необходима максимальная мощность двигателя, блок управления следит за положением дроссельной заслонки и частотой вращения коленчатого вала. Для развития максимальной мощности требуется более богатый состав смеси, чем 14,7:1, т.е. больше топлива. В этом режиме блок управления изменяет его на соотношение 12:1, и не учитывает сигнал от датчика концентрации кислорода, т.к. тот показывает на переобогащенность смеси.

Точная информация по настройке режимов работы двигателей, оснащенных системами распределенного впрыска топлива достаточно ограничена. Отчасти это связано с закрытостью алгоритмов работы таких двигателей. Тем не менее, процесс прогрева такого типа двигателя гораздо легче поддается регулировке, так как это можно осуществить программно, без применения дополнительных механизмов и приспособлений.

Настройка работы электронной системы управления подачей топлива в период прогрева сводится к программированию блока управления. Запрограммированный блок управления, произведя необходимые расчеты на основании данных полученных от температурных датчиков, расхода воздуха, подсчета скорости вращения коленчатого вала, угла открытия заслонки, посылает сигналы в виде электрических импульсов на форсунки для их открытия. Принимая сигналы, форсунки открывают клапаны, через которые нужное количество топлива под высоким давлением поступает в топливный коллектор.

Главным положительным моментом использования таких систем, является обеспечение точной дозировки топливовоздушной смеси, что повышает мощность транспортного средства, существенно увеличивает топливную экономичность, а также помогает придерживаться строгих экологических норм, вопрос соблюдения которых, в последнее время, приобретает все большую актуальность.

1.5 Выводы, цель и задачи исследования

1. Неблагоприятное воздействие атмосферных явлений и климатических факторов неизбежно влечет ухудшение свойств конструкционных и эксплуатационных материалов, что в конечном счете, приводит к снижению надежности машин и эффективности их использования.

2. Работа двигателей в условиях низких температур сопровождается вынужденным увеличением времени тепловой подготовки, потерями эффективной мощности, что сказывается на экологических и экономических показателях его работы.

3. Комплексное использование современных способов и средств тепловой подготовки, в том числе применение масел зимних сортов, приводит к снижению потерь мощности при эксплуатации в условиях низких температур, а также снижению интенсивности изнашивания и числа отказов.

4. Современные способы тепловой подготовки двигателей основаны в основном на использовании энергии внешних источников, однако повышение эффективности использования теплоты рабочего процесса двигателя позволяет проводить прогрев после пуска без внесения изменений в конструкцию его систем.

5. Совершенствование режимов работы двигателя в период послепускового прогрева в условиях низких температур позволит обеспечить сокращение времени простоев при прогреве, снижение расхода топлива, вредных выбросов с отработавшими газами, износов деталей основных сопряжений двигателя и поспособствует безопасному вводу транспортных средств в эксплуатацию.

Целью исследования является снижение эксплуатационных затрат на послепусковой прогрев бензинового двигателя при эксплуатации в условиях низких температур за счет динамического нагружения в режиме работы свободный разгон-выбег.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Определить закономерности изменения теплового состояния бензинового двигателя во время послепускового прогрева от количества циклов в режиме свободный разгон-выбег.

2. Разработать математическую модель теплообмена между бензиновым двигателем и окружающей средой в период прогрева в режиме работы свободный разгон-выбег.

3. Оценить величину износа деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма на различных режимах нагружения двигателя при послепусковом прогреве.

4. Провести экспериментальную проверку и оценить экономическую эффективность полученных результатов исследования.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

Хранение автотранспортных средств на открытых площадках, обеспечивающее их готовность к работе независимо от климатических условий это важный фактор в процессе эксплуатации любого автомобиля. Эффективность использования техники в условиях отрицательных температур будет определяться уровнем тепловой подготовки машин с учетом минимальных затрат энергии, гарантирующей надежный пуск двигателя и работоспособность всех систем машины.

При этом следует различать термины: подогрев, разогрев и прогрев машины. «Подогрев - тепловая подготовка, которая начинается сразу после возвращения машины на стоянку, разогрев - тепловая подготовка остывшей машины, когда температура окружающего воздуха и узлов, агрегатов, масел, охлаждающей и других технических жидкостей выравниваются.

Прогрев представляет собой равномерное доведение теплового состояния всех агрегатов и узлов автомобиля после пуска до рабочей температуры, позволяющей начать нормальную экономичную работу [63].

Уровень прогрева зависит от многих факторов, а его эффективность определяется количеством теплоты, эффективно использованной в силовых агрегатах машин и их системах. В условиях отрицательных температур, тепловой режим работы двигателя неподготовленного транспортного средства будет определяться количеством топливной смеси, поданной в цилиндры двигателя и коэффициентом полезного действия, характеризующего ее использование.

Время прогрева в условиях отрицательных температур с момента пуска двигателя до выхода на рабочий тепловой режим, определяется сложными процессами теплообмена в системах «цилиндр - системы двигателя» и «двигатель - внешняя среда». Интенсивность прогрева бензинового двигателя после пуска определяется мощностью теплового потока и количеством энергии, выделяемой в

двигателе в процессе сгорания топлива и отводимой через систему охлаждения во внешнюю среду. Высокий научный интерес вызывает процесс единовременного распределения теплоты между многочисленными стенками, присутствие всех видов теплообмена между ними и влияние различных внешних факторов, влияющих на интенсивность процесса прогрева.

2.1 Определение потерь теплоты в системе «цилиндр-системы двигателя»

При определении границ изучаемой системы, необходимо учитывать главную цель исследования – сокращение общего времени прогрева и исключить факторы, отрицательное воздействие которых в данной системе сводится к минимуму или которыми можно пренебречь.

Исследование процесса прогрева после пуска на различных режимах работы двигателя основано на изучении следующих взаимосвязей:

- влияние температуры окружающего воздуха, на температуру двигателя в процессе прогрева;
- влияние режима работы двигателя, определяемого частотой вращения коленчатого вала на температуру двигателя (охлаждающей жидкости);

Особое место в процессе тепловой подготовки занимают процессы теплопередачи, которые могут быть представлены в виде функции от средней температуры холодного пуска T_{π} ($T_{\pi} = \frac{T_{\text{в}} + T_{\text{ож}}}{2}$), зависящей от температур окружающей среды, ($T_{\text{в}}$) и охлаждающей жидкости (двигателя), ($T_{\text{ож}}$); угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя (ω); объема израсходованного топлива, ($G_{\text{т}}$) и индикаторного крутящего момента (M_i):

$$t = f(T_{\pi}, \omega, G_{\text{т}}, M_i), \quad (2.1)$$

От этих факторов также зависит время прогрева, которое для установившегося режима работы представлено постоянными величинами $T_{\pi} = \text{const}$, $\omega = \text{const}$, $G_{\text{т}} = \text{const}$, а величина индикаторного крутящего момента затрачивается только на преодоление механических потерь двигателя $M_i = M_t$.

При переводе двигателя в неустановившийся режим работы величина средней угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя определяется как среднеарифметическое скоростей переменных нижнего и верхнего предела диапазона разгона, определяемого температурой двигателя. Значение индикаторного крутящего момента будет определяться не только затратами на преодоление механических потерь двигателя, но и на преодоление инерционного момента возникающего при разгоне двигателя, определяемого величиной углового ускорения $M_i = M_t + M_\epsilon$. Потребление топлива в неустановившемся режиме происходит только на тактах разгона и суммарный часовой расход будет определяться в зависимости от величины крутящего момента, удельного расхода и угловой скорости коленчатого вала за сумму циклов. Известно, что $\Delta G_t = G_t^{ny} - G_t^{уст}$ и носит односторонний характер $G_t^{ny} > G_t^{уст}$ всегда [124].

Таким образом интенсивность прогрева будет зависеть от ω , G_t , M_i и определяться плотностью теплового потока.

Интенсивность теплового потока от цилиндра двигателя к окружающей среде определяется известным выражением [11].

$$t = \frac{Q}{\Phi}, \quad (2.2)$$

где Q – количество теплоты, Дж;

Φ – тепловой поток, Вт;

$$\Phi = \varphi_L * L, \quad (2.3)$$

где L – толщина стенки, м;

φ_L – линейная плотность теплового потока, $\frac{Вт}{м}$.

$$\varphi_L = k_L \pi (T_1^{cp} - T_2^{cp}), \quad (2.4)$$

где T_1^{cp} – температура горячей среды, К;

T_2^{cp} – температура холодной среды, К;

k_L – линейный коэффициент теплопередачи цилиндра $\frac{Вт}{м \cdot К}$, который определяется по формуле:

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{a_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\mu} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{a_2 \cdot d_2}}, \quad (2.5)$$

где a_1 и a_2 - коэффициенты теплоотдачи;

d_1 и d_2 - внутренний и внешний диаметр цилиндра, м.

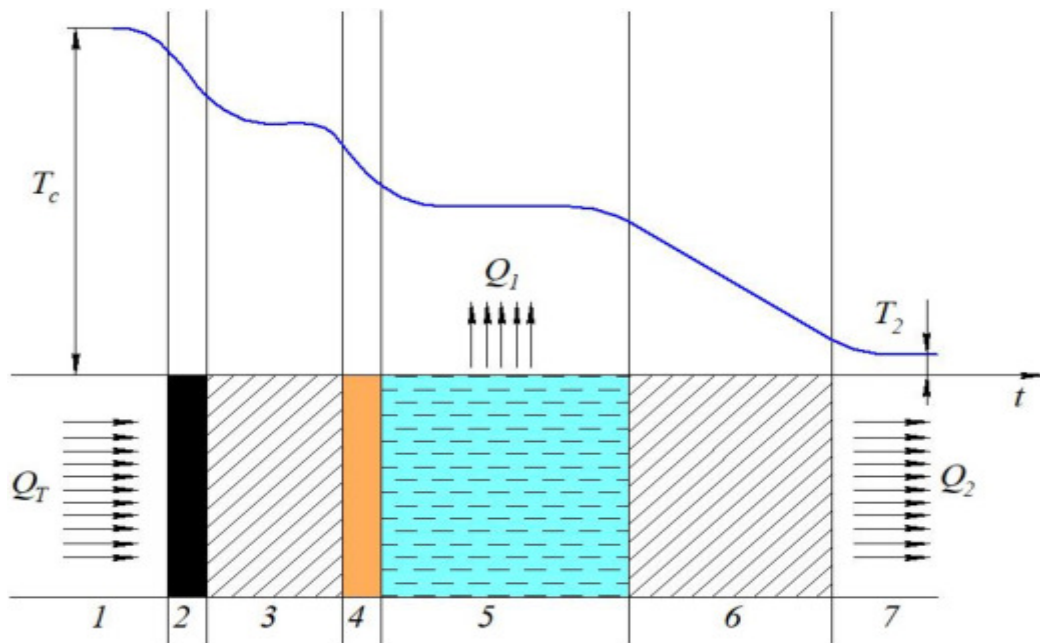
Следовательно, общая продолжительность прогрева определится суммарным временем прогрева всех стенок:

$$t_{\pi} = \sum t_i, \quad (2.6)$$

где $t_{i-1} \leq t_i \leq t_{i+1}$

В двигателе внутреннего сгорания имеет место сложный случай теплообмена, характеризующийся наличием трех элементарных процессов распространения тепла: теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением.

Процесс передачи тепла от рабочего тела, находящегося в цилиндре двигателя, к охлаждающей жидкости и внешней среде представлен на рисунке 2.1.



1 – камера сгорания; 2 – слой масла или нагара; 3 – гильза цилиндра;
4 – слой накипи; 5 – охлаждающая жидкость; 6 – стенка блока цилиндров;
7 – окружающая среда

Рисунок 2.1 - Схема передачи тепла от рабочего тела в цилиндре к охлаждающей жидкости и внешней среде

Предполагаем, что цилиндр заполнен рабочим телом (газ) и идет процесс сгорания. Из первого начала термодинамики для разомкнутой системы:

$$dQ + i_0 dM = dU + PdV , \quad (2.7)$$

Раскрыв первое слагаемое, перепишем (1) в виде:

$$dQ_T + i_0 dM = dU + PdV + dQ_c , \quad (2.8)$$

т.е. подведенное к рабочему телу тепло при сгорании топлива и привнесенное в объем потоком массы идет на изменение внутренней энергии рабочего тела, механическую работу и потери тепла в стенки, окружающие рабочий объем.

Распишем составляющую dQ_c :

Теплота от рабочего тела 1 при помощи конвекции и лучеиспускания передается масляному слою 2.

$$dQ_c = dQ_k + dQ_l , \quad (2.9)$$

$$dQ_{k12} = aF(T - T_c)dt , \quad (2.10)$$

$$dQ_{l12} = \sigma \varepsilon_{\text{п}} \varepsilon_{\text{с}} \left[\left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{с}}}{100} \right)^4 \right] F dt , \quad (2.11)$$

где: Q_k - конвективная составляющая теплового потока, Дж; Q_l - лучистая составляющая теплового потока, Дж; a - коэффициент теплоотдачи; F - текущая площадь поверхности, м^2 ; T - мгновенная температура рабочего тела в цилиндре, К; T_c - мгновенная средняя по площади камеры сгорания температура окружающих ее стенок, К; $T_{\text{п}}$ - мгновенная температура пламени, К; t - время, с; $(T - T_c)$ - мгновенный температурный напор, К; σ - излучательная способность абсолютно черного тела, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}^4$; $\varepsilon_{\text{п}}$ и $\varepsilon_{\text{с}}$ - степени черноты пламени и стенки соответственно.

Далее, теплопроводностью проходит этот слой, стенку гильзы цилиндра 3 и слой накипи 4 (рис. 2.1).

$$dQ_{T23} = kF \frac{(T_{\text{м}} - T_{\text{г}})}{L} dt , \quad (2.12)$$

$$dQ_{T34} = kF \frac{(T_{\text{г}} - T_{\text{н}})}{L} dt , \quad (2.13)$$

Коэффициент теплопередачи находим по формуле:

$$k = \frac{1}{\sum R} , \quad (2.14)$$

где $\sum R$ - сумма термических сопротивлений; $T_{\text{м}}$ - мгновенная температура масла, К; $T_{\text{г}}$ - мгновенная температура гильзы, К; $T_{\text{н}}$ - мгновенная температура накипи, К; F - площадь стенки, м^2 ; L - толщина стенки, м.

С помощью конвективной теплоотдачи передается охлаждающему агенту 5, при помощи которого основная часть тепла выносится из рубашки охлаждения.

$$dQ_{к45} = aF(T_{н} - T_{ож})dt, \quad (2.15)$$

где $T_{н}$ - мгновенная средняя температура слоя накипи, К;

$T_{ож}$ - мгновенная средняя по площади обмыывания цилиндров температура охлаждающей жидкости, К.

Оставшаяся часть конвекцией передается стенке блока цилиндров 6:

$$dQ_{к56} = aF(T_{ож} - T_6)dt, \quad (2.16)$$

где T_6 - мгновенная средняя температура стенки блока, К;

и при помощи конвекции и теплового излучения отдается в подкапотное пространство 7.

$$dQ_{к67} = aF(T_6 - T_{oc})dt, \quad (2.17)$$

$$dQ_{л67} = \sigma \varepsilon_{п} \varepsilon_{с} \left[\left(\frac{T_6}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{oc}}{100} \right)^4 \right] F_6 dt, \quad (2.18)$$

где T_6 - средняя температура окружающей среды подкапотного пространства, К;

F_6 - площадь блока цилиндров, м².

В зависимости от типа двигателя, примененной в нем камеры сгорания и режима работы доля отданной в стенки теплоты различна. В общем случае, чем сложнее конфигурация камеры сгорания, выше скорость вращения коленчатого вала двигателя и мощностной режим, тем выше уровень теплоотдачи к стенкам камеры сгорания.

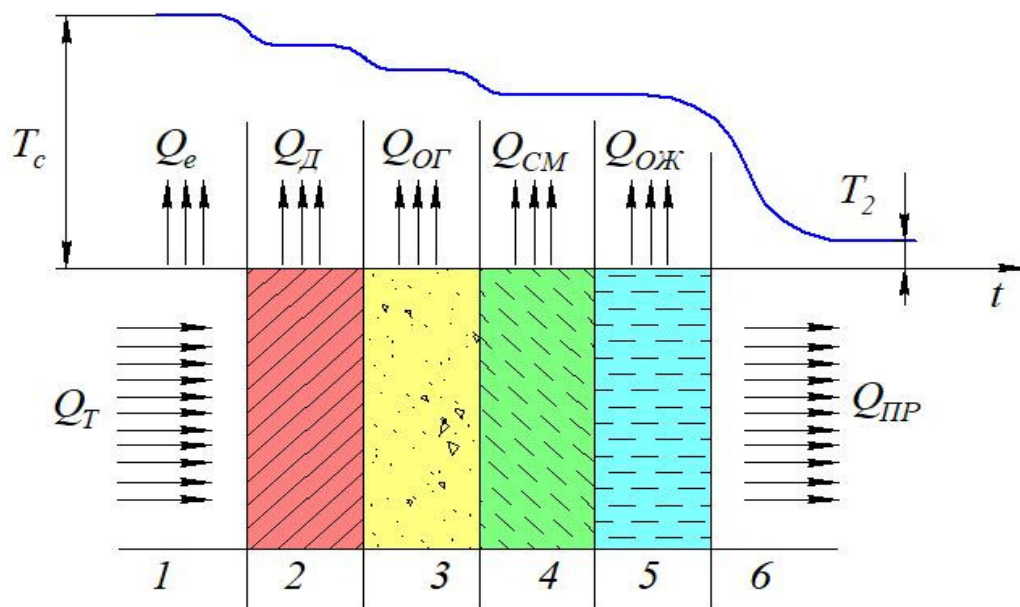
Увеличить мощность тепловых потоков от стенки камеры сгорания к окружающей среде можно форсированием двигателя как по оборотам – за счет скоростного фактора, так и по среднему эффективному давлению – за счет большей массы сжигаемого топлива и плотности заряда [39].

Теплоотдача также влияет на экономичность рабочего процесса (в частности, на индикаторный КПД), поскольку КПД двигателя зависит от потерь тепла в систему охлаждения, смазки, отвода отработавших газов, диссипации энергии в узлах трения и затрат мощности на привод водяных и масляных насосов, вентиляторов, прочих вспомогательных механизмов и устройств [54].

Таким образом интенсивность прогрева двигателя зависит от ряда эксплуатационных и конструктивных факторов к которым относятся: температура окружающего воздуха, скорость ветра, скоростной и нагрузочный режимы работы двигателя в период прогрева, емкость систем охлаждения и смазки, наличие средств утепления и регулирования теплового режима и т. д.

2.2 Определение потерь теплоты в системе «двигатель-внешняя среда»

Распределение теплоты, выделяемой при сгорании вводимого в цилиндры двигателя топлива на полезно используемую работу и отдельные виды потерь характеризуется внешним тепловым балансом, представленным на рисунке 2.2.



1 — камера сгорания; 2 — детали двигателя; 3 — отработавшие газы; 4 — смазочный материал; 5 — охлаждающая жидкость; 6 — прочее

Рисунок 2.2 – Схема потоков теплоты двигателя

В общем виде уравнение внешнего теплового баланса можно представить так:

$$Q_T = Q_e + Q_d + Q_{ож} + Q_{см} + Q_{ог} + Q_{пр} \quad (2.19)$$

где Q_T — количество теплоты, выделяемой при сгорании вводимого в двигатель топлива за определенное время, например за 1 с (Дж/с);

Q_e — теплота, эквивалентная эффективной работе, Дж/с;

Q_d - количество теплоты, передаваемой деталям двигателя, Дж/с;

$Q_{ож}$ - количество теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости, Дж/с;

$Q_{см}$ - количество теплоты, передаваемой смазочному материалу, Дж/с;

$Q_{ог}$ - количество теплоты, теряемой с отработавшими газами, Дж/с;

$Q_{пр}$ - прочие потери теплоты, Дж/с.

При определении составляющих теплового баланса сделаем ряд допущений:

1. Влажность воздуха не оказывает влияния на потери теплоты с поверхности двигателя в окружающую среду.

2. Потери с поверхности двигателя представлены конвективным теплообменом.

3. Корпус двигателя представлен в виде трубы квадратного сечения.

4. Среднединамическая температура поверхности корпуса двигателя равна среднединамической температуре охлаждающей жидкости.

Процесс теплообмена в нашем случае будет состоять из нескольких существенно различающихся фаз.

Количество теплоты, отдаваемое топливом (без учета КПД):

$$Q_T = q m_T = q \cdot G_T \cdot t, \quad (2.20)$$

где q - теплотворная способность топлива, Дж/кг;

m_T - масса топлива, кг;

G_T - часовой расход топлива, г/ч;

t - время работы двигателя, с.

Суммарная теплота сгоревшего топлива Q_T , введенная в двигатель при работе на неустановившемся режиме, расходуется на изменение внутренней тепловой энергии $\sum_{i=1}^n D_i$;

Теплота, эквивалентная эффективной работе:

$$Q_e = N \cdot \tau \cdot q_T, \quad (2.21)$$

где N - мощность, теряемая в двигателе, Вт.

Количество теплоты, передаваемой деталям двигателя

$$Q_{iД} = m_{iД}^{двс} c_{iД}^{двс} (\bar{T}_Д - \bar{T}'_Д), \quad (2.22)$$

Количество теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости:

$$Q_{ОЖ} = m_{ОЖ} c_{ОЖ} (\bar{T}_{ОЖ} - \bar{T}'_{ОЖ}), \quad (2.23)$$

Количество теплоты, передаваемой смазочному материалу:

$$Q_{СМ} = m_{СМ} c_{СМ} (\bar{T}_{СМ} - \bar{T}'_{СМ}), \quad (2.24)$$

где $m_{ОЖ}$, $m_{СМ}$, $m_{iД}^{двс}$ - масса охлаждающей жидкости, масла и i-й детали ДВС соответственно, участвующих в теплообмене, кг;

$c_{ОЖ}$, $c_{СМ}$ и $c_{iД}$ - удельные теплоемкости охлаждающей жидкости, масла и i-й детали ДВС соответственно, участвующих в теплообмене, Дж/(кг·К);

$\bar{T}_{ОЖ}$, $\bar{T}_{СМ}$ и $\bar{T}_Д$ - среднединамическая температура в конце цикла нагрева охлаждающей жидкости, масла и деталей ДВС соответственно, К;

$\bar{T}'_{ОЖ}$, $\bar{T}'_{СМ}$ и $\bar{T}'_Д$ - среднединамическая температура в начале цикла нагрева охлаждающей жидкости, масла и деталей ДВС соответственно, К.

В свою очередь, среднединамическая температура определялась по выражению:

$$\bar{T}_n = \frac{1}{n} \sum_{j=0}^{n-1} T_{nj}, \quad (2.25)$$

где T_{nj} - значение температуры в j-й момент времени, К;

n - количество значений температуры для расчета среднединамической величины ($n = 3$).

При условии равновесного теплового состояния ДВС и окружающей среды в начале цикла нагрева, т.е. когда температуры окружающего воздуха, масла, охлаждающей жидкости и деталей ДВС в частном случае равны между собой ($\bar{T}_{ВП} = \bar{T}'_{ОЖ} = \bar{T}'_{СМ} = \bar{T}'_Д$), и равновесного теплового состояния масла, охлаждающей жидкости и деталей ДВС в конце цикла нагрева ($\bar{T}_{ОЖ} = \bar{T}_{СМ} = \bar{T}_Д$) получаем:

$$\sum_{i=1}^n D_i^{двс} = m_{СМ} c_{СМ} (\bar{T}_{СМ} - \bar{T}_{ВП}) + m_{ОЖ} c_{ОЖ} (\bar{T}_{ОЖ} - \bar{T}_{ВП}) + m_{iД}^{двс} c_{iД}^{двс} (\bar{T}_Д - \bar{T}_{ВП}), \quad (2.26)$$

где $\bar{T}_{\text{вп}}$ - среднелинаиическая температура окружающего воздуха, К.

Количество теплоты, теряемой с отработавшими газами, так как их температура и теплоемкость выше, чем у свежего заряда:

$$Q_{OG} = G_T (M_2 \overline{\mu'c_p} T_G - M_1 \overline{\mu c_p} T_0), \quad (2.27)$$

где G_T - расход топлива двигателя, кг/с;

$\overline{\mu'c_p}$ и $\overline{\mu c_p}$ - соответственно средние молярные теплоемкости отработавших газов и свежего заряда, Дж/(кмоль·К);

T_G - температура отработавших газов на выходе из двигателя, К;

T_0 - температура свежего заряда на впуске в двигатель, К.

Прочие потери теплоты учитывают количество теплоты, эквивалентное части работы трения в подшипниках и прочих механизмах и отведенное от ДВС в окружающую среду, вызванное несколькими видами теплообмена:

$$Q_{\text{пов}}^{\text{двс}} = Q_{\text{тр}}^{\text{двс}} + Q_{\text{луч}}^{\text{двс}} + Q_{\text{к}}^{\text{двс}} + Q_{\text{к}}^{\text{двс}}, \quad (2.28)$$

где $Q_{\text{тр}}^{\text{двс}}$ - количество теплоты, эквивалентное работе трения, Дж;

$Q_{\text{луч}}^{\text{двс}}$ - количество теплоты, теряемое с поверхности ДВС посредством лучистого теплообмена, Дж;

$Q_{\text{к}}^{\text{двс}}$ - количество теплоты, теряемое с поверхности ДВС посредством конвективного теплообмена, Дж;

$Q_{\text{к}}^{\text{двс}}$ - количество теплоты, теряемое с поверхности ДВС посредством контактного теплообмена, Дж.

Анализ литературных источников [12, 47, 64] показал, что основная доля теплоты, отводимая с поверхности агрегата при рабочей температуре, приходится на конвективный теплообмен, остальные виды теплообмена, которыми большинство авторов пренебрегают вне зависимости от способа взаимодействия агрегата с другими частями автомобиля, не оказывают большого влияния на тепловое состояние.

Величина теплового потока конвективного теплообмена от боковых поверхностей ДВС определяется по известной формуле [64]:

$$Q_K^{\partial \theta c} = K_3 \cdot \bar{\alpha}_k^{\partial \theta c} \cdot F_{\text{ПОВ}}^{\text{ДВС}} \cdot (\bar{T}_c - \bar{T}_{\text{ВП}}), \quad (2.29)$$

где K_3 - коэффициент ослабления конвективного потока из-за загрязнения поверхности теплоотдачи. По данным Т.Н. Рыбакова [113], коэффициент ослабления можно принять $K_3 = 0,96$;

$\bar{\alpha}_k^{\partial \theta c}$ - средний по поверхности коэффициент конвективной теплоотдачи, Дж/(м²·К·с);

$F_{\text{ПОВ}}^{\partial \theta c}$ - площадь поверхности ДВС, участвующей в теплоотдаче, м²;

$\bar{T}_c$ - среднединамическая температура поверхности стенок ДВС, участвующих в теплоотдаче, К.

Температуру поверхности ДВС определить достаточно сложно ввиду ее сложной конфигурации и постоянного воздействия отрицательных температур в сочетании с ветром.

В литературе [7, 28] вопрос потерь теплоты с поверхности агрегатов за определенное время связывают с температурой охлаждающей жидкости.

Согласно [7, 28], заменив в формуле (2.29) величину $\bar{T}_c$ на среднединамическую температуру охлаждающей жидкости в ДВС $\bar{T}_{\text{ОЖ}}$ и добавив время, в течение которого наблюдаются потери теплоты, получим:

$$Q_K^{\partial \theta c} = K_3 \cdot \bar{\alpha}_k^{\partial \theta c} \cdot F_{\text{ПОВ}}^{\partial \theta c} \cdot \tau \cdot (\bar{T}_{\text{ОЖ}} - \bar{T}_{\text{ВП}}), \quad (2.30)$$

В свою очередь, величину $\bar{\alpha}_k^{\text{ДВС}}$ при конвективном теплообмене в условиях вынужденной конвекции при внешнем обтекании воздухом для корпуса ДВС можно определить из уравнения [7, 79]:

$$\overline{Nu}_{\text{ВП}} = \frac{\alpha_i^{\partial \theta c} \cdot D_{\text{Н}}^{\partial \theta c}}{\lambda_{\text{ВП}}} = C \cdot (\text{Re}_{\text{ВП}})^n \text{Pr}^{1/3}, \quad (2.31)$$

откуда

$$\alpha_i^{\partial \theta c} = \frac{\lambda_{\text{ВП}}}{D_{\text{Н}}^{\partial \theta c}} \cdot C \cdot \left(\frac{\rho_{\text{ВП}} \cdot V_{\text{ВП}} \cdot D_{\text{Н}}^{\partial \theta c}}{\mu_{\text{ВП}}} \right)^n \text{Pr}_{\text{ВП}}^{1/3}, \quad (2.32)$$

где $\overline{Nu}_{\text{ВП}}$ - критерий Нуссельта для воздуха;

$D_H^{\partial sc}$ - наружный размер ДВС, м;

$\lambda_{\text{вп}}$ - коэффициент теплопроводности окружающего воздуха, Вт/(м·К);

C и n - коэффициенты уравнения, значения которых зависят от числа Рейнольдса (принимается по методике [61]);

$Re_{\text{вп}}$ - критерий Рейнольдса для воздуха;

$\rho_{\text{вп}}$ - плотность окружающего воздуха, кг/м³;

$\mu_{\text{вп}}$ - динамическая вязкость окружающего воздуха, (Н·с)/м²;

$V_{\text{вп}}$ - скорость потока воздуха, обдувающего агрегат, м/с;

$Pr_{\text{вп}}$ - критерий Прандтля для воздуха.

Среднее значение величины $\alpha_i^{\partial sc}$ определяется по формуле:

$$\bar{\alpha}_k^{\partial sc} = \frac{1}{F_i} \cdot \sum_{i=1}^n \alpha_i^{\partial sc} \cdot F_i, \quad (2.33)$$

где F_i - площадь i -й поверхности ДВС, участвующей в теплоотдаче, м²;

$\alpha_i^{\partial sc}$ - коэффициент конвективной теплоотдачи i -й поверхности ДВС, участвующей в теплоотдаче, Дж/(м²·К·с).

Для определения количества тепла, необходимого для нагревания двигателя до заданной температуры, примем следующие допущения:

$$\bar{m}_{\text{двс}} = m_{\text{б}} + m_{\text{гб}} + m_{\text{г}} + m_{\text{п}} + m_{\text{д}} + m_{\text{м}} + m_{\text{ож}} + m_{\text{п}}, \quad (2.34)$$

где $\bar{m}_{\text{двс}}$ - общая масса двигателя, кг;

$m_{\text{б}}, m_{\text{гб}}, m_{\text{г}}, m_{\text{п}}, m_{\text{д}}, m_{\text{м}}, m_{\text{ож}}, m_{\text{п}}$ - масса блока цилиндров, головки блока, гильзы, поршня, деталей кривошипно-шатунного механизма, масла, охлаждающей жидкости и прочих деталей соответственно, кг.

$$\bar{C} = \frac{C_{\text{б}} + C_{\text{гб}} + C_{\text{г}} + C_{\text{п}} + C_{\text{д}} + C_{\text{м}} + C_{\text{ож}} + C_{\text{п}}}{n}, \quad (2.35)$$

где $\bar{C}$ - средневзвешенная теплоемкость материалов двигателя, Дж/кг К;

$C_{\text{б}}, C_{\text{гб}}, C_{\text{г}}, C_{\text{п}}, C_{\text{д}}, C_{\text{м}}, C_{\text{ож}}, C_{\text{п}}$ - теплоемкость материала блока цилиндров, головки блока, гильзы, поршня, деталей кривошипно-шатунного механизма, масла, охлаждающей жидкости и прочих деталей соответственно, Дж/К.

тогда

$$Q_{\text{общ}} = \bar{C} \cdot \bar{m}_{\text{двс}} \cdot \Delta T, \quad (2.36)$$

Необходимо учесть, что температура стенки в цилиндре будет напрямую зависеть от количества топлива, впрыснутого в цилиндр и от частоты вращения коленчатого вала двигателя. С другой стороны, частота вращения двигателя влияет на скорость движения теплоносителя (охлаждающей жидкости), который передает тепло менее нагретым частям в нашем случае это в основном внешняя стенка блока цилиндров.

Для определения возможности измерения температуры двигателя по значению датчика температуры его охлаждающей жидкости были получены экспериментальные данные, позволившие сделать вывод о наличии функциональной связи между неслучайными переменными – значениями средней температуры поверхности двигателя и его охлаждающей жидкости и масла.

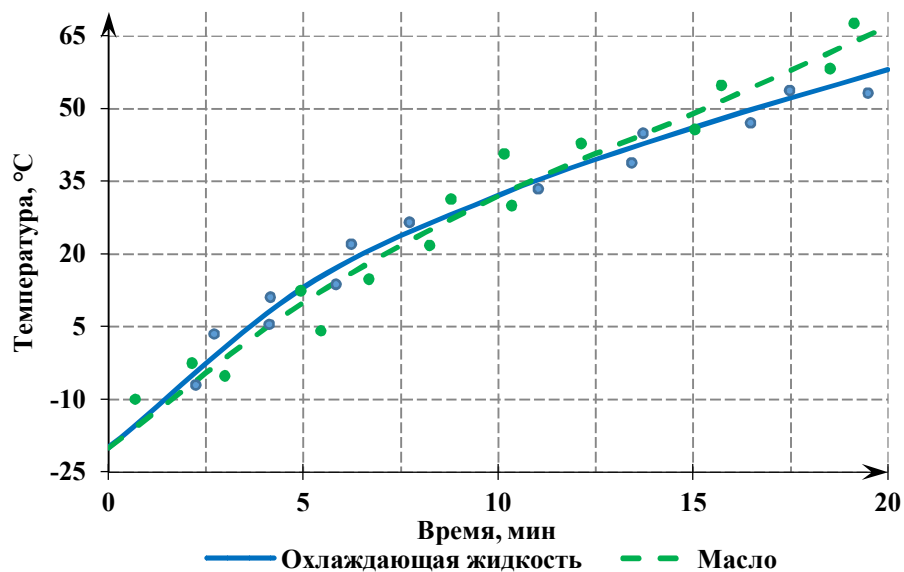


Рисунок 2.3 - Зависимость температуры масла и охлаждающей жидкости в процессе прогрева от температуры

Таким образом, в качестве характерной температуры для двигателя в целом, может выступать температура охлаждающей жидкости двигателя, имеющая единый характер изменения с температурой масла и определяемая средней температурой двигателя.

Решая совместно уравнения (2.20 и 2.36), получаем:

$$t_{\text{пр}} = \frac{\overline{C} \cdot \overline{m}_{\text{двс}} \Delta T}{q \cdot G_t}, \quad (2.37)$$

Учитывая долю энергии, затрачиваемую на совершение работы по преодолению сил трения:

$$A_{\text{тр}} = N_{\text{мп}} \cdot t = M_t \cdot \omega \cdot t, \quad (2.38)$$

получим

$$t_{\text{пр}} = \frac{\overline{C} \cdot \overline{m}_{\text{двс}} \Delta T}{q \cdot G_t + M_t \cdot \omega}, \quad (2.39)$$

Следовательно, интенсивность изменения температуры двигателя будет зависеть от часового расхода топлива; температуры внешней среды и температуры охлаждающей жидкости (двигателя) в начале прогрева; средней теплоемкости материалов двигателя и режима его работы.

2.3 Обоснование способа интенсификации прогрева двигателя динамическим нагружением

Для оптимизации режима прогрева в условиях низких температур предлагается способ, предусматривающий работу двигателя на бестормозных неустановившихся скоростных режимах, заключающийся в том, что процесс прогрева осуществляется с использованием нагружения сопряжений и деталей двигателей инерционными силами, возникающими при его работе. Осуществить такой переходный режим работы двигателя возможно при мгновенном нарушении условий статического равновесия между индикаторным моментом и моментом сопротивления. Изменить индикаторный момент можно путем мгновенного изменения подачи топлива, а изменение момента сопротивления можно вызвать за счет резкого изменения внешней нагрузки [95, 46,52].

В общем случае это можно записать следующим выражением:

$$M_e = M_i - M_t - M_c - M_\varepsilon, \quad (2.40)$$

где M_e – эффективный момент сил двигателя, Н·м;

M_i – индикаторный момент сил двигателя, Н·м;

M_t – момент сил механических потерь двигателя, Н·м;

M_c – момент сил сопротивления потребителя, Н·м;

M_ε – затраты крутящего момента сил на увеличение кинетической энергии всех движущихся масс двигателя, Н·м.

При отсутствием внешних сопротивлений и нагрузки на выходном валу двигателя его работа в неустановившемся режиме характеризуется выражением:

$$M_i - M_t - M_\varepsilon = 0, \quad (2.41)$$

или в соответствии с принципом Даламбера:

$$M_i - M_t = I \cdot d\omega/dt, \quad (2.42)$$

Данное уравнение в мгновенных значениях имеет вид:

$$M_i(\varphi, g_{ц}, \alpha) - M_t(\varphi, \omega) = I(\varphi) \cdot d\omega/dt, \quad (2.43)$$

где M_i – индикаторный крутящий момент двигателя, Н·м; M_t – момент механических потерь двигателя, Н·м; I – приведенный к коленчатому валу ДВС момент инерции движущихся масс, Н·м²; $d\omega/dt = \varepsilon$ – угловое ускорение коленчатого вала, с⁻²; φ – угол поворота коленчатого вала, град; $g_{ц}$ – средняя цикловая подача топлива, мм³/цикл; α – коэффициент избытка воздуха.

При установившемся скоростном режиме холостого хода ($\omega = \text{const}$)

$$I \cdot d\omega/dt = 0, \quad (2.44)$$

В этом случае индикаторный крутящий момент M_i затрачивается только на преодоление механических потерь двигателя.

Увеличение подачи топлива вызывает нарушение равенства (2.44), вследствие чего в системе возникает угловое ускорение ε , следовательно, и направленный противоположно ему инерционный момент $M_\varepsilon = I \cdot \varepsilon$, соответствующий мгновенному крутящему моменту при свободном разгоне двигателя на заданном скоростном режиме. В силу того, что величина момента инерции I является величиной практически постоянной для одного типа двигателей, процесс оценки эффективности мощности сводится к измерению углового ускорения коленчатого вала ε при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Из выражения (2.42) следует, что весь избыток индикаторного момента M_i реализуется на увеличение кинетической энергии движущихся масс двигателя M_e . В результате происходит динамическое самонагружение двигателя тем больше, чем с большим ускорением ε разгоняется двигатель.

После окончания разгона и при стабилизации частоты вращения M_n принимает нулевое значение и для повторения цикла нагружения необходимо возвратиться к исходной частоте вращения путем выключения подачи топлива в цилиндры двигателя. Следовательно, для создания нагрузки необходимо обеспечить колебание частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Комплекс последовательных циклов разгона и выбега инерционной системы образуют цикл нагружения сопряжений двигателя.

Для более интенсивного прогрева, увеличивают обороты коленчатого вала до максимально возможных в данном режиме, в таком случае двигатель долгое время не может развить максимально возможной мощности. Масло, не успев прогреться остается вязким, работа двигателя сводится к преодолению сил трения, что так же способствует повышению нагрузки.

По мере прогрева двигателя повышается температура масла и охлаждающей жидкости, улучшается тепловое состояние двигателя, условия смазки и смесеобразования, а также горения, снижаются механические потери. Все это дает возможность более интенсивно увеличить нагрузку, изменяя скоростной диапазон угловой скорости коленчатого вала путем уменьшения нижнего предела до минимальных устойчивых оборотов коленчатого вала и увеличения верхнего до допустимых максимальных безопасных оборотов коленчатого вала при действительной температуре, что способствует увеличению нагрузки на детали и сопряжения.

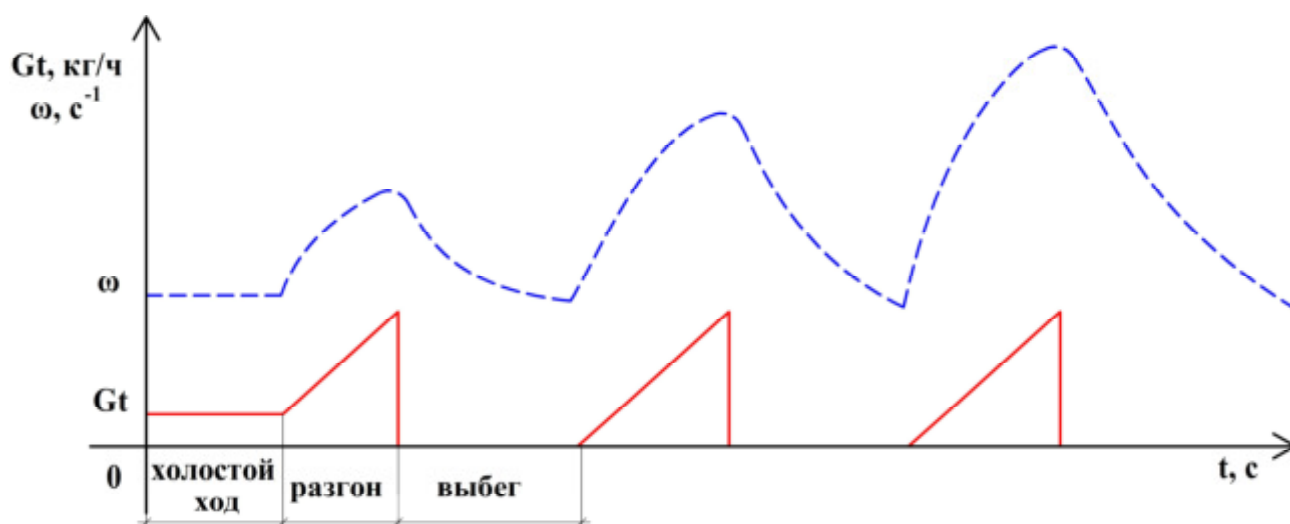


Рисунок 2.4 - Схема циклического режима работы двигателя
свободный разгон-выбег

Таким образом, тепловое состояние, т.е. увеличение температуры двигателя и сокращение затрат времени, будут улучшаться по мере увеличения нагрузки и скоростного диапазона разгон-выбег. Известно, что несоответствие часового расхода топлива $\Delta G_t = G_t^{\text{ну}} - G_t^{\text{уст}}$ в статико-динамическом и установившемся режимах увеличивается с ростом интервала $\Delta \omega$ при неизменном положении дроссельной заслонки и постоянстве средних оборотов $\omega_{\text{ср}}$ за цикл разгон-выбег (рис. 2.4) и носит односторонний характер ($G_t^{\text{ну}} > G_t^{\text{уст}}$ всегда) и объясняется следующим: при выбеге двигателя в цикле разгон-выбег отсутствуют остаточные газы в цилиндрах, снижается температура внутрицилиндрового объема и деталей впускного тракта. Это способствует увеличению весового наполнения цилиндров горючей смесью и коэффициента наполнения по отношению к рабочему режиму двигателя (разгону).

2.4 Обоснование скоростного режима работы двигателя при прогреве

Реализация рассматриваемого способа не позволяет проводить прогрев при постоянной частоте вращения, вследствие необходимости её циклического изменения. В связи с этим скоростной режим будет определяться средним

значением, которое может быть любым в пределах от минимальной до максимальной угловой скорости коленчатого вала.

Оптимизация процесса прогрева двигателя в предложенном режиме работы сводится к определению теплового состояния двигателя в данный момент для расчета скоростного диапазона разгон-выбег, при котором общее время прогрева будет минимальным.

Рассчитать изменение индикаторного момента с минимальной частоты вращения коленчатого вала после свободного выбега при переходных режимах двигателя не предоставляется возможным, это объясняется отсутствием математических зависимостей многих параметров от технического состояния двигателя.

Существующие зависимости позволяют определять индикаторные показатели двигателя при номинальной частоте вращения двигателя [15, 92, 44]. В случае моделирования процессов ДВС принимается значительный ряд допущений [2, 83].

Поэтому для обоснования факторов, влияющих на режим пуск-разгон, необходимо проанализировать различие условий выхода двигателя в разгон после запуска стартером и после свободного выбега. В. Н. Болтинский отмечал, что при высоких пусковых качествах пуск карбюраторного двигателя возможен при частоте вращения коленчатого вала, близком к нулю [15].

Для эффективной реализации в качестве нижнего предела скоростного режима необходимо принимать значения минимальной устойчивой частоты вращения коленчатого вала, а верхнего предела принимать значения, близкие к максимальной частоте вращения коленчатого вала, с учетом того что эти значения переменны и зависят от степени прогрева двигателя.

Важным моментом при определении нижнего предела скоростного режима является оценка уровня виброколебаний и определение нижнего значения частоты вращения коленчатого вала в начале такта разгона (или в конце такта выбега). У двигателя, установленного на автотракторную технику, наблюдается два основных вида колебаний: линейные и крутильные.

Линейные колебания, вызываемые тактами выбега и разгона, относятся к вынужденным колебаниям, которые возникают в результате воздействия на него периодических возмущающих сил. При этом сопутствующими свободными колебаниями и свободно сопровождающими колебаниями пренебрегают в связи с практически мгновенным их затуханием.

Уравнение мгновенных (вынужденных) колебаний двигателя и его решение имеют вид:

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + r^2q = h\sin(pt) \quad (2.45)$$

$$q = \frac{h}{\sqrt{(r^2 - p^2)^2 + 4n^2p^2}} \sin(pt - \varepsilon) \quad (2.46)$$

где q – отклонение (перемещение) двигателя от центра инерции, 10^{-3} м;

r – собственная частота колебаний двигателя, Гц;

h – амплитуда возмущающей силы;

p – число полных циклов изменения возмущающей силы за 2π секунд;

n – коэффициент сопротивления, отнесенной к единице массы двигателя;

t – время, с;

ε – угол сдвига фаз, град.

Из анализа формулы (2.46) следует, что линейные колебания двигателя при наличии сопротивлений происходят с частотой возмущающей силы; амплитуда вынужденных линейных колебаний от начальных условий и времени не зависит; в вынужденных колебаниях с сопротивлением всегда имеет место сдвиг фазы.

Уравнение крутильных колебаний двигателя и его решение (без связей с внешней средой) имеют вид:

$$J_x \ddot{\varphi} = A_{M\varphi} \sin(\omega_B t), \quad (2.47)$$

$$\varphi = -\varphi_p \sin(\omega_B t), \quad (2.48)$$

$$\varphi_p = A_{M\varphi} / (J_x \cdot \omega_B^2), \quad (2.49)$$

где $A_{M\varphi}$ – амплитуда основной гармоники (максимальное значение) опрокидывающего момента, Н·м;

φ_p – угол поворота двигателя относительно центра момента инерции при отсутствии связей с внешней средой, c^{-2} ;

J_x – момент инерции двигателя, $H \cdot m \cdot c^2$;

ω_v – круговая частота возмущения (частота вынужденных колебаний от действия опрокидывающего момента), c^{-1} .

Из формулы (2.49) следует, что чем меньше амплитуда возмущающего фактора (опрокидывающего момента), выше частота возмущения и больше по массе двигатель, тем меньше амплитуда колебаний.

Действительная амплитуда колебаний при резонансе, когда силы инерции уравнивают силу упругости подвески двигателя, а возмущающему воздействию противостоит только сила трения подвески, зависит от того, насколько быстро проходит двигатель через резонанс, т.е. от темпа нарастания или убывания угловой скорости коленчатого вала.

Зная частоту собственных (f_c) и вынужденных (f_v) колебаний, можно определить частоту вращения коленчатого вала двигателя (n_p), при которой наступает резонанс: $f_v/f_c = p \cdot n_p / 60 f_c$,

$$\text{отсюда} \quad n_p = 60 f_c / p \quad (2.50)$$

где p – порядок основной гармоники опрокидывающего момента двигателя;

z – число цилиндров двигателя.

Следовательно, резонансная частота собственных и вынужденных колебаний двигателя может являться одним из критериев при выборе нижнего значения (n_n) интервала изменения частоты вращения к.в. ($n_n - n_v$) при осуществлении прогрева.

В данной работе предлагается осуществлять разгон-выбег включением и выключением подачи топлива при фиксированном положении дроссельной заслонки в крайнем положении, обеспечивающем максимальную подачу топлива в цилиндры [97]. Данный способ имеет преимущество перед разгоном резким открытием дросселя, т.к. позволяет нижний порог частоты вращения коленчатого вала снизить до минимальной пусковой, что невозможно осуществить при управлении дроссельной заслонкой.

Граница верхнего предела оборотов двигателя в режиме разгона, определяется временем выбега двигателя, определяемым моментом сил сопротивления вращению в зависимости от вязкости моторного масла при его действительной температуре.

Таким образом, обоснование оптимального интервала изменения УСКВ должно проводиться с учетом типа двигателя, конструкции и алгоритма работы исполнительного механизма подачи топлива, а также момента инерции двигателя.

С учетом вышесказанного в общем случае в качестве нижнего предела УСКВ – значения ω_1 , стремящиеся к $\omega_1 \approx (0,75-0,65) \omega_{xx}$, а верхнего предела УСКВ следует принять значения ω_2 , растущие по мере прогрева от ω_{xx} к номинальной УСКВ, т.е. $\omega_2 \approx (0,95-1) \omega_n$.

2.5 Расчет тепловых параметров прогрева двигателя в режиме работы разгон-выбег

В рассматриваемом способе нагружение двигателя возникает на такте разгона в выбранном интервале угловой скорости коленчатого вала. Характер его протекания и величина зависят от значений эффективного крутящего момента двигателя, который в каждой точке разгона будет равен разности индикаторного момента и момента механических потерь. Момент сил механических потерь зависит от степени приработки сопряжений, угловой скорости коленчатого вала, температуры охлаждающей жидкости, смазочного масла и других факторов.

Величина и характер изменения индикаторного момента зависят от цикловой подачи топлива и протекания процессов наполнения и очистки цилиндров.

В общем случае время прогрева прямо пропорционально количеству теплоты, необходимой для прогрева двигателя до заданной температуры и обратно пропорционально интенсивности теплового потока.

$$t_{пр} = \frac{Q_{п}}{Q_i}, \quad (2.51)$$

где $Q_{п} = \overline{C} \cdot \overline{m}_{двс} \cdot \Delta T$ – количество теплоты необходимой на прогрев, Дж;

Q_i – интенсивность теплового потока, Дж/с;

$\bar{C}$ – средневзвешенная теплоемкость материалов двигателя, Дж/кг К;

$\bar{m}_{\text{двс}}$ – общая масса двигателя, кг;

ΔT – температура пуска, К.

Сущность способа заключается в следующем: при работе двигателя в режиме холостого хода индикаторный момент равен моменту механических потерь ($M_i = M_t$). При резком увеличении подачи топлива, равновесие нарушается и индикаторный момент значительно превышает момент механических потерь ($M_i > M_t$). Избыток индикаторного момента сил реализуется на увеличение частоты вращения коленчатого вала. Для этого случая уравнение движения двигателя имеет вид:

$$I \cdot d\omega/dt = M_i - M_t, \quad (2.52)$$

где I – приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции движущихся масс, Н·мс²;

$d\omega/dt = \varepsilon$ – угловое ускорение коленчатого вала, с⁻²;

Если на всём участке разгона топливоподающий орган находится в положении «максимальная подача», то скоростная характеристика двигателя аналогична скоростной характеристике установившегося режима максимальной нагрузки (внешняя характеристика). То есть, какой-то промежуток времени двигатель работает с максимальной нагрузкой (аналогичной тормозным испытаниям), выделяя при этом максимальные количества теплоты.

$$Q_i = G_t \cdot t_p \cdot q, \quad (2.53)$$

где Q_i – количество теплоты поданное в двигатель, Дж;

G_t – часовой расход топлива в режиме свободного разгона, г/кВт·ч;

t_p – время работы в режиме разгона, с;

q – теплотворная способность топлива, Дж/кг.

При достижении двигателем заданной частоты вращения коленчатого вала выключается подача топлива. Двигатель переходит в режим свободного выбега, реализуя при этом накопленную кинетическую энергию в тепловую.

$$Q_{it} = \frac{I_{дв}}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) \cdot \lambda, \quad (2.54)$$

где $I_{дв}$ – приведенный момент инерции движущихся частей двигателя, Н·м·с²;

ω_1 и ω_2 – начальная и конечная угловая скорость вращения, с⁻¹;

λ – тепловой коэффициент, Дж.

При достижении в процессе выбега заданной частоты включается подача топлива, переводя тем самым двигатель в циклический режим работы разгон-выбег.

Без учёта тепломассообмена уравнение теплового баланса двигателя при прогреве имеет вид:

$$Q_{ц} = q \cdot G_{tp} \cdot t_p + \frac{I_{дв}}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) \cdot \lambda, \quad (2.55)$$

С учетом формул 2.53 и 2.55 количество циклов:

$$n_{ц} = \frac{Q_{ц}}{Q_{ц}} = \frac{\overline{C} \cdot \overline{m}_{двс} \cdot \Delta T}{q \cdot G_{tp} \cdot t_p + \frac{I_{дв}}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) \cdot \lambda}, \quad (2.56)$$

С учетом того, что время прогрева $t_{п} = t_{ц} \cdot n_{ц}$, получаем:

$$t_{ц} = t_p + t_b = t_p + t_p \frac{\eta_M}{1 - \eta_M} = t_p \left(1 + \frac{\eta_M}{1 - \eta_M} \right) = t_p \cdot \frac{1}{1 - \eta_M}, \quad (2.57)$$

$$t_{ц} = t_p (1 - \eta_M)^{-1} \quad t_b = t_p \cdot \frac{\eta_M}{1 - \eta_M}$$

Потери тепла при разгоне и выбеге:

$$Q_{рв} = \alpha \cdot K \cdot F \cdot \Delta T \cdot (t_b + t_p), \quad (2.58)$$

Общие потери тепла (при $\alpha \rightarrow C$, $\alpha \rightarrow K$, $F = C$)

$$Q_{\Sigma п} = Q_p + Q_b = \alpha \cdot K \cdot F \cdot \Delta T \cdot (t_b + t_p) = \alpha \cdot K \cdot F \cdot \Delta T \cdot t_p \cdot \frac{1}{1 - \eta_M}, \quad (2.59)$$

Уравнение теплового баланса:

$$\overline{C} \cdot \overline{m}_{двс} \cdot \Delta T = \left(\overbrace{q \cdot G_{tp} \cdot t_p}^{A1} + \overbrace{\frac{I_{дв}}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) \cdot \lambda}^{A2} + \overbrace{\alpha \cdot K \cdot F \cdot \Delta T \cdot t_p (1 - \eta_M)^{-1}}^{A3} \right) n_{ц}$$

с учетом потерь теплоты за один цикл:

$$n_{ц} = \frac{\overline{C} \cdot \overline{m}_{двс} \cdot \Delta T}{A_1 + A_2 + A_3}, \quad (2.60)$$

С учетом формулы (2.57) общее время прогрева:

$$t_{\pi} = n_{\pi} \cdot t_{\pi} = n_{\pi} \cdot t_p (1 - \eta_M)^{-1}, \quad (2.61)$$

Сложность термодинамических процессов и имеющиеся результаты исследований по КПД теплопередачи дают основание оценивать действительный расход энергии выражением:

$$Q_{\Sigma \pi} = Q_p \cdot \eta_M^{-1}, \quad (2.62)$$

целесообразность способа

$$\phi_{\pi} = \frac{Q_{+}}{Q_{-}} > 1, \quad (2.63)$$

где Q_{+} – полученная теплота в цикле;

Q_{-} – потери теплоты в цикле за счёт тепломассообмена.

$$\phi_{\pi} = \frac{q \cdot G_{\text{тр}} \cdot t_p + \frac{I_{\text{ДВ}}}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) \cdot \lambda}{\alpha \cdot K \cdot F \cdot \Delta T \cdot t_p (1 - \eta_M)} > 1, \quad (2.64)$$

С учетом того, что начальные условия прогрева определяются стабильной работой двигателя $\omega_2 > \omega_1 > \omega_{\text{пуск}}$, целесообразность способа очевидна.

Среднее значение угловой скорости коленчатого вала, определяется по переменному диапазону ступеней в цикле разгон-выбег (рис. 2.5).

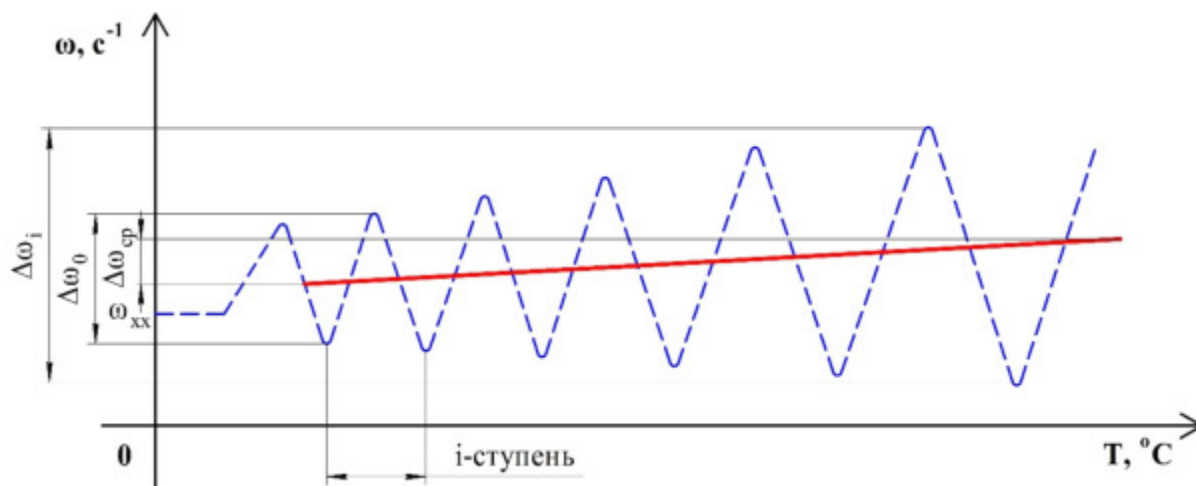


Рисунок 2.5 – Схема скоростного режима при прогреве двигателя с динамическим нагружением

Количество израсходованного топлива в предлагаемом способе прогрева зависит от технического состояния двигателя, времени, удельного расхода топлива и угловой скорости коленчатого вала.

Потребление топлива в режиме прогрева происходит на циклах разгона и суммарный расход топлива за прогрев G_{Π} будет равен сумме расходов на всех ступенях с переменным диапазоном угловой скорости коленчатого вала:

$$G_{\Pi} = \sum_{i=1}^n G_i, \quad (2.65)$$

Расход топлива, на ступенях можно определить по уравнению

$$G_i = \frac{M_k \cdot \omega_{cp} \cdot g_{ei} \cdot t_i \cdot m_i}{60 \cdot 10^6}, \quad (2.66)$$

где M_k – крутящий момент ступени, Н·м;

$\omega_{cp} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$ – средняя УСКВ ступени, с⁻¹;

g_{ei} – удельный расход топлива, г/кВт·ч;

t_i – время длительности ступени, с;

$m_i = t_{pi}/t_{ци}$ – коэффициент доли времени такта разгона во времени i -й ступени.

$$t_p = \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_p}, \quad (2.67)$$

где ε_p – угловое ускорение разгона для ступени ($\varepsilon_p = \text{const}$), с⁻²;

$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1$ – интервал изменения УСКВ на данной ступени, с⁻¹;

$$t_b = \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_{вср}}, \quad (2.68)$$

где $\varepsilon_{p\text{ ср}}$ – среднее за такт выбега угловое ускорение, с⁻²

Можно принять линейной зависимости M_{Π} и $\varepsilon_{в}$ от ω

$$\varepsilon_{вср} = \frac{\varepsilon_{в1} + \varepsilon_{в2}}{2}, \quad (2.69)$$

где $\varepsilon_{в1}$ и $\varepsilon_{в2}$ – угловые ускорения выбега, с⁻².

Время цикла будет равно:

$$t_{\Pi} = t_p + t_b = \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_p} + \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_{вср}} = \frac{\Delta\omega(\varepsilon_p + \varepsilon_{вср})}{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_{вср}}, \quad (2.70)$$

Тогда доля времени разгона:

$$m_i = \frac{t_{pi}}{t_{ци}} = \frac{\frac{\Delta\omega}{\varepsilon_p}}{\frac{\Delta\omega(\varepsilon_p + \varepsilon_{вср})}{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_{вср}}} = \frac{\varepsilon_{вср}}{\varepsilon_p + \varepsilon_{вср}}, \quad (2.71)$$

Так как $M_k = \varepsilon_p \cdot I$, то уравнение примет вид:

$$G_i = \frac{\varepsilon_p \cdot I \cdot \omega_{cp} \cdot g_{ei} \cdot t_i \cdot \varepsilon_{вср}}{60 \cdot 10^6 (\varepsilon_p + \varepsilon_{вср})}, \quad (2.72)$$

Значения ε_p , t_i , ω_1 , ω_2 задаются скоростным режимом прогрева; значения $\varepsilon_{в1}$, $\varepsilon_{в2}$, а также значение момента инерции системы I могут быть определены по результатам экспериментальных исследований по группе двигателей данной марки тормозным или безтормозным способом.

С учетом того, что эффективный КПД учитывает тепловые и механические потери в двигателе: $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{мех}$. Где индикаторный КПД η_i , с повышением температуры охлаждающей жидкости возрастает вследствие более полного сгорания топлива. Если процесс сгорания лимитируется количеством поступающего топлива или смесеобразованием, то индикаторные процессы существенно не улучшатся.

В определенном интервале повышения температуры охлаждающей жидкости эффективный КПД будет возрастать, пока не прекратится повышение механического КПД, если считать η_i неизменным. При этом эффективный удельный расход топлива: $g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q}$ будет уменьшаться.

2.6 Выводы по главе

1. Аналитически установлена возможность повышения эффективности прогрева при работе двигателя в режиме разгон-выбег, за счет использования теплоты рабочих процессов с учетом влияния низких температур.
2. Теоретически обоснованы параметры послепускового прогрева двигателя и режимные параметры способа его осуществления.
3. Разработана аналитическая модель процесса теплообмена двигателя и окружающей среды в режиме работы разгон-выбег, позволяющая определить время прогрева бензинового двигателя и количество циклов в зависимости от начальных параметров пуска.

3. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1. Программа экспериментальных исследований

Согласно поставленным задачам и полученным результатам теоретических исследований, для подтверждения возможности сокращения времени прогрева при работе двигателя в режиме разгон-выбег необходимо проведение экспериментов.

Для решения задач экспериментальных исследований необходимо:

1. Исследовать влияние условий окружающей среды на интенсивность изменения теплового состояния бензинового двигателя, оборудованного электронным блоком управления, в режиме работы холостой ход и разгон-выбег.

2. Провести ускоренные сравнительные износные испытания деталей основных сопряжений двигателя ЗМЗ-4062.10 в режиме прогрева с динамическим нагружением и штатном.

3. Установить закономерности для расчета теоретической модели изменения температуры охлаждающей жидкости исследуемого двигателя в режиме работы свободный разгон-выбег и подтвердить ее адекватность.

4. Проверить эффективность разработанного способа в ходе проведения экспериментальной части исследования.

5. Разработать рекомендации по практическому использованию динамического метода прогрева в эксплуатационных условиях.

Первые две задачи решаются постановкой активных экспериментов, а остальные - по специальной методике, с использованием методов статистической обработки информации.

Проведение хронометражных наблюдений осуществлялось в зимние месяцы 2018-2019 гг. Полученные результаты были обработаны методами математической статистики согласно предложенной методике.

Для изучения процесса изменения теплового состояния и выявления степени влияния конкретных факторов на него были проведены экспериментальные

исследования в климатических условиях Новосибирской области на базе лаборатории кафедры эксплуатации машинно-тракторного парка Новосибирского ГАУ на экспериментальной установке (рис. 3.2), а также автомобилях, оборудованных бензиновыми двигателями ЗМЗ-4062.10 и ЗМЗ-409.10 с распределенным впрыском топлива, по плану экспериментальных исследований, представленному на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 - План экспериментальных исследований

3.2 Экспериментальная установка, измерительная аппаратура и оборудование

Выбор физического объекта для проведения экспериментов проводился исходя из следующих предпосылок:

- представленность двигателей данной марки, установленных на автомобилях различных марок, эксплуатирующихся в с/х предприятиях на территории Новосибирской области, составляет 40 % от общей численности автомобилей этого класса;
- перспективность данной марки двигателей, в связи с учетом численности, физического, геометрического и теплового подобия к двигателям других марок;
- возможность распространения полученных результатов исследования на двигатели других марок.

На основании этого в качестве физического объекта исследований был выбран двигатель с электронным управлением ЗМЗ-4062.10, оснащенный блоком управления Микас 7.1 и всем штатным оборудованием в базовой комплектации модельного ряда ЗМЗ.

Семейство ЗМЗ представляет собой бензиновые автомобильные двигатели внутреннего сгорания, производства ОАО «Заволжский моторный завод». Данное семейство двигателей широко применяется на автомобилях Горьковского автозавода, таких как: «Волга», «ГАЗель» и «УАЗ».

Комплексная система управления ЗМЗ-4062.10 включает в себя функции управления системой зажигания и позволяет более точно дозировать подачу топлива и корректировать угол опережения зажигания, в т. ч. По параметру детонации, при изменяющихся режимах работы двигателя, что позволяет обеспечить необходимые мощностные, экономические и токсические показатели.

Для проведения активных экспериментов была создана лабораторная установка, состоящая из двигателя, оборудованного всеми штатными системами и навесным оборудованием размещенных на сваренной раме. Дополнительно были установлены термопреобразователи сопротивления, входящие в состав

измерительно-вычислительного комплекса «Овен» на базе персонального компьютера, для контроля температур охлаждающей жидкости и масла в различных точках двигателя.



Рисунок 3.2 – Общий вид экспериментальной установки

В качестве экспериментального оборудования для измерений необходимых параметров использовалось следующее оборудование:

1. Весы электронные марки DIGI DS-708 для измерения расхода топлива. Весовой



способ более удобен, так как точность замеров не зависит от температуры топлива и окружающей среды, а также способствуют установить изменение удельного расхода топлива в зависимости от температуры окружающего воздуха и режима работы бензинового двигателя.

Рисунок 3.3 – Весы Digi DS-708



Рисунок 3.4 – Весы MASSA-K
BK-150.1

2. Весы лабораторные марки MASSA-K модификации BK-150.1 для определения потери массы поршневых колец и вкладышей.

3. Прибор УПОИ-6 серийный номер 53, 1959 года выпуска – для определения износа гильз цилиндров – методом искусственных баз (вырезанных лунок). Прибор предназначен для вырезания и измерения лунки и точного определения ее расположения. Для вырезания лунки служит специальный вырезающий механизм, для

измерения – микроскоп. Определение местоположения лунок при повторных измерениях осуществляется с помощью системы перемещений, позволяющей обозначить координатами место вырезанной лунки и установить прибор так, чтобы на это место привести микроскоп. Этот метод позволяет с высокой степенью точности определить величину износа деталей при работе двигателя от двух часов и более [9, 30].

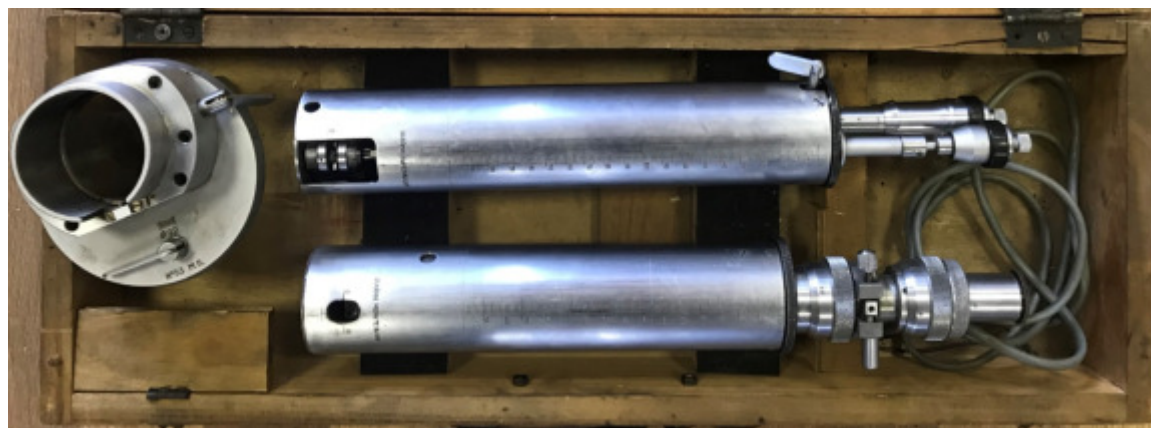


Рисунок 3.5 - Прибор УПОИ - 6

4. Скан-тестер «Автоас-скан», позволяющий выполнять перевод двигателя в режим работы свободный разгон-выбег (имеет ограничение по времени), а также диагностику и контроль систем управления двигателями с впрыском бензина с блоком управления «МИКАС 7.1» и их модификациями.

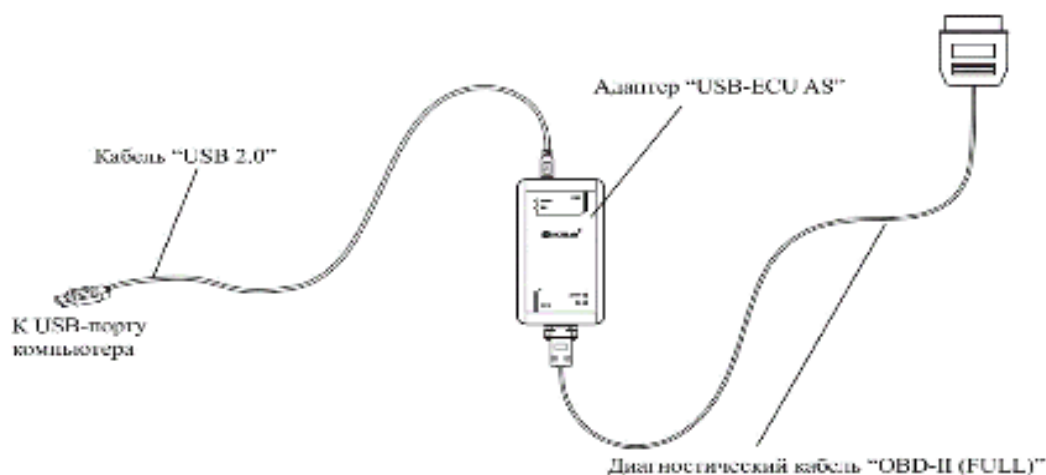


Рисунок 3.6 – Схема подключения Скан-тестера «Автоас-скан»

Связь тестера с блоком управления выполняется через диагностический разъем по однопроводной двунаправленной К-линии связи, в стандарте ISO 9141.

Просмотр параметров работы двигателя осуществляется в режиме «Параметры».

5. Устройство управления работой бензиновых форсунок – предназначенное для осуществления перевода бензинового двигателя в режим работы разгон-выбег, Путем отключения и включения подачи топлива при пороговых значениях частоты вращения коленчатого вала.

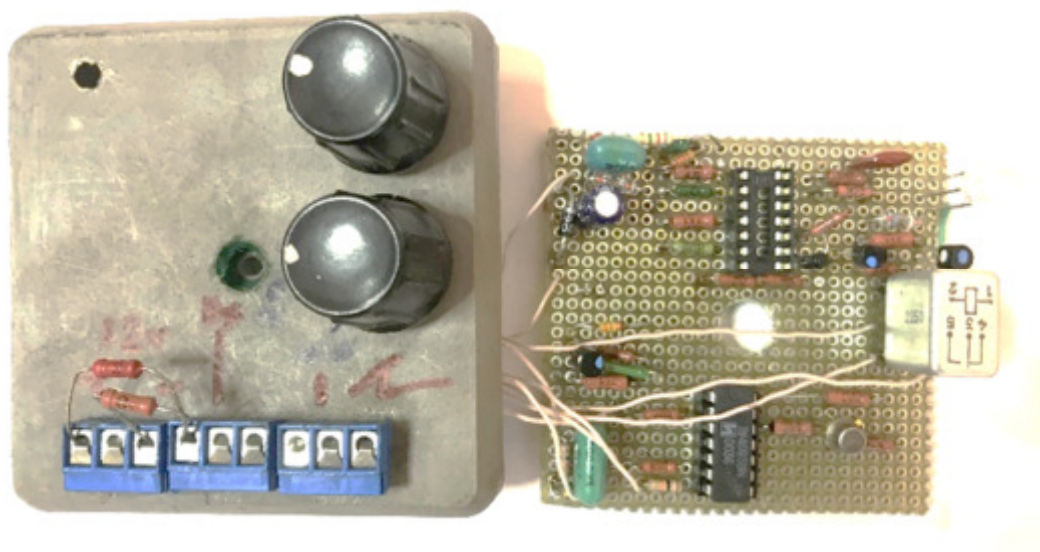


Рисунок 3.7 – Устройство управления работой бензиновых форсунок

Подключение устройства в электрическую цепь управления работой двигателя осуществлялось путем подключения к источнику питания, к датчику положения коленчатого вала и соединения через разрыв общего управляющего провода работы бензиновых форсунок.

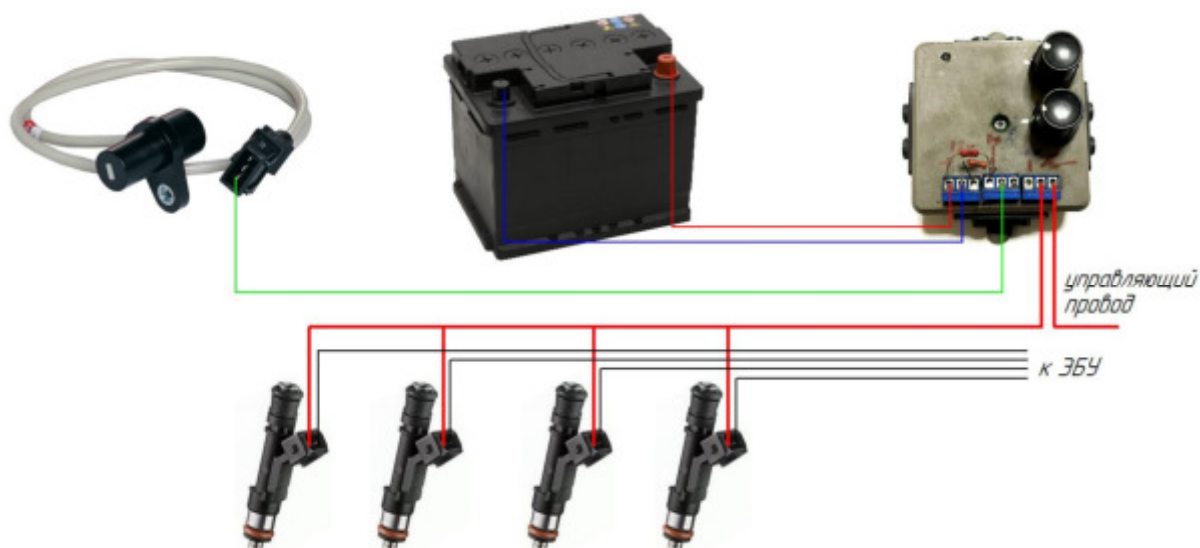


Рисунок 3.8 – Схема подключения устройства управления работой бензиновых форсунок

6. Термометр и датчик термосопротивления для измерения значений температуры окружающей среды, сигналы с которого поступали в блок регистрации.



Рисунок 3.9 – Датчик термосопротивления

7. Измерительно-вычислительный комплекс на базе персонального компьютера ИВК – «Овен», предназначенный для регистрации следующих параметров: температуры окружающей среды, охлаждающей жидкости и масла двигателя.

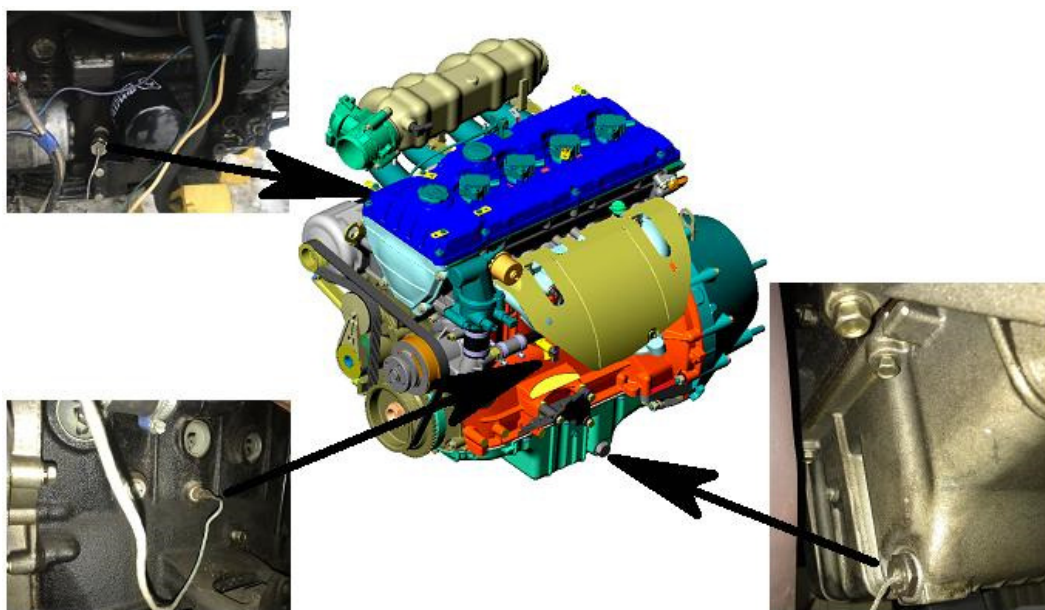


Рисунок 3.10 – Места установки термосопротивлений

В состав измерительного комплекса входили персональный компьютер с программным обеспечением ОВЕН, соединенный с помощью автоматических преобразователей интерфейса USB/RS 485 AC-4 и токовая петля AC-2М с блоком регистрации температуры – УКТ 38 Щ 4-ТП и четыре датчика регистрации температуры – термопреобразователи сопротивления ДТС 044 – 50 М.

Исследование изменения теплового состояния двигателя производилось с помощью трех датчиков (ДТС 044 – 50 М). Датчик №1- устанавливался в районе отверстия для слива картерного масла, датчик №2 – в средней части блока цилиндров, датчик №3 – в средней части блока цилиндров в отверстие для слива охлаждающей жидкости.



Рисунок 3.11 – Прибор УКТ 38 Щ 4-ТП

Датчики температуры представляют собой герметичный защитный корпус и помещенные в нем термочувствительный элемент сопротивления и соединительные провода, внешние выводы, для соединения с измерительными приборами. Данные термопреобразователи могут использоваться для непрерывного измерения температуры различных рабочих сред и имеют класс допуска В (согласно ГОСТ 6651-2009), т.е. допускаемое отклонение значений температуры равно $\pm 0,3$ °С, что вполне удовлетворяет потребностям измерения температур рабочих жидкостей двигателя.

Регистрация изменения теплового состояния и преобразование сигналов с датчиков осуществлялось с помощью восьмиканального устройства контроля температуры УКТ 38 модификации ТС, которое имеет входы для подключения термоэлектрических преобразователей.

Таблица 3.1 – Основные технические характеристики датчиков температуры и прибора контроля температуры

Наименование	Значение
ДТС 044 – 50 М	
Диапазон рабочих температур, °С	Минус 50 - плюс 150
Материал чувствительного элемента	Медь
Материал защитной арматуры	Латунь
УКТ 38	
Номинальное напряжение питания, В	220
Количество каналов контроля входных параметров	2 - 8
Продолжительность цикла опроса 8-ми датчиков прибором ТС/ТП, с	3,6/2,2
Интерфейс связи с компьютером	RS-232

Для автоматической регистрации информации связь прибора УКТ 38 с персональным компьютером осуществлялась через преобразователи интерфейсов АС 2-М «токовая петля» и АС- 4.



Рисунок 3.12 – Преобразователь AC 2-М

Преобразователь сигналов AC 2-М предназначен для передачи данных от приборов ОВЕН, оснащенных интерфейсом «токовая петля», в RS-485 и обратно. Он позволяет переводить получаемые данные в распространенные форматы данных – целочисленные и с плавающей точкой и передавать их по запросу от мастера сети. Для логической связи и настройки данного преобразователя используется программа «Конфигуратор AC 2-М», предназначенная для задания значений конфигурационных параметров преобразователя при помощи ПК.



Рисунок 3.13 – Преобразователь RS-485

Соединение преобразователя AC 2-М с персональным компьютером происходило через автоматический преобразователь интерфейсов AC 4, предназначенный для взаимного электрического преобразования сигналов интерфейсов USB и RS-485 с обеспечением гальванической изоляции входов

между собой. Следует упомянуть, что логическая связь преобразователя АС 4 со свободным СОМ-портом компьютера обеспечивалась при помощи драйвера, устанавливаемого на ПК.

Основные технические характеристики преобразователей интерфейса представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Основные технические характеристики преобразователей интерфейса

Наименование	Значения
АС 2-М	
Диапазон переменного напряжения питания	
Напряжение, В	90 - 245
Частота, Гц	47 - 63
Максимальная потребляемая мощность, ВА	2
Интерфейс RS-485	
Скорость передачи данных, бит/с	2400 - 115200
Поддерживаемые протоколы	ОВЕН
Количество приборов в сети, не более	32
АС- 4	
Питание	
Постоянное напряжение (на шине USB), В	4,75 - 5,25
Потребляемая мощность, ВА не более	0,5
Интерфейс USB	
Стандарт интерфейса	2.0
Длина линии связи с внешним устройством, м	3
Скорость обмена данными, бит/с, до	115200
Интерфейс RS-485	
Количество приборов в сети, не более	32

3.3. Общая методика экспериментальных исследований

Методика эксперимента заключается в определении времени прогрева и расхода топлива при различных значениях температуры воздуха и режимах работы бензинового двигателя после хранения на открытых площадках зимой.

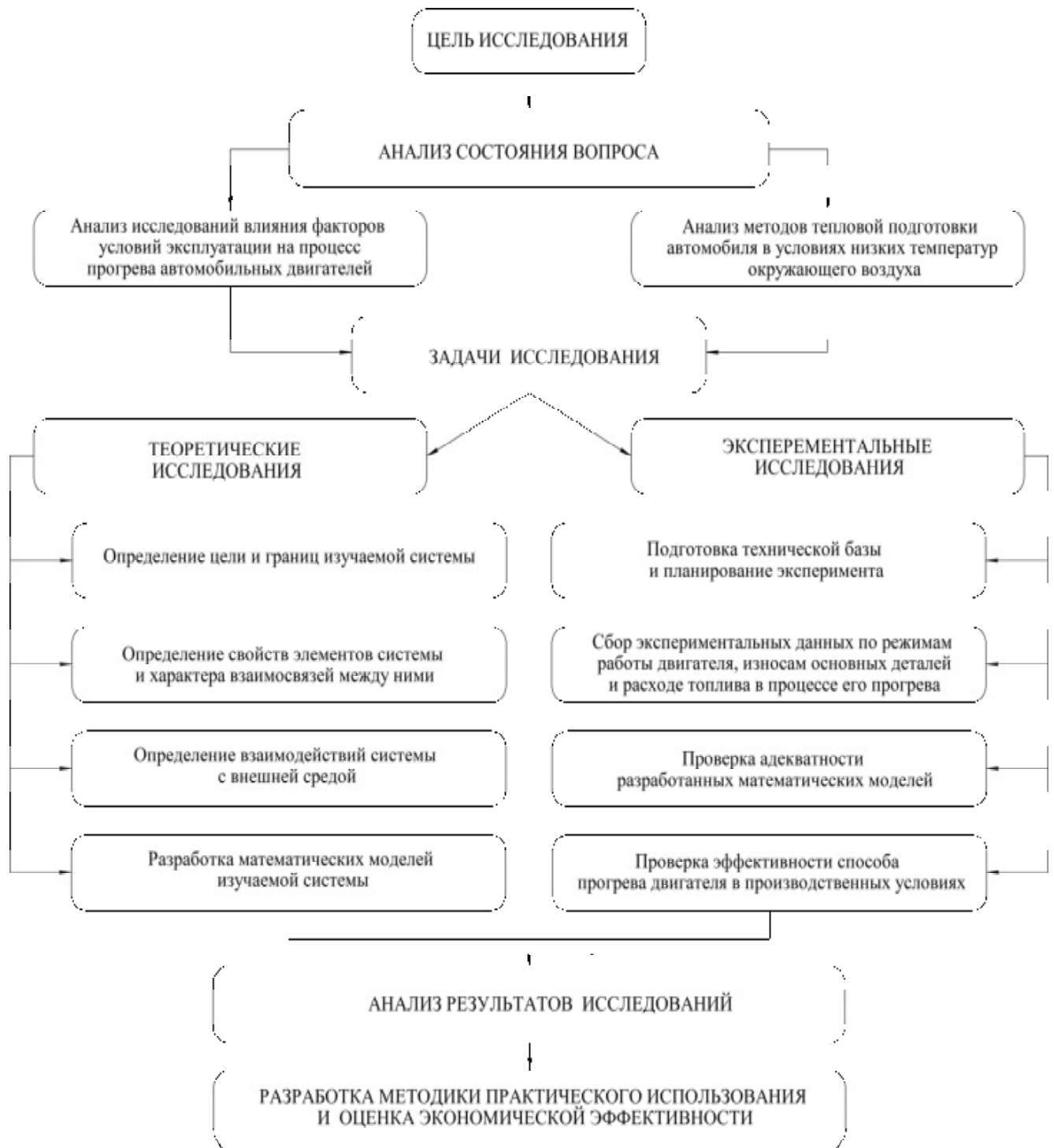


Рисунок 3.14 – Общая методика исследований

После длительного хранения при различных низких температурах окружающего воздуха на открытой стоянке производился запуск двигателя, и приборов регистрирующих значения температуры двигателя и расхода топлива. Согласно плана эксперимента исследовались два режима тепловой подготовки бензинового двигателя к эксплуатации:

- прогрев на холостом ходу;
- прогрев в режиме свободный разгон-выбег.

Проведение экспериментов предполагало соблюдение следующих условий [30]:

- При испытаниях должны выполняться требования безопасности, предусмотренные ГОСТ 31966-2012, техническими условиями и руководством по эксплуатации предприятия-изготовителя на двигатели, испытательные стенды, измерительные приборы, горюче-смазочные материалы и охлаждающие жидкости;
- технически-исправное состояние автомобиля;
- хранение автомобиля на открытой стоянке (испытание проходило при отрицательных значениях температур окружающего воздуха (ниже -0°C);
- в период проведения испытаний двигатель автомобиля не утепляли;
- использование бензина в качестве топлива (куплена контрольная партия топлива марки АИ-95 на весь период испытаний);
- использование эксплуатационных материалов, соответствующих климатическим условиям; (масло Заволжского моторного завода с вязкостью 5w-30 согласно руководству по эксплуатации, охлаждающая жидкость – тосол А-40);
- определяемые параметры при прогреве двигателя, их обозначения, единицы измерения, а также погрешности измерения или расчета должны соответствовать указанным в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Определяемые параметры при прогреве двигателя

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Допустимая погрешность
Частота вращения	n	об/мин	$\pm 2.0\%$
Время прогрева	$t_{\text{п}}$	мин	$\pm 0,07 \%$
Расход топлива	Gt	г/с (кг/с)	$\pm 1.0\%$
Количество циклов	n	шт	0

Места установки датчиков измеряемых параметров на испытываемом двигателе, а также специальная измерительная аппаратура регламентируются методикой лабораторных исследований.

3.4 Лабораторные исследования

В ходе исследования предусматривалось проведение ряда экспериментов, в которых регистрировались и протоколировались значения входных сигналов (значение параметра температуры окружающего воздуха ($^{\circ}\text{C}$), время начала и завершения измерений), а также интервалы изменения выходного параметра (температуры охлаждающей жидкости, расхода топлива, количество циклов разгон-выбег).

Порядок лабораторных исследований включал в себя следующие этапы:

1. Включение оборудования и измерительных приборов.
2. Запуск регистрирующих программ (ОВЕН и Автоас-скан).
3. Запуск двигателя автомобиля.
4. Автоматическая регистрация времени работы и температуры в контролируемых точках двигателя с интервалом 2 с.
5. Измерения массового расхода топлива.
6. Регистрация количества циклов разгон-выбег.
7. Завершение измерений.

Полученные значения изменения значений температур в контролируемых точках и времени прогрева переносились в электронную таблицу Microsoft Office Excel для дальнейшей статистической обработки.

3.4.1 Методика измерения температур

Термометрированию подвергались: окружающая среда, охлаждающая жидкость и масло двигателя.

Регистрация температуры производилась с этапа пуска экспериментальной установки в интервале температур согласно плана эксперимента.

Регистрирование температуры окружающей среды и теплового состояния двигателя осуществлялось автоматически программой ОВЕН с помощью прибора УКТ38-Щ4.ТС с термосопротивлениями. Сигналы с датчиков термосопротивления в режиме «online» поступали в блок регистрации УКТ 38, отображались на его дисплее и через выход с интерфейсом RS 485 кодировались в преобразователях интерфейса для записи данных в персональном компьютере. Регистрация показаний датчиков производилась с интервалом 2 с.



Рисунок 3.15 – Схема подключения измерительного оборудования

Измерение и контролирование точности работы прибора УКТ38-Щ4.ТС осуществлялось с помощью ртутного термометра с ценой деления 0,2 °С.

Непрерывная регистрация и сохранение значений входных параметров в базу данных на персональном компьютере осуществлялось при помощи программного обеспечения ОВЕН. Процесс регистрации данных предусматривает опрос всех приборов с определенной, отдельно задаваемой периодичностью. Сформированный протокол в дальнейшем преобразовывали в формат, поддерживаемый пакетом приложений Microsoft Office и обрабатывали вручную.

3.4.2 Методика измерения расхода топлива двигателем

Измерения производились весовым способом согласно ГОСТ Р 54810-2011 [35], при помощи электронных весов DIGI DS-708, емкости для топлива и программы ОВЕН для контроля времени опыта (дублировалось секундомером).

Емкость с топливом устанавливалась на весы, а подача топлива к двигателю осуществлялась через дополнительный топливопровод к насосу топливной системы вместо штатного.

Замер расхода топлива начинался с момента запуска и последующего прогрева двигателя, при этом фиксировалось время начала и окончания эксперимента программой ОВЕН и секундомером.



1 – емкость для топлива; 2 — весы DIGI DS-708; 3 – топливопровод к насосу системы питания

Рисунок 3.16 – Замер расход топлива

В дальнейшем по полученным результатам расчетным путем определяли часовой расход топлива двигателем экспериментальной установки по формуле:

$$G_T = 3.6 \frac{G_{\text{оп}}}{t}, \quad (3.1)$$

где G_T – часовой расход топлива, кг/ч.;

$G_{\text{оп}}$ – расход топлива двигателем за опыт, г.;

t – продолжительность опыта, с.

3.4.3 Методика измерений износов деталей основных сопряжений

Среди различных методов испытаний двигателей на безотказность и долговечность особое место занимают ускоренные испытания. Они позволяют за сравнительно непродолжительный срок устанавливать характер износа деталей, оценивать эффективность различных мероприятий, разработанных с целью повышения эффективности эксплуатации, надежности двигателей, и облегчают определение предельного срока службы.

Поскольку время пуска-прогрева при равных условиях в сравниваемых режимах существенно отличается, с точки зрения приемлемой точности на каждом этапе осуществляли 20 экспериментов. Увеличение числа пусков-прогревов может повлиять на погрешность измерений, а учитывая то, что при анализе результатов использовали относительную величину износов, приходящуюся на один пуск-прогрев, результаты этих этапов вполне сопоставимы.

Износ деталей основных сопряжений (поршневых колец, вкладышей коренных и шатунных подшипников) определяли весовым методом, который приемлем для определения износа небольших деталей. Их взвешивали до и после испытаний. Перед взвешиванием детали тщательно промывали, просушивали, после проведения испытаний с них смывали продукты износа, смазки и т.д. Взвешивание позволяет с большой точностью определить малый весовой износ небольших образцов. Для исключения систематических ошибок все замеры производили одними и теми же весами марки MASSA-K модификации BK-150.1 с предельной нагрузкой 150 г. допустимая погрешность $\pm 0,1$ мг.

Весовой износ вкладышей и поршневых колец в граммах определяли по потере их массы за период испытаний и вычисляли по формуле:

$$Q_i = m_{i1} - m_{i2} , \quad (3.2)$$

где m_{i1} - масса каждого элемента до испытаний, г;

m_{i2} - масса каждого соответствующего элемента после испытаний, г.

Определение величины линейного износа по потере веса осуществляли путем вычислений, основанных на предположении, что износ происходит

равномерно по поверхности трения. В этом случае весовой износ пересчитывается в линейный по формуле:

$$\overline{Q_i} = \frac{Q}{S \cdot j \cdot L \cdot 10^{-8}}, \quad (3.3)$$

где Q – весовой износ, мг;

S – площадь поверхности трения, см²;

j – удельный вес, г/см³;

L – путь трения, см.

Кроме того, после каждого цикла испытаний осуществляли визуальную оценку состояния всех трущихся поверхностей деталей, проверяли подвижность поршневых колец, уровень нагаро- и лакообразования.

В процессе разборки регистрировали положение колец на поршнях с таким расчетом, чтобы сохранить его при последующей сборке двигателя.

Износ гильз цилиндров определяли методом искусственных баз (вырезанных лунок) согласно ГОСТ 27860-88 [31,33] при помощи прибора УПОИ-6, разработанным в Институте машиноведения АН СССР М. М. Хрущевым и Е. С. Берковичем.

Данный способ позволяет с достаточной степенью точности установить величину износа деталей ЦПГ при работе двигателя в течение не менее 2 часов.

Для определения величины износа выполняют следующие операции: вырезают лунки, точно определяют их расположение и измеряют длину. Для вырезания лунки применяют специальный вырезающий механизм с алмазным трехгранным резцом, приводимым во вращение от руки вокруг оси, для измерения длины – микроскоп с окулярным микрометром, а для определения положения лунки – систему элементов перемещений, позволяющую обозначать координатами место вырезанной лунки для точной установки микроскопа и вырезающего механизма (рис 3.17).

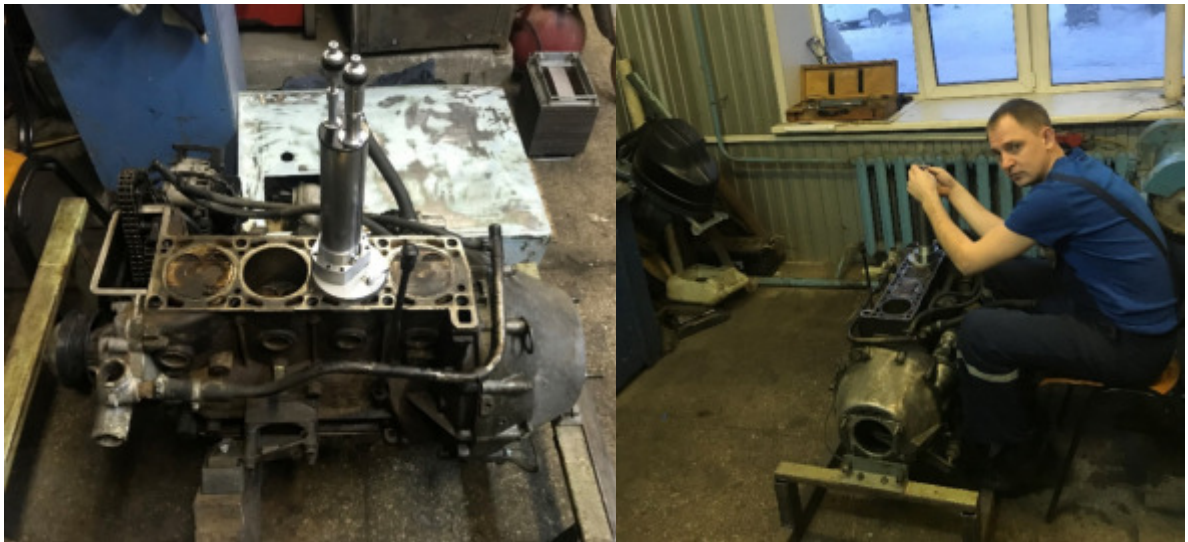


Рисунок 3.17 – Работа с прибором УПОИ-6

С целью контроля изменения внутреннего диаметра цилиндров вследствие износа после каждого этапа испытаний двигатель разбирали, проводили микрометраж, внутренний диаметр измеряли в трех поясах (сечениях) на расстоянии 11, 17 и 25 мм от верхней плоскости блока цилиндров, что соответствует зонами остановки поршневых колец (середина кольца) в момент перехода поршня через верхнюю мертвую точку. В каждом из них нарезали по восемь лунок через 45° , начиная от продольной оси блока цилиндров. Длина хорды вырезанных лунок находилась в пределах 2 мм, а их глубина - до 50 мкм.

Измерение длины хорды лунок до сборки и после разборки в цикле испытаний позволяет определить износ цилиндрической поверхности по формуле:

$$\Delta h = 0,125(l_1^2 - l_2^2) \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R} \right), \quad (3.4)$$

где l_1 и l_2 – длина лунки до и после изнашивания, мкм;

r – радиус вращения вершины резца, мкм,

R – радиус внутренней цилиндрической поверхности, на которой вырезается лунка, мкм.

Микроскоп прибора УПОИ-6 позволяет замерить длину лунки с точностью до $\pm 0,02$ мм, в пересчете на глубину лунки точность определения износа составит $\pm 0,5$ мкм. Фотографирование лунок производилось с помощью фотонасадки через микроскоп мерительной обоймы.

3.5 Планирование эксперимента, выбор отклика, числа факторов и уровней варьирования

До планирования эксперимента выбиралась целевая функция исследования, а затем непосредственно воздействующие на нее факторы.

Данные, полученные в результате активного эксперимента (изменялся режим работы двигателя, при различных температурах окружающей среды), заносились в матрицы плана эксперимента.

Выбор параметра оптимизации осуществлялся на основании поставленных задач исследования, в соответствии с которыми необходимо было определить с помощью экспериментальных данных совокупное влияние факторов (режима работы ДВС, времени работы ДВС, температуры окружающей среды) на тепловое состояние двигателя, и на имеющихся рекомендациях [3, 32, 66].

В качестве отклика было выбрано время прогрева, которое удовлетворяет всем требованиям, предъявляемым к отклику: количественной мере оценки, однозначности количественной оценки, однозначности в статистическом смысле (заданному сочетанию уровней факторов должно соответствовать одно значение отклика), эффективности в статистическом смысле (определение с наибольшей точностью), доступности измерения, универсальности и полноты, существенности при всех состояниях исследуемого объекта.

Так как проведение экспериментов в управляемой климатической камере теоретически возможно, а практически осуществить очень сложно, было принято решение проводить эксперименты на открытом воздухе в те дни, когда температура воздуха соответствовала значениям, предусмотренным планом эксперимента. Таким образом, разрабатываемый эксперимент является активно-пассивным.

После выбора отклика на основании предварительных опытов были найдены определяющие факторы, которые в наибольшей степени оказывают влияние на температурный режим двигателя в низкотемпературных условиях при работе его на холостом ходу и в режиме свободного разгона-выбега. Определяющие факторы выбирались с учетом следующих условий [3, 32, 66]:

- управляемость - способность принимать заданные значения и оставаться постоянными на протяжении всего опыта;

- независимость - отсутствие функциональной зависимости с другими факторами и возможность установления требуемого уровня независимо от уровня других факторов;

- совместимость - возможность безопасного осуществления всех комбинаций уровней факторов;

- непосредственная связь с функцией отклика.

Таким образом, в качестве влияющих факторов, с учетом вышесказанного, были выбраны:

- температура окружающей среды;

- температура охлаждающей жидкости (двигателя);

- время разгона.

Остальные показатели, такие как сорт масла, техническое состояние двигателя и др., поддерживались на постоянном уровне или не изменялись в соответствии с частными методиками экспериментальных исследований.

Выбранные факторы должны иметь заранее обозначенные области определения, которые соответствуют реальным условиям работы исследуемого объекта. В пределах области определения следует определить основной уровень – центр области определения и интервалы варьирования – величины, прибавление которых к основному уровню указывает границы области определения.

Поэтому при выборе уровня варьирования температуры окружающего воздуха за основной уровень взята среднемесячная температура наиболее холодного месяца (января) на территории Новосибирской области за последние 12 лет [93]. Нижний и верхний интервалы варьирования рассчитывались исходя из минимальной и максимальной среднемесячной температуры января за период 2000-2018 гг. при условии, что шаг варьирования будет равный.

Температура двигателя определяется температурами охлаждающей жидкости и масла, для которых за нижний предел принималось значение минус 20 °С, что для неподготовленного двигателя является минимальным значением

температуры пуска, без применения дополнительных средств его облегчения [34], а минимальная температура двигателя, подготовленного к принятию полной нагрузки равная 40 °С – принималась за верхний предел тепловой подготовки [110].

Граничные значения уровней варьирования времени разгона определялись опытным путем при проведении поисковых экспериментов.

Данные о факторах, областях определения, базовых уровнях и интервалах варьирования приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – факторы и области их определения

Наименование факторов	Услов обозначения	код	Уровни факторов			Интервал варьирования
			Нижний (-)	Основной (0)	Верхний (+)	
Температура окружающей среды, °С	T_B	X_1	Минус 30	Минус 15	0	15
Время разгона, с	t_p	X_2	0,4	0,8	1,2	0,4
Температура охлаждающей жидкости, °С	$T_{ож}$	X_3	Минус 20	10	40	30

3.6 Моделирование и построение матриц планирования

В силу того, что между выбранным параметром оптимизации и влиянием факторов существует связь [2, 119, 8 и др.], она не может быть строгой функциональной зависимостью, так как на изменение одной из величин влияет не только изменение второй величины, но и другие факторы.

Рассмотрим регрессионную зависимость в виде:

$$Y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3, \quad (3.5)$$

где b_0 – свободный член;

$b_1, b_2, b_3, b_{13}, b_{23}$ – расчетные коэффициенты регрессии;

x_1, x_2, x_3 – независимые переменные (факторы).

План эксперимента основывался на ортогональном центральном композиционном плане Бокса (ОТ(КП)). Такие планы позволяют оценить вклад каждого фактора в величину параметра отклика, учесть нелинейность и парное взаимодействие факторов [3]. Ядром плана являлся полный факторный эксперимент, учитывающий все сочетания верхних и нижних уровней варьирования факторов. Для обеспечения композиционности плана к ядру эксперимента следует добавить опыт в центре плана (при базовом уровне всех факторов), а также некоторое количество звездных точек, расположенных на расстоянии звездного плеча $a_{зв}$ от центра плана. Общее количество опытов определяется формулой:

$$N_0 = 2^k + 2k + n_0, \quad (3.6)$$

где k – количество факторов;

n_0 - количество опытов в центре плана ($n_0 = 1$).

Теория планирования предъявляет к факторам требование независимости, т.е. возможность установить данный фактор на любом уровне вне зависимости от уровня других факторов. Очевидно, что невозможно установить начальную температуру пуска двигателя на нижнем уровне, а окружающей среды на верхнем, что не соответствует реальным условиям работы двигателя.

В результате был составлен композиционный симметричный трехуровневый план с допустимым варьированием факторов предусматривающий проведение 54 опытов.

Для удобства построения матрицы планирования и обработки экспериментальных данных было применено кодирование уровней факторов. Обозначив через F_{ib} и F_{in} соответственно верхнее и нижнее значение фактора F_i , перейдем к более удобным безразмерным переменным X_i , определяемым из зависимости:

$$X_i = \frac{F_i - (F_{ib} + F_{in})/2}{(F_{ib} - F_{in})/2} \quad (3.7)$$

где X_i – значение безразличной переменной, соответствующее произвольному уровню.

Согласно зависимости (3.4) получим: для верхнего уровня $X_i = +1$; основного уровня $X_i = 0$; нижнего уровня $X_i = -1$. Исключив 1, представим соответственно $+$; 0 ; $-$. На основании вышеизложенного составлялись матрицы планирования эксперимента при фиксированной температуре окружающей среды.

Таблица 3.5 – Матрица плана эксперимента при температуре окружающей среды минус 30 °С

№ опыта	Порядок наблюдения			Факторы					Отклик			
	№1	№2	№3	X_1	X_2	X_3	X_1 X_3	X_2 X_3	Y'	Y''	Y'''	Y_{cp}
1	1	2	17	-1	-1	-20	20	20	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{cp1}
2	2	4	10	-1	-1	-10	10	10	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{cp2}
3	20	19	6	-1	-1	0	0	0	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{cp3}
4	11	8	8	-1	-1	10	-10	-10	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	Y_{cp4}
5	7	21	16	-1	-1	20	-20	-20	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	Y_{cp5}
6	16	15	19	-1	-1	30	-30	-30	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	Y_{cp6}
7	13	18	5	-1	-1	40	-40	-40	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	Y_{cp7}
8	10	12	11	-1	0	-20	20	0	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	Y_{cp8}
9	19	3	3	-1	0	-10	10	0	Y_{91}	Y_{92}	Y_{93}	Y_{cp9}
10	12	6	12	-1	0	0	0	0	Y_{101}	Y_{102}	Y_{103}	Y_{cp10}
11	18	20	7	-1	0	10	-10	0	Y_{111}	Y_{112}	Y_{113}	Y_{cp11}
12	4	7	2	-1	0	20	-20	0	Y_{121}	Y_{122}	Y_{123}	Y_{cp12}
13	3	17	21	-1	0	30	-30	0	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	Y_{cp13}
14	21	9	4	-1	0	40	-40	0	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	Y_{cp14}
15	14	11	15	-1	1	-20	20	-20	Y_{151}	Y_{152}	Y_{153}	Y_{cp15}
16	15	5	13	-1	1	-10	10	-10	Y_{161}	Y_{162}	Y_{163}	Y_{cp16}
17	17	1	1	-1	1	0	0	0	Y_{171}	Y_{172}	Y_{173}	Y_{cp17}
18	9	14	18	-1	1	10	-10	10	Y_{181}	Y_{182}	Y_{183}	Y_{cp18}
19	5	10	20	-1	1	20	-20	20	Y_{191}	Y_{192}	Y_{193}	Y_{cp19}
20	8	16	14	-1	1	30	-30	30	Y_{201}	Y_{202}	Y_{203}	Y_{cp20}
21	6	13	9	-1	1	40	-40	40	Y_{211}	Y_{212}	Y_{213}	Y_{cp21}

Таблица 3.6 – Матрица плана эксперимента при температуре окружающей среды минус 15 °С

№ опы та	Порядок наблюдения			Факторы					Отклик			
	№1	№2	№3	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ X ₃	X ₂ X ₃	Y'	Y''	Y'''	Y _{ср}
1	2	8	10	0	-1	-10	0	10	Y ₂₂₁	Y ₂₂₂	Y ₂₂₃	Y _{ср22}
2	15	3	15	0	-1	0	0	0	Y ₂₃₁	Y ₂₃₂	Y ₂₃₃	Y _{ср23}
3	1	13	17	0	-1	10	0	-10	Y ₂₄₁	Y ₂₄₂	Y ₂₄₃	Y _{ср24}
4	17	1	5	0	-1	20	0	-20	Y ₂₅₁	Y ₂₅₂	Y ₂₅₃	Y _{ср25}
5	9	2	1	0	-1	30	0	-30	Y ₂₆₁	Y ₂₆₂	Y ₂₆₃	Y _{ср26}
6	7	11	4	0	-1	40	0	-40	Y ₂₇₁	Y ₂₇₂	Y ₂₇₃	Y _{ср27}
7	18	18	7	0	0	-10	0	0	Y ₂₈₁	Y ₂₈₂	Y ₂₈₃	Y _{ср28}
8	4	10	12	0	0	0	0	0	Y ₂₉₁	Y ₂₉₂	Y ₂₉₃	Y _{ср29}
9	10	9	2	0	0	10	0	0	Y ₃₀₁	Y ₃₀₂	Y ₃₀₃	Y _{ср30}
10	13	7	8	0	0	20	0	0	Y ₃₁₁	Y ₃₁₂	Y ₃₁₃	Y _{ср31}
11	3	15	11	0	0	30	0	0	Y ₃₂₁	Y ₃₂₂	Y ₃₂₃	Y _{ср32}
12	11	17	14	0	0	40	0	0	Y ₃₃₁	Y ₃₃₂	Y ₃₃₃	Y _{ср33}
13	5	16	3	0	1	-10	0	-10	Y ₃₄₁	Y ₃₄₂	Y ₃₄₃	Y _{ср34}
14	12	5	18	0	1	0	0	0	Y ₃₅₁	Y ₃₅₂	Y ₃₅₃	Y _{ср35}
15	14	14	13	0	1	10	0	10	Y ₃₆₁	Y ₃₆₂	Y ₃₆₃	Y _{ср36}
16	16	4	6	0	1	20	0	20	Y ₃₇₁	Y ₃₇₂	Y ₃₇₃	Y _{ср37}
17	8	6	9	0	1	30	0	30	Y ₃₈₁	Y ₃₈₂	Y ₃₈₃	Y _{ср38}
18	6	12	16	0	1	40	0	40	Y ₃₉₁	Y ₃₉₂	Y ₃₉₃	Y _{ср39}

Таблица 3.7 – Матрица плана эксперимента при температуре окружающей среды 0 °С

№ опы та	Порядок наблюдения			Факторы					Отклик			
	№1	№2	№3	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ X ₃	X ₂ X ₃	Y'	Y''	Y'''	Y _{ср}
1	10	15	12	1	-1	0	0	0	Y ₄₀₁	Y ₄₀₂	Y ₄₀₃	Y _{ср40}
2	15	1	8	1	-1	10	10	-10	Y ₄₁₁	Y ₄₁₂	Y ₄₁₃	Y _{ср41}
3	12	8	15	1	-1	20	20	-20	Y ₄₂₁	Y ₄₂₂	Y ₄₂₃	Y _{ср42}
4	1	11	9	1	-1	30	30	-30	Y ₄₃₁	Y ₄₃₂	Y ₄₃₃	Y _{ср43}
5	13	4	3	1	-1	40	40	-40	Y ₄₄₁	Y ₄₄₂	Y ₄₄₃	Y _{ср44}
6	9	7	7	1	0	0	0	0	Y ₄₅₁	Y ₄₅₂	Y ₄₅₃	Y _{ср45}
7	6	6	13	1	0	10	10	0	Y ₄₆₁	Y ₄₆₂	Y ₄₆₃	Y _{ср46}
8	14	5	5	1	0	20	20	0	Y ₄₇₁	Y ₄₇₂	Y ₄₇₃	Y _{ср47}
9	11	9	10	1	0	30	30	0	Y ₄₈₁	Y ₄₈₂	Y ₄₈₃	Y _{ср48}
10	8	2	2	1	0	40	40	0	Y ₄₉₁	Y ₄₉₂	Y ₄₉₃	Y _{ср49}
11	2	3	14	1	1	0	0	0	Y ₅₀₁	Y ₅₀₂	Y ₅₀₃	Y _{ср50}
12	4	13	11	1	1	10	10	10	Y ₅₁₁	Y ₅₁₂	Y ₅₁₃	Y _{ср51}
13	3	12	1	1	1	20	20	20	Y ₅₂₁	Y ₅₂₂	Y ₅₂₃	Y _{ср52}
14	5	10	4	1	1	30	30	30	Y ₅₃₁	Y ₅₃₂	Y ₅₃₃	Y _{ср53}
15	7	14	6	1	1	40	40	40	Y ₅₄₁	Y ₅₄₂	Y ₅₄₃	Y _{ср54}

Значения коэффициентов определяются из матриц коэффициентов и результатов наблюдений Y' , Y'' , Y''' соответствующей повторности, где n – номер опыта.

С целью исключения влияния систематических ошибок, вызванных неучтенными внешними условиями, применялась частичная рандомизация (с учетом выполнения опытов в реальных условиях эксплуатации), которая позволяет за счет выполнения опытов в случайном порядке перевести систематические ошибки в разряд случайных.

3.7 Погрешность измерений и обработка экспериментальных данных

При проведении исследований по определению температуры применялось оборудование, соответствующее государственным стандартам. В необходимых случаях использовались дополнительные комплекты контрольно-измерительного инструмента с целью снижения погрешности измерений.

Погрешность результатов эксперимента, как правило, складывается из ошибок различного типа. Каждый тип ошибок в ходе эксперимента и обработки его результатов требует специальных методов оценки [69, 95].

1. Систематические ошибки. Возникают из-за несовершенства применяемых методов или измерительных приборов по обусловленным причинам, действующим по определенным законам, и, как правило, в определенном направлении.

Систематические ошибки можно выявить при регулярной проверке и регулировке измерительных приборов. Как правило, эти ошибки можно рассматривать как поправки к показаниям приборов.

Общая систематическая ошибка может складываться из ряда отдельных систематических ошибок:

$$\Delta_C = \sum_{i=1}^n \Delta_{Ci}, \quad (3.8)$$

В нашем случае к систематическим ошибкам, влияющим на действительное значение температуры масла в картере и блоке двигателя, относятся

погрешности, связанные с несовершенством физических характеристик окружающей среды по показателям температуры при варьировании факторов. Таким образом:

$$\Delta_C = \Delta_T + \Delta_{ВП} + \Delta_\tau, \quad (3.9)$$

где Δ_T – систематическая ошибка, влияющая на действительное значение температуры масла в картере двигателя, связанная с измерением температуры окружающей среды;

$\Delta_{ВП}$ – систематическая ошибка, влияющая на действительное значение температуры охлаждающей жидкости двигателя, связанная с измерением температуры окружающей среды;

Δ_τ – систематическая ошибка, влияющая на действительное значение температуры масла и охлаждающей жидкости, связанная с измерением времени работы.

Для определения прочих факторов, которые могли бы привести к систематическим ошибкам при проведении исследований, были предприняты действия по снижению ошибок при работе с приборами, а именно выбор современной, имеющей сертификацию и соответствующей требованию ГОСТов измерительной аппаратуры. Паспортные характеристики измерительных средств и устройств приведены в таблице 3.8.

Таблица 3.8 – Паспортные характеристики измерительных средств и устройств

№ п/п	Наименование измеряемого параметра	Наименование средств измерения	Погрешность измерения	Класс допуска
1	Температура окружающего воздуха	Термопреобразователи сопротивления ДТС 044 – 50 М ГОСТ 6651-2009	$\pm 0,3$	В
2	Температура масла			
3	Температура охлаждающей жидкости			
4	Угловая скорость вращения коленчатого вала	Устройство управления работой бензиновых форсунок	± 3	

Таким образом, суммарная систематическая ошибка, связанная с погрешностью измерительных средств, не превышала 0,3 °С.

2. Случайные ошибки. Возникают вследствие множества случайных факторов, учесть которые практически невозможно. Данный вид ошибок при обработке эксперимента подлежит обязательному учету.

3. Грубые ошибки или промахи. Основным источником этого типа ошибок являются недостаток внимания экспериментаторов и временный сбой приборов в результате действия внезапных факторов. Замеры, содержащие ошибки данного вида, обычно исключаются из рассмотрения.

С учетом вышеизложенного, обработку результатов эксперимента проводили в следующей последовательности.

1. Для исключения систематической погрешности осуществляли рандомизацию опытов в соответствии с таблицей случайных чисел [80].

2. Для компенсации влияния случайных погрешностей определяли повторность опытов по специальной номограмме [85]. Для этого предварительно задавали допустимую относительную ошибку Δ , доверительную вероятность γ , а также проводили одну серию опытов по определению отклика при температуре окружающей среды минус 15 и минус 30 °С с пятикратным повторением с последующим определением точечных оценок $\bar{X}$ и S , а по ним коэффициента вариации $\hat{V}$.

Среднеарифметическое отклонение $\bar{X}$ определяли по формуле [85]:

$$\bar{X} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n}, \quad (3.10)$$

где $x_1, x_2, \dots, x_n$ – значение случайной величины при соответствующей предварительной повторности опыта;

n – число повторностей в опыте.

Значение среднеквадратического отклонения отклика s определяли по известному выражению [85]:

$$s = \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n} - \bar{X}^2 \right) \frac{n}{n-1}}, \quad (3.11)$$

Тогда выборочные коэффициенты вариации [85]:

$$\hat{V} = \frac{s}{\bar{X}}, \quad (3.12)$$

Задаваясь предельной относительной ошибкой средней температуры равной 5%, доверительной вероятностью $\gamma = 0,95$ и определив точечные оценки $\bar{X}$ и s , а по ним коэффициент вариации $\hat{V}$ для пятикратного измерения температуры, получили, что для исключения ошибки, возникающей от внешних факторов, необходимо провести три повторных измерения.

3. Проверяли гипотезу о нормальности распределения результатов измерений и исключали аномальные точки [119]. Для определения брака, допущенного при проведении параллельных опытов, использовали отбор значений на основе критерия Ирвина по формуле [119]:

$$\lambda = \frac{x_{n+1} - x_n}{s_{\text{И}}}, \quad (3.13)$$

где

$$s_{\text{И}} = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (3.14)$$

x_{n+1} и x_n – два наибольших значения случайной величины.

Опыт считался бракованным, если экспериментальные значения критерия были больше по модулю табличного значения.

4. Проверяли однородность дисперсии результатов измерений по критерию Кохрена [80]:

$$G = \frac{S_{\text{max}}^2}{\sum_{i=1}^N S_i^2}, \quad (3.15)$$

где S_{max}^2 – наибольшая построчная дисперсия;

$\sum_{i=1}^N S_i^2$ – сумма построчных дисперсий.

Если вычисленное значение критерия Кохрена G меньше табличного $G_{табл}$, то дисперсии однородны.

Построчные дисперсии определяются по формуле:

$$S_i^2 = \frac{\sum_{g=1}^m (Y_g - \bar{Y}_i)^2}{n-1}, \quad (3.16)$$

где $\bar{Y}_i$ – среднее значение отклика в i -й строке матрицы;

Y_g – значение отклика в одной из повторности.

5. Определяли дисперсию воспроизводимости [119]:

$$S_{воспр}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{g=1}^m (Y_g - \bar{Y})^2}{N(n-1)}, \quad (3.17)$$

где N – число опытов (число строк плана).

Находили коэффициенты уравнения регрессии. Расчет коэффициентов осуществляли методом скалярного произведения соответствующей строки матрицы на вектор наблюдений y . Подсчет производили по уравнениям [17]:

$$\hat{\theta}_0 = N^* \cdot \sum_{i=1}^N \bar{Y} + a^* \cdot \sum_{u=1}^m \sum_{i=1}^N X_{iu}^2 \cdot \bar{Y}, \quad (3.18)$$

$$\hat{\theta}_i = a^{-1} \cdot \sum_{i=1}^N X_{iu} \cdot \bar{Y}, \quad (3.19)$$

$$\hat{\theta}_{ii} = a^* \cdot \sum_{i=1}^N \bar{Y} + (r^* - P^*) \cdot \sum_{u=1}^N X_{iu}^2 \cdot \bar{Y} + P^* \cdot \sum_{i=1}^n \sum_{u=1}^N X_{iu}^2 \cdot \bar{Y}, \quad (3.20)$$

$$\hat{\theta}_{ij} = P^{-1} \cdot \sum_{i=1}^N X_{iu} \cdot X_{ij} \cdot \bar{Y}, \quad (3.21)$$

где X_{iu} , X_{ij} – соответствующие коэффициенты из матрицы коэффициентов X (см. таблицу 3.3).

Значения соответствующих величин N^* , r^* , a^{-1} , a^* , P^* , P^{-1} принимались из ковариационно-корреляционных матриц [17].

Определяли дисперсии коэффициентов регрессии. Расчет производили по следующим формулам [17]:

$$S^2\{\hat{Q}_0\} = N^* \cdot S_i^2, \quad (3.22)$$

$$S^2\{\hat{Q}_{ii}\} = r^* \cdot S_i^2, \quad (3.23)$$

$$S^2\{\hat{Q}_i\} = a^{-1} \cdot S_i^2, \quad (3.24)$$

$$S^2\{\hat{Q}_{ij}\} = a^* \cdot S_i^2, \quad (3.25)$$

7. Проверяли статистическую значимость коэффициентов регрессии [80] по t -критерию путем сравнения фактического и теоретического значений. Коэффициент значим, если его абсолютная величина фактического значения $t_{\text{ст}}$ больше теоретической t_p .

8. Определяли дисперсию адекватности, которая характеризует рассеивание экспериментальных значений относительно расчетных, определенных по найденному уравнению регрессии [80]:

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^N (\bar{Y} - \hat{Y}_p)^2}{N - (k + 1)}, \quad (3.26)$$

где $\hat{Y}_p$ – расчетное значение отклика в i -й строке;

k – число факторов.

9. Проверяли адекватность получаемой модели по критерию Фишера (F-критерий) [80]:

$$F_p = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S_{\text{воспр}}^2}, \quad (3.27)$$

Если расчетный критерий F_p меньше теоретического F_m , то модель адекватна.

Для использования уравнения регрессии в качестве расчетной формулы и интерпретации результатов эксперимента необходимо его преобразовать к именованным величинам, т.е. выполнить процедуру раскодирования.

Раскодирование уравнения регрессии осуществляли подстановкой коэффициентов регрессии в закодированном виде [80]:

– при преобразовании линейных членов уравнения:

$$b_i x_i = \frac{b_i}{\varepsilon_i} X_i - \frac{b_i}{\varepsilon_i} X_{0i}, \quad (3.28)$$

– при преобразовании членов уравнения, содержащих взаимодействия:

$$b_{ij} x_i x_j = \frac{b_{ij}}{\varepsilon_i \varepsilon_j} (X_i X_j - X_i X_{0j} - X_j X_{0i} + X_{0i} X_{0j}), \quad (3.29)$$

где X_i – кодированное значение фактора;

X_i, X_j – натуральные значения факторов;

X_{0i}, X_{0j} – натуральные значения основных уровней;

ε_{ij} – натуральное значение интервала варьирования фактора.

$$\varepsilon_{i,j} = \frac{X_{ij}^{\varepsilon} - X_{ij}^{\eta}}{2}, \quad (3.30)$$

где X_{ij}^{ε} – значение фактора на верхнем уровне;

X_{ij}^{η} – значение фактора на нижнем уровне.

Пункты 5–7 и 9 осуществлялись с помощью программы Microsoft Excel из пакета прикладных программ Microsoft Office – 2013, пакет «Анализ данных», «Регрессия».

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1 Результаты исследования теплового состояния бензинового двигателя при работе в режиме холостого хода

На основании цели и проведенных исследований установлено влияние различных факторов на тепловое состояние бензинового двигателя различных режимах работы и температурах окружающего воздуха.

В ряде работ [8, 143, 67] показано, что основными факторами, влияющими на тепловое состояние агрегатов во время работы являются нагрузочно-скоростной режим и температура окружающего воздуха.

При определении теплового режима работы двигателя ЗМЗ-4062.10 было установлено, что температура окружающего воздуха оказывает значительное влияние как на интенсивность изменения температуры, так и на продолжительность периода выхода агрегата на стабильный температурный режим.

Анализ полученных экспериментальных данных проводили с помощью программы Microsoft Excel из пакета прикладных программ Microsoft Office – 2013, который показал следующие результаты проделанной работы.

Исследование работы двигателя (ЗМЗ-4062.10) автомобиля УАЗ при температуре окружающей среды минус 30 °С в режиме холостого хода позволило установить, что температура охлаждающей жидкости повышается лишь до 61 °С, при этом, стабилизация температуры наступает после 17 - 19 минут работы. Прогрев при температуре минус 20 °С показал, что температура охлаждающей жидкости достигает значений 87 °С (открытие термостата), а время стабилизации температуры снижается до 14 - 16 минут работы, однако температура масла в средней части блока цилиндров и масляном картере двигателя достигает лишь 37 и 24 °С, что свидетельствует о конденсационных процессах в системе смазки. При достижении температуры масла 40 °С (точка росы) время готовности автомобиля к работе с полной нагрузкой составляет 24 минуты.

Различная динамика изменения температур жидкостей в системах охлаждения и смазки двигателя свидетельствует о неравномерности прогрева различных деталей двигателя.

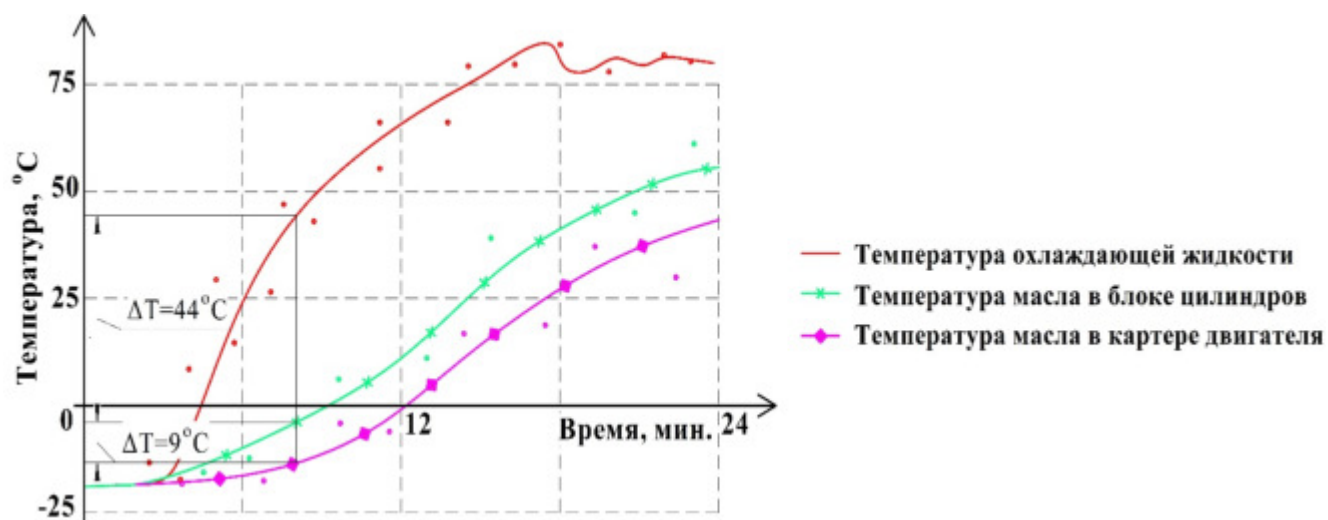


Рисунок 4.1 – Изменение температур жидкостей систем двигателя при прогреве в штатном режиме

Проведенные экспериментальные исследования показали, что в целях повышения эффективности прогрева двигателя на холостом ходу его необходимо загрузить.

4.2 Результаты исследований теплового состояния бензинового двигателя при работе в режиме разгон-выбег

Целью испытаний являлось получение функциональных зависимостей влияния управляющих факторов на интенсивность изменения величины температуры двигателя при работе в режиме разгон-выбег.

Режим прогрева динамическим нагружением осуществлялся электрическими элементами штатной системы при помощи устройства управления работой бензиновых форсунок путем полного отключения подачи топлива в цилиндры при полностью открытой дроссельной заслонке управления топливоподачей.

Диапазон угловой скорости коленчатого вала задавался средним переменным значением в пределах от 850 до 4500 мин⁻¹ в зависимости от степени прогрева при действительной температуре двигателя.

По результатам экспериментальных исследований выявлено, что при температуре окружающего воздуха минус 30 °С охлаждающая жидкость прогревается до 87 °С, после 12 минут работы. При температуре окружающей среды минус 20 °С температуры охлаждающей жидкости и масла достигают значений 40 °С, за 9 минут прогрева.

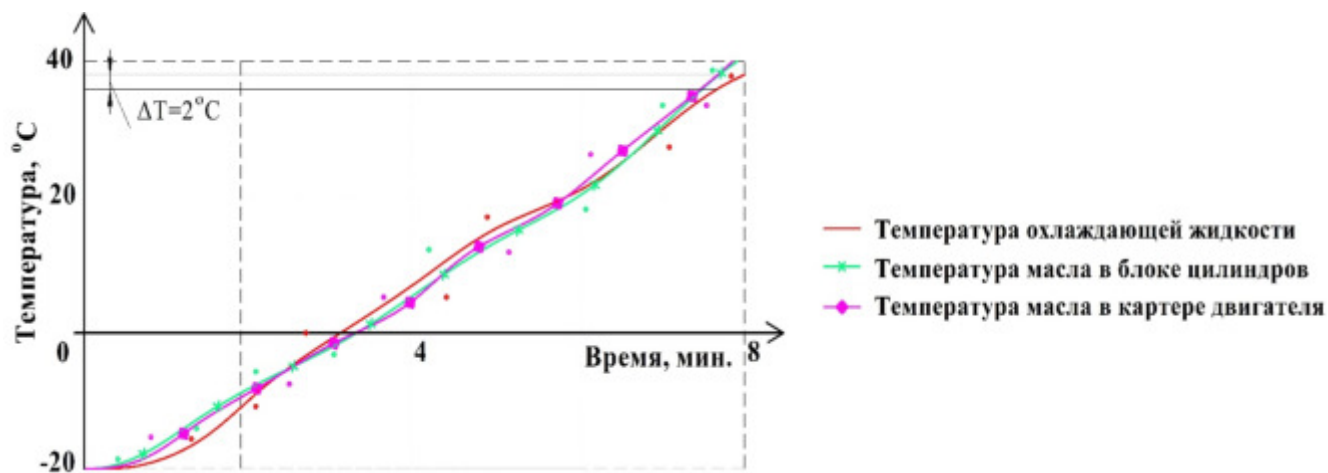


Рисунок 4.2 – Изменение температур жидкостей систем двигателя при прогреве в режиме разгон-выбег

Стоит отметить, что при прогреве двигателя в режиме динамического нагружения при полном открытии дроссельной заслонки подачи топлива интенсивность повышения температуры охлаждающей жидкости и масла в различных точках контроля практически идентична, это указывает на возрастающие механические потери на трение. Поэтому тепло, выделяемое при трении деталей кривошипно-шатунного механизма, в основном поступает в моторное масло, нагревая его. С одной стороны, это приводит к более равномерному прогреву всех омываемых маслом элементов силового агрегата, с другой стороны - повышение частоты вращения коленчатого вала влечет за собой увеличение объема прокачиваемого в системе смазки масла и воздуха, проходящего через цилиндры двигателя на такте выбега, что влечет дополнительные потери теплоты на их нагрев и как следствие увеличение часового

расхода топлива, что является резервом повышения эффективности. Оптимизация в этом случае возможна за счет сужения скоростного диапазона разгон-выбег и определения рационального угла поворота открытия дроссельной заслонки подачи топлива.

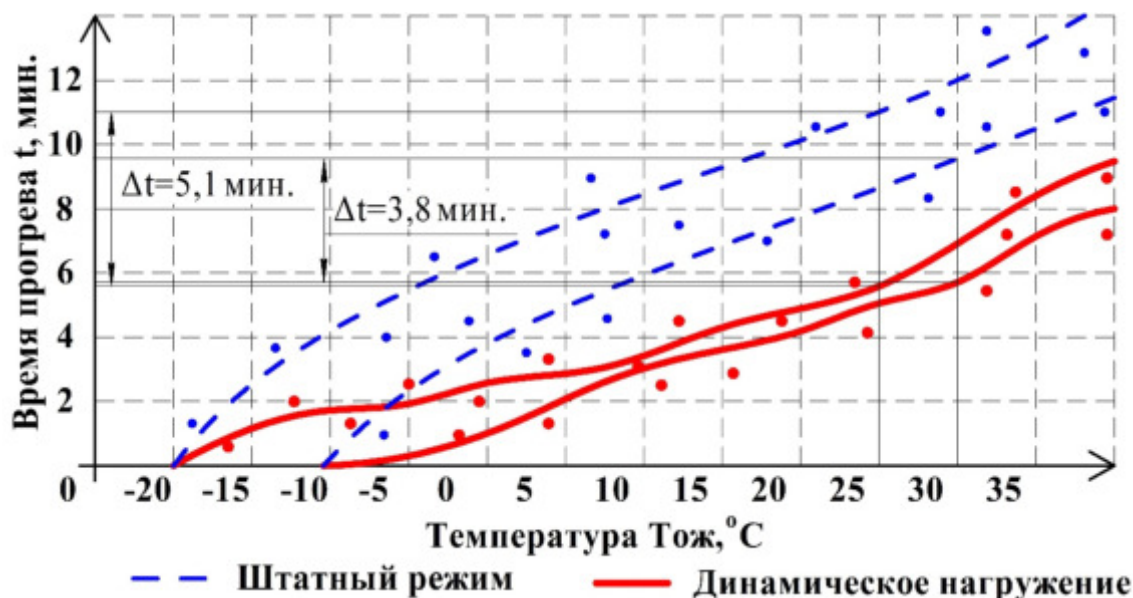


Рисунок 4.3 – Результаты сравнительных испытаний изменения температуры охлаждающей жидкости двигателя при прогреве

Применение способа позволит сократить время послепускового прогрева на 30 - 50 % в зависимости от начальных условий пуска в сравнении с прогревом при работе двигателя на холостом ходу, что подтверждает результаты теоретических исследований.

Оценка изменения расхода топлива производилась исходя из сравнения часового расхода топлива (G_t), полученного за весь период прогрева при работе в режиме холостого хода и разгон-выбег и составил: на холостом ходу – 1,68 кг/ч, на экспериментальном – 1,25 кг/ч;

Снижение расхода топлива в единицу времени объясняется тем, что в экспериментальном режиме на такте разгона цикловая подача топлива в 2,0 - 3,0 раза больше, чем на холостом ходу, а такт выбега, как более продолжительный чем такт разгона, осуществляется при полном отключении подачи топлива, что сопровождается повышением эффективности рабочего процесса за счет улучшения качества смесеобразования и более полного сгорания рабочей смеси.

Поскольку целью экспериментальных исследований являлась сравнительная оценка способов прогрева динамическим нагружением и прогрева в штатном режиме, при оценке эффективности стоит учесть ограниченный ресурс двигателя и влияние режимов прогрева на износ основных сопряжений.

Результаты экспериментальных исследований износов подтвердили неравномерность их абсолютных величин, которая отмечается и другими исследователями [65, 35].

Проведенные измерения износов после каждого из этапов испытаний показали, что пуски-прогревы двигателя при температуре окружающей среды минус 20 – минус 30°C сопровождаются износом цилиндров (рис. 4.4), абсолютная величина максимального диаметрального износа которых достигает 4,64 мкм и деталей ЦПГ, потеря веса которых достигает 0,21 г. Износ в отдельных точках отсутствовал или его величина находилась в границах точности мерительного инструмента.

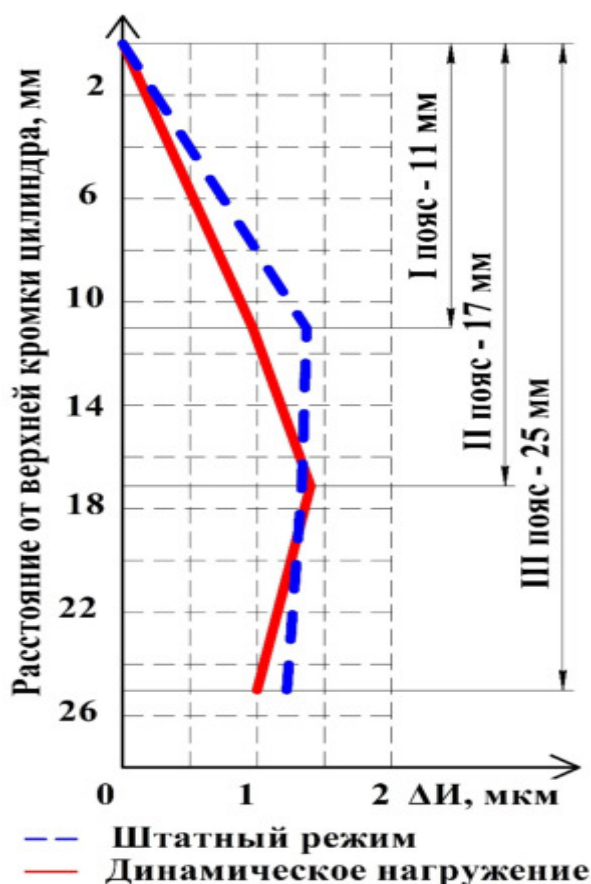
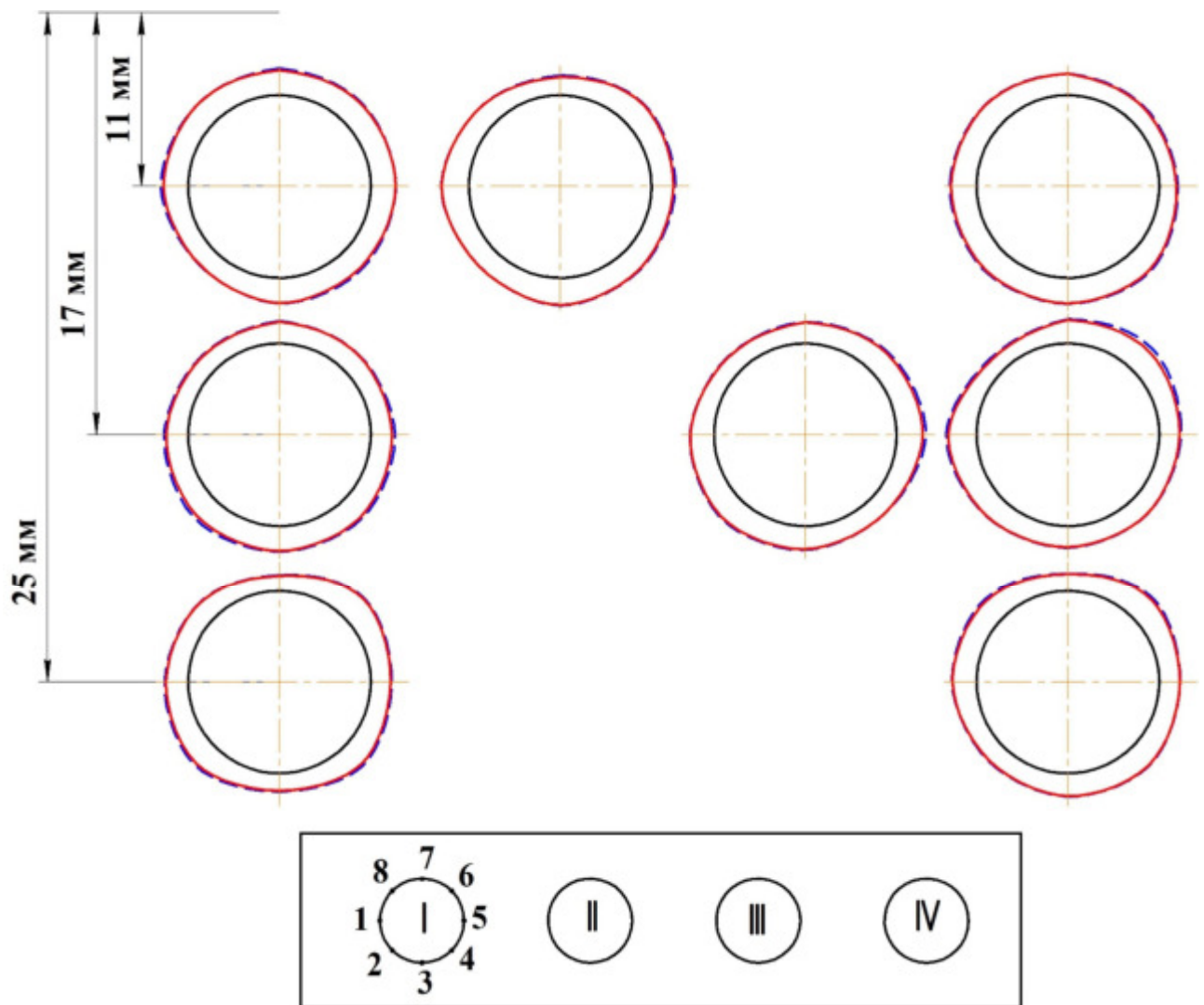


Рисунок 4.4 - Средний износ гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-4062.10 за 20 циклов при пуске-прогреве от - 20 до 40 °C

Несмотря на низкую температуру окружающей среды, абсолютный износ гильз цилиндров был незначителен, его среднее значение по поясам в различных цилиндрах изменялось от 0,94 до 1,4 мкм, стоит отметить, что большее значение относилось ко второму поясу, а износ в первом и третьем поясе почти одинаково изменялся в пределах от 0,94 до 1,28 мкм. Несколько повышенный износ по многим поясам располагается в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала (рис. 4.5).



— Штатный режим прогрева

— Прогрев с динамическим нагружением

Рисунок 4.5 – Эпюры износа гильз цилиндров

Средняя потеря веса коренных и шатунных вкладышей, а также поршневых колец на всех этапах изменялась в довольно широком интервале от 0 до 0,046 г. (табл. 4.1).

Таблица 4.1 - Итоговые результаты по износу деталей двигателя ЗМЗ-4062.10 при 20 пусках-прогревах

Детали ЦПГ		Среднее значение износа при 20 пусках-прогревах, г	
		Динамическое нагружение	Холостой ход (штатный режим)
Кольца	1 компрессионное	-0,0075	-0,0075
	2 компрессионное	-0,025	-0,0050
	Маслосъемное	-0,0075	-0,0050
Шатунные вкладыши	нижние	-0,0325	-0,0425
	верхние	-0,0125	-0,0600
Коренные вкладыши	нижние	-0,0060	-0,0460
	верхние	-	-

Эти отклонения можно объяснить наличием масляной пленки на поверхностях трения или ее отсутствием, скоростным режимом работы, определяющим гидродинамические условия смазки подшипников коленчатого вала и время прогрева двигателя, а значит и время коррозионного износа поверхностей деталей ЦПГ, а также неполным прилеганием поверхности колец к зеркалу цилиндров, их конусностью и расположением лунок.

При оценке эффективности предлагаемого способа показательными являются относительные величины при расчёте на один пуск-прогрев.

Обобщенные результаты по всем цилиндрам двигателя показали, что наибольший средний износ цилиндров, приходится на один пуск-прогрев в штатном режиме и находится в пределах 0,060 мкм. При пуске двигателя с динамическим нагружением наименьшая величина составляет 0,052 мкм. Сравнительный анализ показал, что при пуске-прогреве в штатном режиме, износ по гильзам в 1,16 раза больший, по кольцам - около 2,2 раз меньший, по вкладышам в 2,91 раз больший.

Ресурс цилиндрико-поршневой группы лимитируется в основном износом гильз в верхних поясах. По результатам проведенных исследований, он находится в допустимых пределах [81].

При исследовании статистических показателей времени прогрева в зимнее время периодов 2017 – 2019 гг. проводились хронометражные наблюдения для установления влияния факторов на интенсификацию процесса прогрева.

В ходе экспериментов в качестве факторов исследовались температура окружающей среды, $T_{в}$ (X_1); время разгона, t_p (X_2); начальная температура двигателя, T_n (X_3); В качестве независимого параметра оптимизации выбрано общее время прогрева t (мин.).

Результаты экспериментальных исследований были обработаны методами математической статистики согласно разработанной методики.

В таблице 4.2 представлены результаты экспериментальных исследований.

Таблица 4.2 – Результаты экспериментальных исследований

№ опыта	Факторы					Отклик				S^2y
	X_1	X_2	X_3	X_1X_3	X_2X_3	Y'	Y''	Y'''	Y_{cp}	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	-1	-1	-20	20	20	14,6	14,2	13,8	14,20	0,16
2	-1	-1	-10	10	10	10,1	9,3	9,7	9,70	0,16
3	-1	-1	0	0	0	7,5	8,2	7,7	7,80	0,13
4	-1	-1	10	-10	-10	5,1	5,2	5	5,10	0,01
5	-1	-1	20	-20	-20	3,3	3,7	4,1	3,70	0,16
6	-1	-1	30	-30	-30	2,8	2,1	2,3	2,40	0,13
7	-1	-1	40	-40	-40	0,5	0,3	0,7	0,50	0,04
8	-1	0	-20	20	0	12,1	13	12,7	12,60	0,21
9	-1	0	-10	10	0	9,8	9,3	9,1	9,40	0,13
10	-1	0	0	0	0	7,1	7,7	7,4	7,40	0,09
11	-1	0	10	-10	0	4,2	4	4,4	4,20	0,04
12	-1	0	20	-20	0	3	3,4	2,6	3,00	0,16
13	-1	0	30	-30	0	1,9	2,1	2	2,00	0,01
14	-1	0	40	-40	0	0,5	0,3	0,4	0,40	0,01
15	-1	1	-20	20	-20	12,2	11,8	12	12,00	0,04
16	-1	1	-10	10	-10	8,4	8,9	9,1	8,80	0,13
17	-1	1	0	0	0	7,1	7,3	7,5	7,30	0,04
18	-1	1	10	-10	10	4,3	4,1	4,2	4,20	0,01
19	-1	1	20	-20	20	3,3	2,5	2,9	2,90	0,16

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
20	-1	1	30	-30	30	1,7	1,5	1,9	1,70	0,04
21	-1	1	40	-40	40	0,1	0,2	0,3	0,20	0,01
22	0	-1	-10	0	10	9,5	9,7	9	9,40	0,13
23	0	-1	0	0	0	7,4	7,2	7,1	7,23	0,0233
24	0	-1	10	0	-10	4,7	4,4	4,2	4,43	0,0633
25	0	-1	20	0	-20	3,2	3,4	3	3,20	0,04
26	0	-1	30	0	-30	1,6	1,9	2,2	1,90	0,09
27	0	-1	40	0	-40	0,1	0,3	0,5	0,30	0,04
28	0	0	-10	0	0	8,3	8,5	8,7	8,50	0,04
29	0	0	0	0	0	6,6	6,5	6,7	6,60	0,01
30	0	0	10	0	0	3,9	4,3	3,8	4,00	0,07
31	0	0	20	0	0	3,1	2,8	2,9	2,93	0,0233
32	0	0	30	0	0	1,4	1,8	1,6	1,60	0,04
33	0	0	40	0	0	0,2	0,1	0,3	0,20	0,01
34	0	1	-10	0	-10	7,2	7,9	6,8	7,30	0,31
35	0	1	0	0	0	6,3	5,7	6	6,00	0,09
36	0	1	10	0	10	3,9	3,4	4,1	3,80	0,13
37	0	1	20	0	20	3,5	2,9	2,3	2,90	0,36
38	0	1	30	0	30	0,9	1,6	1,4	1,30	0,13
39	0	1	40	0	40	0,3	0,1	0,2	0,20	0,01
40	1	-1	0	0	0	6,1	6,3	5,6	6,00	0,13
41	1	-1	10	10	-10	3,9	3,7	3,8	3,80	0,01
42	1	-1	20	20	-20	3,2	3,4	3,3	3,30	0,01
43	1	-1	30	30	-30	1,8	1,2	1,5	1,50	0,09
44	1	-1	40	40	-40	0,3	0,4	0,2	0,30	0,01
45	1	0	0	0	0	5	5,2	5,4	5,20	0,04
46	1	0	10	10	0	3,6	3,2	3,4	3,40	0,04
47	1	0	20	20	0	2,1	2,5	2,9	2,50	0,16
48	1	0	30	30	0	1	1,4	1,2	1,20	0,04
49	1	0	40	40	0	0,3	0,2	0,1	0,20	0,01
50	1	1	0	0	0	5,1	4,8	5	4,97	0,0233
51	1	1	10	10	10	3,8	3,2	2,9	3,30	0,21
52	1	1	20	20	20	2,1	2,4	2,2	2,23	0,0233
53	1	1	30	30	30	0,9	1,5	1,2	1,20	0,09
54	1	1	40	40	40	0,2	0,1	0,1	0,13	0,003
$\sum S^2(Y_u)$										4,37

Построение математической модели прогрева двигателя в режиме разгон-выбег проводилось согласно методики по матрице плана экспериментов таблица 4.2.

После проведения экспериментов и получения критерия оптимизации общего времени прогрева t (мин.), приведенного в таблице 4.2, осуществлялась обработка данных и построение математической модели.

Проверка линейной связи между факторами и параметром отклика проводилась по корреляционной матрице (Microsoft Excel. пакет «Анализ данных». «Корреляция»).

Таблица 4.3 - Корреляционная матрица

	Ycp	X₁	X₂	X₃	X₁X₃	X₂X₃
Ycp	1					
X₁	-0,3641	1				
X₂	-0,0946	0	1			
X₃	-0,95701	0,224455	8,94E-18	1		
X₁X₃	0,149397	0,628884	-4,3E-17	-0,15201	1	
X₂X₃	-0,01724	8,63E-18	0,625463	6,2E-18	0	1

Оценка коэффициентов корреляции говорит о наличии умеренной связи параметра отклика от объясняемой переменной X_1 , отсутствия связи от действия фактора X_2 , а также присутствие жесткой связи от X_3 .

Наличие жесткой связи свидетельствует о доминирующем факторе, что дает основание привести модель к линейному виду.

С учетом расчетных коэффициентов уравнения:

$$b_0 = N^* \sum_{u=1}^N y_u + a^* \sum_{i=1}^n \sum_{u=1}^N x_{ui}^2 y_u = 6,73$$

$$b_1 = a^{-1} \sum_{u=1}^N x_{1u} y_u = -0,67$$

$$b_3 = -0,176$$

Математическая модель, описывающая эффективность процесса прогрева, имеет вид:

$$Y = 6,73 - 0,67X_1 - 0,176X_3, \quad (4.1)$$

Результаты экспериментальных данных обрабатывались методами статистики (Microsoft Excel. пакет «Анализ данных». «Регрессия»).

Построчная оценка дисперсии воспроизводимости единичного результата измерения в каждом опыте:

$$S^2(Y_u)_k = \frac{\sum_{k=1}^{m_u} |(Y_u)_k - \bar{Y}_u|^2}{m-1}, \quad (4.2)$$

Оценка однородности дисперсии по Кохрену:

$$G = \frac{s_{\max}^2}{\sum_1^N s_i^2} = \frac{0,36}{4,37} = 0,082, \quad (4.3)$$

Сравнение расчетного значения с табличным при $m = 5$ и $N = 54$ $G_m = 0,0968$:

$$G = 0,082 < 0,0968.$$

Гипотеза об однородности дисперсии подтвердилась.

Средняя для всего эксперимента оценка дисперсии воспроизводимости единичного результата:

$$\bar{S}^2(Y_u) = \frac{\sum_{u=1}^N S^2(Y_u)_k}{N} = \frac{4,37}{54} = 0,081, \quad (4.4)$$

Дисперсия среднего значения:

$$S^2(\bar{Y}_u) = \frac{\bar{S}^2(Y_u)}{m_u} = \frac{0,081}{3} = 0,027, \quad (4.5)$$

$$S^2(b_i) = \frac{S^2(\bar{Y}_u)}{N} = \frac{0,027}{54} = 0,0005, \quad (4.6)$$

$$S(b_i) = \sqrt{0,0005} = 0,022, \quad (4.7)$$

Доверительная ошибка результатов рассчитывается по критерию Стьюдента при $f = N(m-1)$ и 95 % уровне достоверности $t_p = 1,677$:

Проверка коэффициентов на значимость по условию $|t_{cm}| > t_p$, тогда:

$$|t_{cm}|_0 = 42,97 > 1,677 - \text{значим},$$

$$|t_{cm}|_1 = 4,44 > 1,677 - \text{значим},$$

$$|t_{cm}|_3 = 26,04 > 1,677 - \text{значим}.$$

Для проверки адекватности модели рассчитывалась дисперсия по формуле (3.23) при $f = N - (k+1) = 54 - (5+1) = 48$:

$$S_{ад}^2 = 4,385/54 - (5+1) = 0,195$$

Адекватность модели оценивалась с помощью критерия Фишера:

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S^2(\bar{Y}_u)} = \frac{0,195}{0,081} = 2,408, \quad (4.8)$$

Модель считается адекватной, если расчетное значение F – критерия не превышает табличного, в нашем случае $F = 2,66 > 2,408$, следовательно, модель адекватна.

В раскодированном виде с учетом значимости коэффициентов уравнение регрессии примет вид:

$$t = 6,066 - 0,044 T_v - 0,176 T_{ож}, \quad (4.9)$$

Минимальная надежность модели оценивается по критерию Стьюдента при 99 % уровне достоверности по условию $t_p = 3,26$.

Так как модель имеет жесткую связь от температуры охлаждающей жидкости, но имеется наличие слабой связи от температуры окружающей среды, рассмотрим зависимость времени прогрева от температуры жидкости и времени разгона на различных уровнях температуры окружающей среды.

Выбор вида зависимости модели определяли сравнением экспериментального значения отклика $U_{ср}$ на среднем уровне температуры жидкости с расчетным значением результирующего признака $U_{ар}$, $U_{геом}$ и $U_{гарм}$:

$$\bar{y}_{ар} = \frac{y_1 + y_2 + \dots + y_n}{n}, \quad (4.10)$$

$$\bar{y}_{геом} = \sqrt[n]{y_1 \cdot y_2 \cdot \dots \cdot y_n}, \quad (4.11)$$

$$\bar{y}_{гарм} = \frac{1}{n} \left(\frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2} + \dots + \frac{1}{y_n} \right), \quad (4.12)$$

Расчетное значение отклика наиболее близкое к экспериментальному определит вид функциональной зависимости.

Исследуем модель от двух факторов на всех уровнях варьирования температуры окружающей среды, исходными данными для анализа принимаем

экспериментальные данные полученные в ходе постановки активного эксперимента из таблицы 4.4.

Таблица 4.4 – Среднее значение отклика в зависимости от температуры окружающей среды

Температура Тв °С	Среднее значение времени прогрева, м			
	Уэксп	Уар	Угеом	Угарм
-30	4,2	5,57	3,66	0,55
-15	3,47	3,58	2,43	1,08
0	2,5	2,5	1,6	1,34

Анализ таблицы 4.4 показывает, что при верхнем и среднем значении уровня варьирования фактора X_3 наиболее близкие расчетные значения отклика к экспериментальным данным соответствуют линейной модели $y=ax+b$, при нижнем значении уровня - показательной модели $y=be^{ax}$.

С учетом принятых значений базовых уровней при нижнем значении температуры окружающей среды $Tв = -30$ °С для поиска значений коэффициентов используем линейную модель $\ln y=ax+\ln b$, а оценку линейной связи между факторами и параметром отклика проводим по корреляционной матрице представленной в таблице 4.5.

Таблица 4.5 - Корреляционная матрица

	LN Ycp	X ₂	X ₃
LN Ycp	1		
X ₂	-0,170037	1	
X ₃	-0,9437787	0	1

Оценка парных коэффициентов корреляции говорит о наличии связи параметра отклика от объясняемой переменной X_2 , а также присутствие жесткой связи от X_3 , что описывается уравнением:

$$Y=1,87 \cdot 0,96^{tp} \cdot 0,97^{Toж}, \quad (4.13)$$

Проверка коэффициентов уравнения на значимость рассчитывалась по критерию Стьюдента при 95 % уровне достоверности по условию $t=1,795$.

С учетом значимых коэффициентов раскодированное уравнение принимает вид:

$$t = 1,87 \cdot e^{0,29T_{\text{ож}}}, \quad (4.14)$$

В связи с тем, что полученные модели по уровням варьирования температуры окружающей среды имеют различия в функциональных зависимостях, при построении модели стоит учитывать поправку, считая Ток качественным фактором.

Таблица 4.6 - Математическая модель, описывающая эффективность процесса прогрева

Температура окружающей среды	Модель
-30 °C	$t = 1,87 \cdot e^{0,29T_{\text{ож}}}$
-15 °C	$t = 6,066 - 0,044 T_{\text{в}} - 0,176 T_{\text{ож}}$
0 °C	

Согласно теоретических моделей построены графики зависимостей изменения температуры охлаждающей жидкости от температуры окружающей среды представленных на рисунке 4.6.

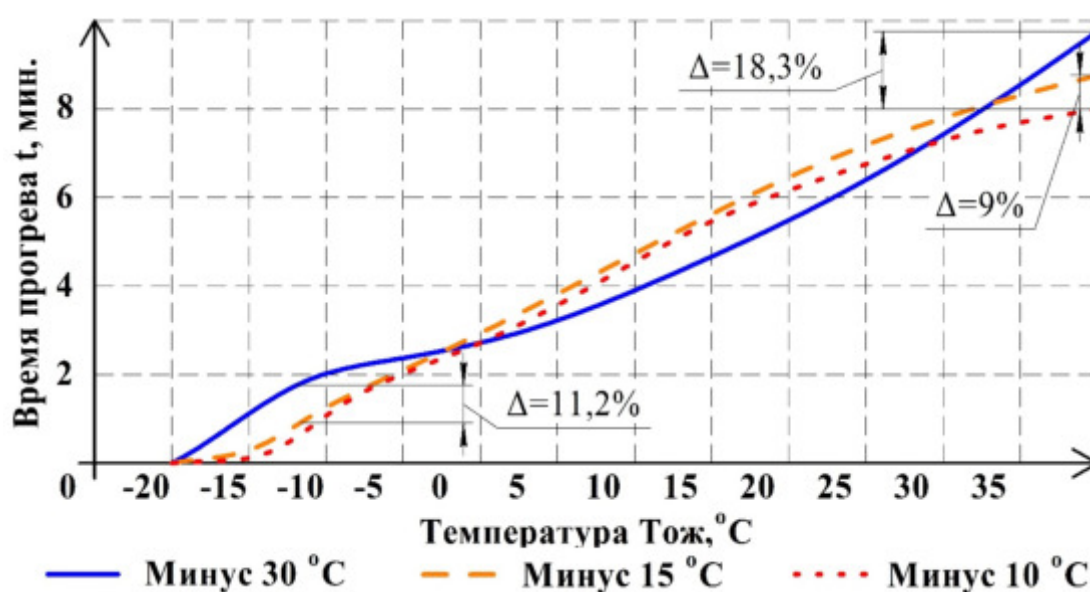


Рисунок 4.6 – Теоретические зависимости изменения температуры охлаждающей жидкости от температуры окружающей среды

На рисунке 4.7 совмещены теоретические и экспериментальные зависимости изменения теплового состояния при прогреве для различных значений температуры окружающей среды и соответствующих им температур двигателя в начале пуска.

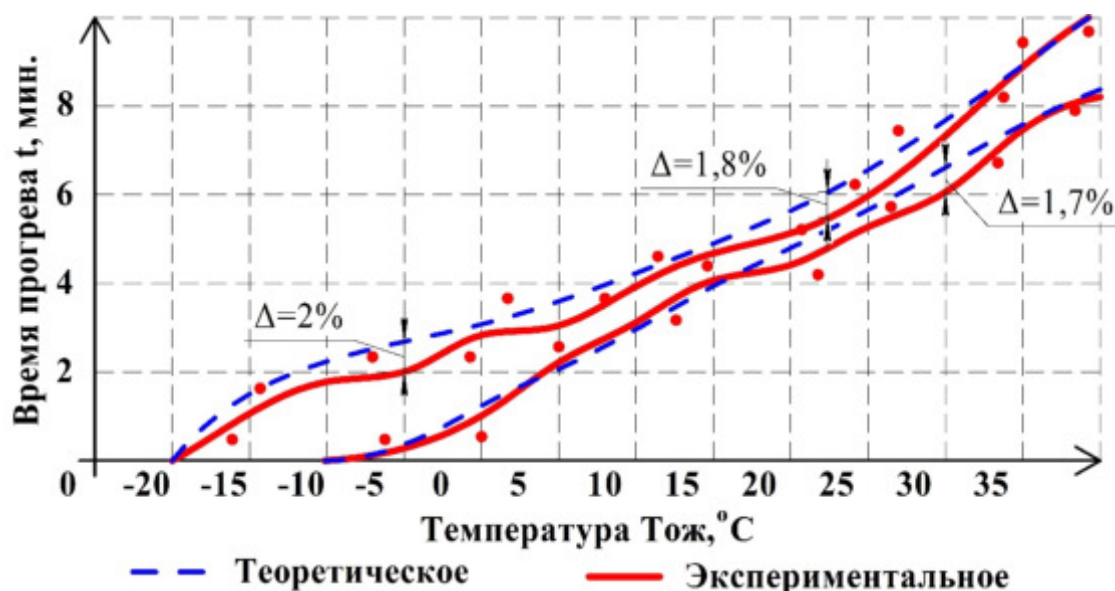


Рисунок 4.7 – Расчетные и экспериментальные данные изменения температуры охлаждающей жидкости двигателя при прогреве

Анализ графиков показывает, что при прогреве двигателя с динамическим нагружением при изменяющемся диапазоне оборотов коленчатого вала от 850 до 4500 об/мин. сходимость полученных результатов очень высокая и не превышает 2 % при прогреве от температуры минус 20 °C и 1,7 % при минус 10 °C. Это подтверждает удовлетворительный результат адекватности полученных аналитических моделей.

Оценка влияния условий окружающей среды, начального теплового состояния двигателя на динамику необходимого количества циклов разгон-выбег представлена на рисунке 4.8.

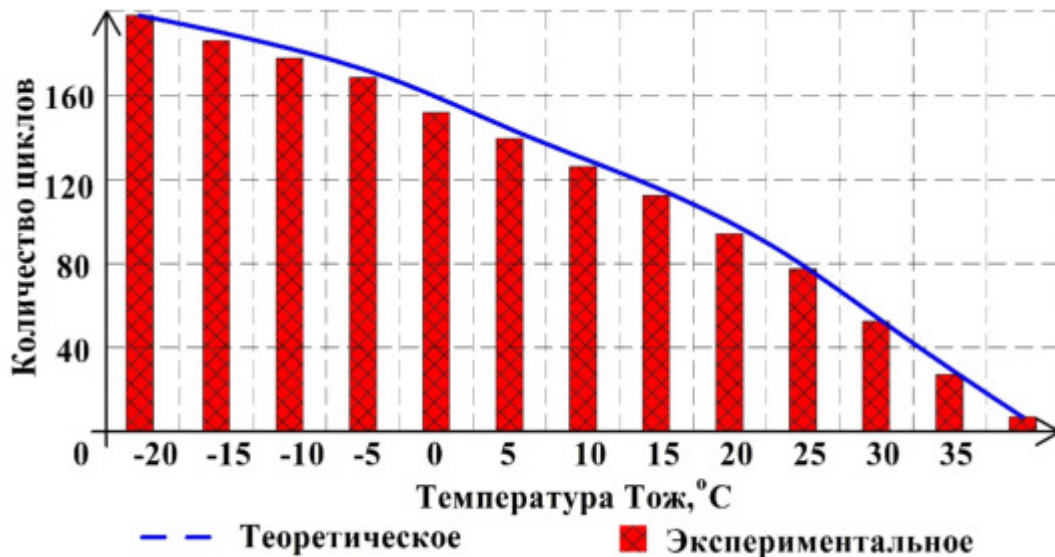


Рисунок 4.8 – Количество циклов разгон-выбег для прогрева в зависимости от температуры охлаждающей жидкости двигателя

Анализ данных показал, что повышение температуры двигателя приводит к снижению необходимого количества циклов, при этом с определенной точностью можно признать, что представленная зависимость имеет линейный характер. Данный график позволяет также определить необходимое время прогрева двигателя до температуры 40 °C, в зависимости от начальной температуры двигателя при пуске. При изменении температуры двигателя с минус 20 °C до 0 °C количество циклов изменяется от 196 до 151.

Сравнительные испытания изменения теплового состояния бензинового двигателя ЗМЗ-4062.10 с блоком управления Микас 7.1 при прогреве показали, что эффективность применения динамического нагружения в сравнении с штатным режимом работы определяется не только сокращением затрат времени выхода на температурный режим, позволяющий осуществлять полную загрузку двигателя, но и снижением расхода топлива (рис. 4.9).

Так, за период прогрева от температуры минус 20 °C и минус 10 °C до 40 °C с динамическим нагружением при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя в диапазоне от 850 до 4500 мин⁻¹ часовой расход топлива составил 4,1 кг/ч и 1,25 кг/ч соответственно, при аналогичных условиях прогрев в штатном режиме работы соответствовал расходу в 4,3 кг/ч и 1,68 кг/ч.

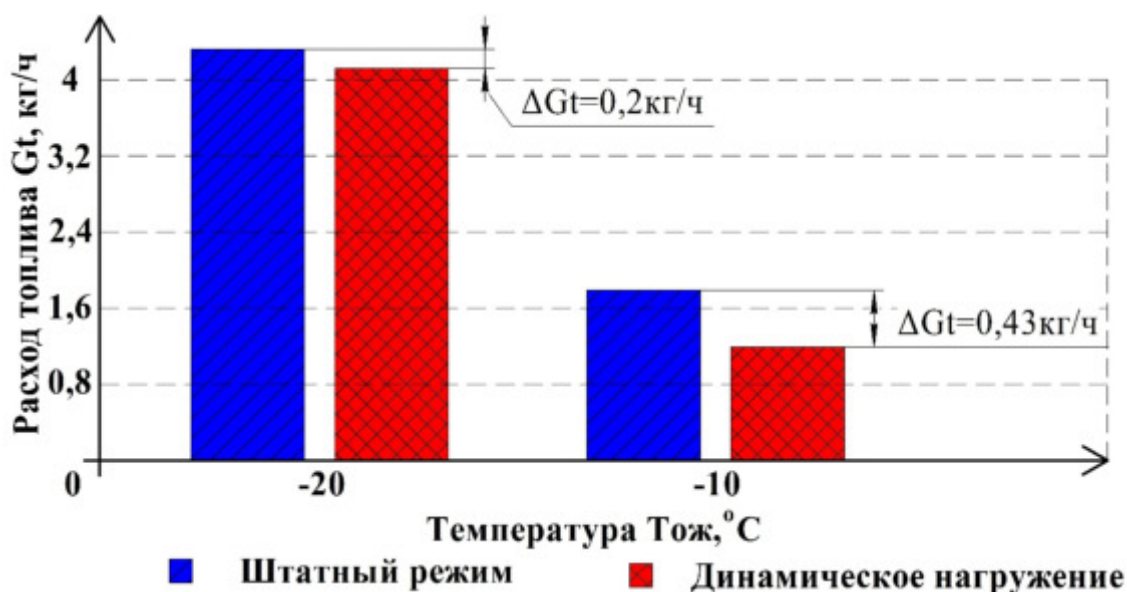


Рисунок 4.9 – Часовой расхода топлива двигателя 3МЗ-4062.10 при прогреве

Снижение расхода топлива в единицу времени объясняется тем, что в экспериментальном режиме на такте разгона обеспечивается наиболее экономичное протекание рабочего процесса, т.к. цикловая подача топлива в 2,0-3,0 раза больше, чем на холостом ходу, а такт выбега, как более продолжительный чем такт разгона, осуществляется при полном отключении подачи топлива, что сопровождается повышением эффективности рабочего процесса за счет улучшения качества смесеобразования и более полного сгорания рабочей смеси.

4.3 Разработка алгоритма прогрева двигателя с электронной системой управления

В памяти любого электронного блока управления имеется программа, определяющая алгоритм его работы («прошивка»), и прописаны различные коэффициенты, корректирующие режим работы двигателя. Оптимальный режим работы двигателя определяется в зависимости от входящих сигналов с различных датчиков в блок управления, в котором происходит их корректировка

коэффициентами из памяти запоминающего устройства и управляющий сигнал отправляется к исполнительным устройствам.

Изменить управляющий выходной сигнал возможно путем корректировки входящих сигналов в блок, либо корректировкой коэффициентов, хранящихся в памяти запоминающего устройства электронного блока управления.

На основании теоретических предпосылок и полученных результатов исследования предложен алгоритм послепускового прогрева для двигателей с электронной системой управления. Выполняется послепусковой прогрев двигателя с электронной системой управления в следующей последовательности:

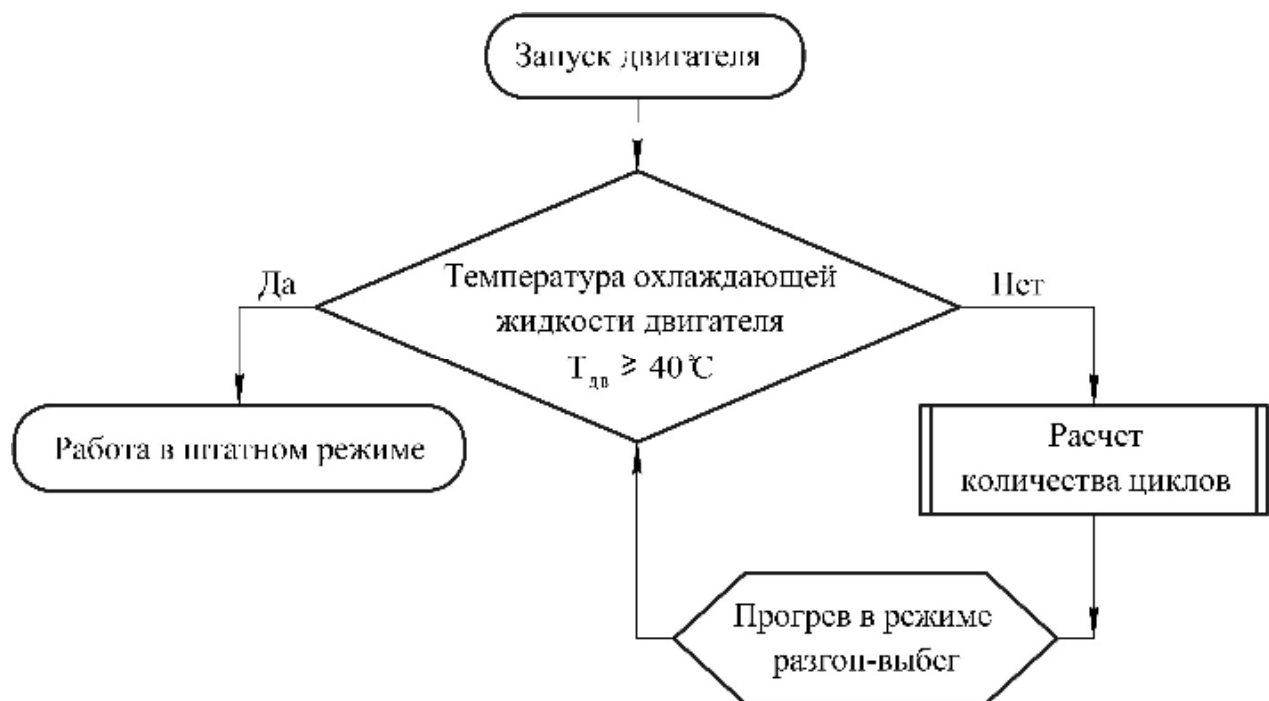


Рисунок 4.10 – Алгоритм послепускового прогрева двигателя

Алгоритм может осуществляться при помощи штатного электронного блока управления с программным обеспечением, позволяющим перевести двигатель в режим работы свободный разгон-выбег и оценить ускорение разгона (или выбега) или дополнительного блока, установленного в разрез электрической цепи управления топливоподачи.

4.4 Практическое использование результатов исследования

На основании проведенных экспериментальных исследований, было установлено, что прогрев двигателя при работе в режиме разгон-выбег обеспечивает минимально необходимую рабочую температуру охлаждающей жидкости, при которой дальнейшая работа агрегата возможна без существенных потерь мощности при гарантированном смазывании деталей.

Это стало возможно за счет комбинирования режимов работы двигателя свободный разгон-выбег и использования теплоты рабочих процессов двигателя.

Для реализации предлагаемого способа в электрическую цепь управления топливоподачей двигателя необходимо установить дополнительное устройство управления работой бензиновых форсунок, которое в автоматическом режиме поддерживает работу двигателя по предлагаемому способу. Перевод двигателя в заданный режим прогрева осуществляется водителем, путем нажатия педали «газ» до упора и удерживая ее до момента достижения двигателем оптимального теплового режима.

Результаты экспериментальных исследований были внедрены в ЗАО «Завьяловское» - сельскохозяйственное предприятие расположенное в с. Березиково Тогучинского района Новосибирской области и АО «РЭС» Восточные электрические сети г. Новосибирска, специализирующемся на эксплуатации и техническом обслуживании энергетических объектов.

В составе машинного парка организации имеется 18 автомобилей УАЗ различных модификаций.

Апробация работы подтверждает эффективность предложенного способа.

На основании данных, полученных расчетно-экспериментальным путем, сформулированы следующие рекомендации производству, призванные повысить эффективность работы предлагаемого способа прогрева:

1. В условиях эксплуатации рекомендуется осуществлять прогрев двигателя динамическим нагружением. По мере прогрева двигателя увеличивая среднее

значение частоты вращения коленчатого вала двигателя за цикл в диапазоне от 1000 до 3000 мин⁻¹.

2. Учитывать тепловое состояние остальных систем и агрегатов транспортных средств перед началом движения.

4.5 Оценка экономической эффективности результатов исследований

Технико-экономическая оценка результатов исследований проводилась в соответствии с ГОСТ 23728-88 и «Методикой определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники» [73].

Согласно вышеуказанным документам, экономическая эффективность новых технологий и оборудования устанавливается путем оценки величины экономического эффекта нового варианта по сравнению с базовым. Экономическая оценка проводится путем наложения на субъект (модель региона, хозяйства, бригады, цеха и т.п.). В качестве субъекта расчетов экономической эффективности новых технологий и оборудования используют предприятия или их подразделения. Выбор базовых технологий отдельных машин и оборудования напрямую зависит от выполняемых расчетов.

В качестве субъекта для расчетов было выбрано предприятие АО «РЭС» филиал Восточные электрические сети г. Новосибирска. В автомобильном парке предприятия на двух автомобилях марки УАЗ 315195, оборудованными блоками управления с измененным программным обеспечением были проведены производственные испытания способа послепускового прогрева двигателя в режиме работы разгон-выбег.

Ожидаемый экономический эффект определяли по возможным дополнительным доходам, полученным за счет снижения времени прогрева и эксплуатационного расхода топлива.

В качестве базового способа послепускового прогрева выбрана работа двигателя в режиме холостого хода.

Ожидаемую экономию от снижения эксплуатационных затрат, при внедрении предлагаемого способа, можно определить по формуле:

$$\Theta_{\text{эз}} = Z_9^6 - Z_9^H, \quad (4.15)$$

где Z_9^6 – эксплуатационные затраты при базовом способе прогрева двигателя, руб.;

Z_9^H – эксплуатационные затраты при новом способе прогрева двигателя, руб.

Определение времени, необходимого для одного прогрева двигателя в рассматриваемых режимах работы:

$$T_{\Pi} = t_{\Pi} \cdot D_p, \quad (4.16)$$

где t_{Π} – время прогрева при одном запуске, ч.;

D_p – количество дней эксплуатации автомобилей при среднесуточной температуре воздуха не более минус 1 °С.

- холостой ход:

$$T_{\Pi}^{xx} = 0.25 \cdot 150 = 37,5 \text{ ч.}$$

- режим динамического нагружения:

$$T_{\Pi}^{PB} = 0.15 \cdot 150 = 22,72 \text{ ч.}$$

Определение экономии времени на прогрев двигателя одного автомобиля:

$$\Delta T = T_{\Pi}^{xx} - T_{\Pi}^{PB}, \quad (4.17)$$

$$\Delta T = 37,5 - 22,72 = 14,78 \text{ ч.}$$

Экономический эффект по возможным дополнительным доходам, полученным за счет снижения времени прогрева с учетом стоимости часа работы транспортного средства:

$$\text{Эт} = \Delta T \cdot C_H = 14,78 \cdot 800 = 11824 \text{ руб.} \quad (4.18)$$

Определение затрат на топливо при работе двигателя в режиме прогрева на один автомобиль:

Величину затрат при базовом способе прогрева Z_9^{xx} определяли из выражения:

$$Z_9^{xx} = T_{\Pi}^{xx} \cdot Gt \cdot \Pi_{\text{гсм}}, \quad (4.19)$$

где Gt – часовой расход топлива, л/ч

$\Pi_{\text{гсм}}$ – стоимость одного литра топлива Аи-92 на февраль 2019 г., руб. [131].

$$Z_9^6 = 37,5 \cdot 4,30 \cdot 40,5 = 6530,6 \text{ руб.}$$

Затраты при прогреве в режиме динамического нагружения Z_9^{PB} определяли из выражения:

$$Z_9^{PB} = (T_{II}^{PB} \cdot Gt \cdot \Pi_{ГСМ}), \quad (4.20)$$

$$Z_9^H = (22,72 \cdot 4,15 \cdot 40,5) = 3818,6 \text{ руб.}$$

Следует годовая экономия затрат на топливо на один автомобиль составит

$$\mathcal{E}_{эз} = 6530,6 - 3818,6 = 2712 \text{ руб.}$$

Для реализации предлагаемого способа послепускового прогрева требуется перепрограммирование электронного блока управления автомобиля.

Стоимость подобных услуг в ценах 2019 года не превышает 2000 рублей.

Срок окупаемости

$$T_{ок} = C_y / (\mathcal{E}_T + \mathcal{E}_{эз}), \quad (4.21)$$

где C_y – стоимость услуг «прошивки» электронного блока управления, руб.

$$T_{ок} = 2000 / (11824 + 2712) = 0,137 \text{ г.}$$

Годовая экономия эксплуатационных затрат, полученная за счет сокращения времени прогрева и расхода топлива составит 14536 рублей на один автомобиль марки УАЗ 315195. Срок окупаемости составит порядка 1,7 месяца (50 дней).

Перевод двигателя в неустановившийся режим работы, влечет изменение параметров рабочего процесса, что скажется и на экологических показателях.

Повышение температуры в цилиндре двигателя вызовет повышенное образование оксидов азота NO_x , в связи с чем можно рекомендовать применение нейтрализатора вредных выбросов. При повышении температуры цикла улучшается полнота сгорания топлива, а следовательно, однозначно снизится содержание выбросов окиси углерода CO и сажи CH.

В итоге можно сделать вывод, что влияние предлагаемого способа интенсификации прогрева на экологическую безопасность неоднозначно, и требует дополнительных глубоких исследований по данному направлению.

4.6 Выводы по главе

1. Проведены сравнительные испытания работы двигателя в режиме холостой ход и разгон-выбег, которые показали, что интенсивность прогрева и время стабилизации температуры охлаждающей жидкости бензинового двигателя в большей степени зависят от температуры пуска двигателя и частоты вращения коленчатого вала. При температуре минус 30 °С установившаяся температура при прогреве в штатном режиме составила лишь 61 °С.

2. Интенсивность прогрева напрямую зависят от частоты вращения коленчатого вала. Сравнительные испытания показали, что при температуре минус 30°С использование предлагаемого способа сокращает время прогрева двигателя на 9 - 15 минут при увеличении среднего значения частоты вращения коленчатого вала двигателя по мере прогрева за цикл разгон-выбег в диапазоне от 1000 до 3000 мин⁻¹.

3. Испытания показали, что при использовании предлагаемого способа прогрева уменьшился среднечисловой износ гильз на 14 %, средняя потеря веса вкладышей коленчатого вала - на 32 %, однако износ колец увеличился на 53 % в сравнении с прогревом в штатном режиме.

4. Даны рекомендации производству по обоснованию параметров и повышению эффективности работы двигателя, что позволит расширить возможность их применения на различных видах ДВС.

5. Ожидаемый экономический эффект от внедрения предложенного способа послепускового прогрева бензинового двигателя, полученный за счет сокращения эксплуатационных затрат составит 14536 руб. на один автомобиль марки УАЗ 315195 в климатических условиях Новосибирской области.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Определены закономерности интенсивности изменения температуры двигателя в зависимости от режима его работы в процессе послепускового прогрева. Установлено, что работа двигателя в режиме разгон-выбег приводит к сокращению затрат времени на прогрев и сопровождается снижением удельного эффективного расхода топлива.

2. Разработаны аналитические зависимости для определения интенсивности прогрева, позволяющие рассчитать время прогрева двигателя до заданной температуры с учетом начальных параметров температуры охлаждающей жидкости и окружающей среды, а также определить количество циклов разгон-выбег на прогрев.

3. Разработана математическая модель влияния параметров рабочего процесса и температуры окружающей среды на тепловой режим бензинового двигателя в режиме свободный разгон-выбег.

4. Предложен и обоснован способ прогрева бензинового двигателя внутреннего сгорания путем динамического нагружения. Установлено, что его применение влечет сокращение затрат времени на 30 - 50% в сравнении с прогревом на холостом ходу при начальной установившейся температуре двигателя от 10 до -20°C, снижение часового расхода топлива на 12 - 15%, а также обеспечивает гарантированный режим безопасного ввода автомобиля в эксплуатацию.

5. Обоснован оптимальный алгоритм тепловой подготовки бензинового двигателя в режиме свободный разгон-выбег в условиях отрицательных температур окружающей среды по количеству циклов, контролируемых по значению температуры охлаждающей жидкости двигателя.

6. Предложен способ динамического нагружения, который позволяет сократить время прогрева бензинового двигателя ЗМЗ-4062.10 на 5,1 минут при температуре окружающей среды минус 20°C и скоростном диапазоне оборотов коленчатого вала от 850 до 4500 об/мин., при минус 10 – на 3 минуты в сравнении

с прогревом двигателя при работе на холостом ходу, что дает основания считать его приемлемым к реализации в условиях эксплуатации автомобилей.

7. Выявлено, что при использовании предлагаемого способа прогрева уменьшился среднедиаметральный износ гильз на 14 %, средняя потеря веса вкладышей коленчатого вала - на 32 %, однако износ колец увеличился на 53 % в сравнении с прогревом в штатном режиме.

8. Проведена экспериментальная проверка применения способа прогрева двигателя динамическим нагружением в производственных условиях АО РЭС Восточные электрические сети г. Новосибирска, которая показала высокую экономическую эффективность результатов исследования. Годовая экономия при внедрении способа составит 14536 рублей на один автомобиль марки УАЗ 315195 в климатических условиях Новосибирской области.

Рекомендации предприятиям. При осуществлении тепловой подготовки транспортных средств к эксплуатации прогрев двигателя после пуска рекомендуется осуществлять по предлагаемому алгоритму с использованием способа с динамическим нагружением.

Перспективы дальнейшей разработки темы. При проведении дальнейших научных исследований необходимо уделить внимание влиянию предлагаемого способа интенсификации прогрева на экологическую безопасность, так как оно неоднозначно, и требует дополнительных глубоких исследований по данному направлению.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агапов Д.С. Оптимальные режимы работы газопоршневых установок. Агапов Д.С., Картошкин А.П. Сельский механизатор. 2015. № 5. С. 32-33.
2. Агуреев И.Е. Анализ и синтез динамических характеристик многоцилиндровых поршневых двигателей внутреннего сгорания: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.04.02 / Агуреев Игорь Евгеньевич. – Тула, 2003. – 32 с.
3. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
4. Андрукович П.Ф. Новые идеи в планировании эксперимента / П.Ф.Андрукович, Т.И. Голикова, С.Г. Костина. – М.: Наука, 1969. – С. 140-153.
5. Анисимов А.И. Повышение эффективности тепловой подготовки двигателей лесозаготовительных машин: автореф. дис. канд. техн. наук / А.И Анисимов –Химки., 1984. – 19 с.
6. Анискин Л.Г. Зимняя эксплуатация автомобилей. - Челябинск, 1976. - С. 50-58.
7. Бакуревич Ю.А. Эксплуатация автомобиля на Севере / Ю.А. Бакуревич, С.С. Толкачев, Ф.Н. Шевелев. – М.: Транспорт, 1973. - 180 с.
8. Бережнов Н.Г. Основы эксплуатации машинно-тракторного парка в зимних условиях / Н.Г. Бережнов. – Барнаул: Алт. СХИ, 1975. – 210 с.
9. Беркович Е.С. Прибор УПОИ-6 для определения износа цилиндров, поршневых колец и поршневых пальцев / Е. С. Беркович, М. Д. Крацин; Акад. наук СССР. Ин-т машиноведения. Лаборатория износостойкости. - Москва: [Изд-во Акад. наук СССР], 1960. - 46 с.
10. Берлинер М.А. Измерения влажности / М.А. Берлинер. – 20-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1973. – 400 с.
11. Бирюк В.В. Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов. [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / В. В. Бирюк, А. П. Толстоногов, И.В. Коломин; Минобр-науки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-

- т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электрон. текстовые и граф. дан. (1.8 Мбайт). – Самара, 2011.
12. Блох А.Г. Основы теплообмена излучением / А.Г. Блох. - М.: Госэнергоиздат, 1962. - С. 19-25.
 13. Бобков А.В. Исследование потерь холостого хода в трансмиссиях транспортных машин. // Науч. тр. / ШШ. - 1972. - №10. - С. 33-35.
 14. Болоев П.А. Управление процессами подачи топлива и воздуха в двигателях внутреннего сгорания. Болоев П.А., Очирова Т.П., Шумай Т.А. Вестник ИрГСХА. 2014. № 65. С. 79-83.
 15. Болтинский В.Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей / В.Н. Болтинский. – М.: Сельхозиздат, 1962. – 391с.
 16. Борисов С.Г. и др. Трансмиссии со переключением передач под нагрузкой и тенденции их развития. В кн.: Исследование трансмиссий с переключением под нагрузкой и их узлов. // Науч. тр. / НАТИ.-М., 1979 -264. - С.28-41.
 17. Бродский В.З. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей / В.З. Бродский, Л.И. Бродский, Т.И. Голикова. – М.: Металлургия, 1982. – 752 с.
 18. Бродянский В.М. и др. Эксергетический метод и его приложение. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 288 с.
 19. Бугаков Ю.С. Зависимость энергетических потерь в агрегатах силовой передачи тракторов от вязкости масла. // Химия и технология топлив и масел. -1970. - С. 24-26.
 20. Булгаков С.А. Исследование процесса прогрева двигателя после пуска в условиях отрицательных температур / Булгаков С.А., Воронин Д.М. // Сибирский вестник сельскохозяйственной науки. - 2016. - №3.
 21. Булгаков С.А. Оценка послепусковых износов бензинового двигателя ЗМЗ-4062.10 в условиях низких температур // Инновации в АПК: проблемы и перспективы - 2019. - №2(22).

22. Булгаков С.А., Воронин Д.М., Вертей М.Л. Повышение эффективности послепускового прогрева двигателя динамическим нагружением // АгроЭкоИнфо. – 2019. - №1.
23. Васильева Л.С. Краткий справочник по автомобильным эксплуатационным материалам. - М.: Транспорт, 1992. - 120 с.
24. Вахламов В.К. Влияние технического состояния двигателя на топливную экономичность автомобилей ВАЗ-2104, ВАЗ-2105, ВАЗ-2107 и их модификаций // Грузовик. - 2000. - №10. - С. 35-37.
25. Воронин Д.М. Контроль экономичности работы двигателей (мощность, расход топлива): учебное пособие / Д.М. Воронин. – Новосибирск: НГАУ, 2004. – 60 с.
26. Воронин Д.М. Обеспечение контроля топливной экономичности МТА в условиях эксплуатации: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.03 / Дмитрий Максимович Воронин. - Новосибирск, 1995. - 30 с.
27. Воронина Л.В. Климат и экология Новосибирской области: монография / Л.В. Воронина, А.Г. Гриценко.- Новосибирск: СГГА, 2011. - 228 с.
28. Госман А.И. Снижение потерь мощности в коробке передач энерго-насыщенного трактора при эксплуатации в зимних условиях: дис. канд. техн. наук / А.И. Госман. – Новосибирск, 1986.
29. ГОСТ 10150-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Общие технические условия.
30. ГОСТ 10448-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Приемка. Методы испытаний.
31. ГОСТ 23.301-78 Обеспечение износостойкости изделий. Приборы для измерения износа методом вырезанных лунок. Технические требования.
32. ГОСТ 24026-80 Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения.
33. ГОСТ 27860-88 Детали трущихся сопряжений. Методы измерения износа.
34. ГОСТ Р 54120-2010 Двигатели автомобильные. Пусковые качества. Технические требования.

35. ГОСТ Р 54810-2011 Автомобильные транспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.
36. Гребенников С.А. Адаптивное управление топливоподачей ДВС по показателям неравномерности вращения коленчатого вала. Гребенников С.А., Гребенников А.С., Никитин А.В. Вестник Саратовского государственного технического университета. 2013. Т. 2. № 2 (71). С. 80-83.
37. Гребенников С.А. Режимы работы и изменение технического состояния ДВС в экстремальных условиях эксплуатации. Гребенников С.А., Фокин В.В., Гребенников А.С. Известия Волгоградского государственного технического университета. 2011. № 8 (81). С. 28-32.
38. Григорьев Н.А., Пономарев Н.Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. Л.: Колос, 1974. С. 101-105.
39. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983 – 376 с.
40. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник. Изд. 4-е. Под ред. Орлина А.С, Круглова М.Г.-М.: машиностроение, 1983. - 372 с.
41. Долгушин А.А. Выбор трансмиссионных масел для зимней эксплуатации автомобилей / А.А. Долгушин, С.П. Шведов [и др.] // Механизация и электрификация сел. хоз-ва. – 2011. – № 2. – С. 10-12.
42. Евтеев В.К. Об износе зубчатых передач тракторов при низких температурах масла / В.К. Евтеев // Материалы второй науч.-техн. конф. «Участие научной и технической молодежи в повышении производительности труда в народном хозяйстве Иркутской области». – Иркутск: Вост.-Сиб. кн.изд-во, 1977.
43. Ерохов В.И. Экономичная эксплуатация. - М.: ДОСААФ, 1986. - 128 с.
44. Ждановский, Н.С. Бестормозные испытания тракторных двигателей / Н.С. Ждановский. – М. – Л.: «Машиностроение», 1966. – 179 с.

45. Злотин Г.Н. Регулировка бензинового ДВС при переводе его на сжиженный нефтяной газ / Г.Н. Злотин, Е.А. Захаров, А.В. Кузьмин // Двигателестроение. – 2007. – №2. – С. 29-31.
46. Змановский В.А. Разработка и исследование динамического метода оценки технического состояния двигателя внутреннего сгорания: автореф. дисс. канд. техн. наук: 01.02.02 / Змановский Виктор Александрович. – Новосибирск., 1973. – 24 с.
47. Иванченко В.К. Теплопередача / В.К. Иванченко – М.: Энергия, 1962. – С. 26-30.
48. Карнаухов В.Н. Разработка методики определения режима работы и мощности электронагревателей двигателей при безгаражном хранении автомобилей зимой: автореф. дис. к.т.н. - Омск, 1994. - 20 с.
49. Карнаухов В.Н. Сбережение топливно-экономических ресурсов при эксплуатации автомобильного транспорта в низкотемпературных условиях: автореф. дис. д-ра техн. наук / В.Н. Карнаухов – Тюмень, 2000. – 41 с.
50. Карнаухов В.Н., Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Холявко В.Г. Эксплуатация автомобилей в особых условиях: Учебное пособие. —Тюмень: ТюмИИ, 1991.
51. Кацельман А.Я., Яркий А.А. Подогреватели двигателей строительных и дорожных машин. // Строительные и дорожные машины. - 1988. - №12. - С.3.
52. Клейн А.Т. Исследование бестормозного динамического метода контроля автотракторных двигателей в эксплуатационных условиях сельского хозяйства: дис. канд. техн. наук: 05.20.03 / Александр Теодорович Клейн. – Новосибирск, 1973. – 194 с.
53. Коваленко С.Ю. Эксплуатация автомобильных двигателей. Обеспечение долговечности на режиме пуска: монография / С.Ю. Коваленко, Р.Ф. Калимуллин. Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011. 115 с.
54. Колчин А.Н. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А. Н.Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2001 – 320 с.

55. Конев В.В. Совершенствование системы предпусковой тепловой подготовки двигателя землеройной машины (на примере двигателя экскаватора ЭО-4121А): дисс. канд. техн. наук: 05.05.04. - Тюмень, 2002.
56. Копотилов В.И. Межсменное хранение автомобилей в зимнее время: Учебное пособие. - Тюмень.: ТюмИИ, 1993. - 67 с.
57. Костин А.К, Ларионов В.В, Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие. - Л.: Машиностроение 1979. - 222 с.
58. Кох П.И. Климат и надежность машин. - М.: Машиностроение, 1981.-175 с.
59. Кочергин В.И. Исследование совместного влияния параметров топливоподачи и систем автоматического регулирования частоты вращения на внешние характеристики энергетических установок Кочергин В.И., Плотников Д.Л. Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. 2018. № 1. С. 114-118.
60. Крамаренко Г.В., Николаев В.А., Шаталов А.И. Безгаражное хранение автомобилей при низких температурах. - М.: Транспорт, 1984. - 136 с.
61. Крейт Ф. Основы теплопередачи: пер. с англ. / Ф. Крейт, У. Блэк. – М.: Мир, 1983. - 512 с.
62. Кривов В.Г., Гулин С.Д., Глухенко Н.В., Сорокин А.А., Стоянов В.У. Проблема запуска двигателя строительных и дорожных машин в условиях низких температур. // Двигателестроение. - 1991.
63. Крамаренко Г.В., Николаев В.А., Шаталов Л.И. Безгаражное хранение автомобилей при низких температурах. - М.: Транспорт, 1984. - 136 с.
64. Крохта Г.М. Повышение эффективности эксплуатации энергонасыщенных тракторов в условиях Западной Сибири: дис. д-ра техн. наук. – Новосибирск, 1995. – 329 с.
65. Крохта Г.М., Усатых Н.А., Хомченко Е.Н. Закономерности пусковых и послепусковых износов двигателя 44 11,0/12,5 (Д-240) при безгаражном хранении машин // Достижения науки и техники АПК. 2017. Т. 31. № 5. С. 49-52.

66. Круг Г.К. Планирование эксперимента в задаче идентификации и экстраполяции / Г.К. Круг, В.А. Сосулин. – М.: Машиностроение, 1968. – 535 с.
67. Кувшинов Я.И. Эксплуатация тракторов и автомобилей в зимних условиях / Я.И. Кувшинов, С.А. Чернов. – М.: Изд-во МСХ РСФСР, 1963. – 80 с.
68. Кузнецов А.В. Система поддержания оптимального теплового режима двигателя внутреннего сгорания / А.В. Кузнецов, Н.И. Селиванов, Ю.Ф. Кайзер, А.А. Турсунов, А.В. Лысянников, М.А. Мерко, А.В. Колотов, М.В. Меснянкин // Вестник Таджикского технического университета. – 2014. – № 1. С 89 – 91.
69. Куликовский К.Л. Методы и средства измерений / К.Л. Куликовский, В.Я. Купер. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 448 с.
70. Курносов А.Ф. Подогрев механической коробки передач грузовых автомобилей в условиях низких температур при работе двигателя в режиме холостого хода (на примере автомобиля КАМАЗ): дис. канд. техн. наук: 05.20.03 / Антон Федорович Курносов. – Новосибирск, 2014. - 144 с.
71. Кутлин А.А. Определение потерь топлива, связанных с прогревом автомобиля после длительной стоянки // Проблемы адаптации автомобилей к суровым климатическим условиям Севера и Сибири: Межвузовский тематический сборник. Выпуск 63. - Тюмень: ТРШ, 1977. - 232 с.
72. Кухта В. С., Джаналиев Е. М. Техническое состояние транспортных средств и его влияние на безопасность дорожного движения // Молодой ученый. - 2017. - №6. - С. 51-55.
73. Левин М.И. Оптимальный тепловой режим в системе охлаждения и требования к автоматическому регулированию температуры // Науч. тр. / ЦНИДИ. - 1954. - Вып. 26.
74. Лейбзон З.И. и др. Влияние атмосферных условий на эффективные показатели автомобильных двигателей. // Науч. тр. / НАМИ.-М., 1970. -Вып 121.

75. Леонов Г.Н. Некоторые особенности моделирования динамики двигателя внутреннего сгорания / Г.Н. Леонов., А.В. Фролов, И.С. Шустов // Ползуновский вестник – 2012. - №3/1. – С. 123-128.
76. Лившиц В.М, Добролюбов И.П. Динамический метод диагностики автотракторных двигателей. Принципы анализа и обработки диагностических сигналов. Часть 2, Методические рекомендации.
77. Лосавио Г.С. Эксплуатация автомобилей при низких температурах. - М.: Транспорт, 1973.-120 с.
78. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 1: Теория рабочих процессов: учеб. для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2005. – 479 с.
79. Луканин В.Н. Теплотехника: учеб. для вузов / В. Н. Луканин, М. Г.Шатров, Г.М. Камфер [и др.]; Под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 671 с.
80. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин.– Л.: Колос, 1980. – 168 с.
81. Методика определения причин и рекомендации по устранению возможных неисправностей двигателей семейства 406.10 с рабочим объемом 2,3; 2,5; 2,7л. при гарантийном обслуживании и ремонте. г. Заволжье. - 2006.
82. Методика определения экономической эффективности технологий сельскохозяйственной техники. – М.: ВНИЭСХ, 1998. – Ч. 1. 219 с.
83. Мигуш С.А. Алгоритмы адаптивного управления инжекторными двигателями внутреннего сгорания: дис. канд. техн. наук: 05.13.01 / Сергей Алексеевич Мигуш. – Спб, 2005. – 159 с.
84. Микулин Ю.В., Каранцкий В.В., Энглин Б.А. Пуск холодных двигателей при низких температурах. - М.: Машиностроение, 1971. - 240 с.
85. Митков А.Л. Статистические методы в сельхозмашиностроении / А.Л. Митков, С.В. Кардашевский. – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с.

86. Михайлов Н.А. Способ определения эффективной мощности двигателя внутреннего сгорания в процессе разгона и методика его экспериментальной проверки. Михайлов Н.А., Тарасюк А.В., Хабардин В.Н., Хабардин С.В. Актуальные вопросы аграрной науки. 2016. № 18. С. 48-54.
87. Модель влажности воздуха в северном полушарии: ГОСТ 26352-84. – М. 1984. – 14 с.
88. Научно-прикладной справочник по климату СССР: Справочник. Вып. 20 / Ред. З.Н. Пыльникова. - СПб: Гидрометеиздат, 1993. - 717 с.
89. Неговора А.В. Предпусковая подготовка двигателя и агрегатов трансмиссии автомобиля к принятию нагрузки / А.В. Неговора, М.М. Разяпов, Ю.К. Филипов // Известия Международной академии аграрного образования. – 2012. – Т.1. № 14.
90. Неговора А.В. Современные проблемы эксплуатации автомобилей в условиях низких температур независимо от климатической зоны / Неговора А.В., Разяпов М.М., Курдин П.Г., Филиппов Ю.К., Токарев В.А. // Журнал автомобильных инженеров. 2017 № 4 (105). С. 36-41.
91. Нечаенко И.И., Егоров В.А. Управление подачей топлива в бензиновом ДВС на режиме пуска-прогрева. // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал, - Харьков, 1'2007, С. 119-124.
92. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Колос, 1992. – 414 с.
93. Новосибирский ЦГМС-РСМЦ. Климат Новосибирска [Электрон.ресурс]. – Режим доступа: <http://www.meteo-nso.ru/>.
94. Обельницкий А.М. Топлива и смазочные материалы. - М.: Высшая школа, 1982. - 207 с.
95. Одинец С.С. Методы и средства измерения механической мощности / С.С. Одинец, Г.П. Лышко, Л.Л. Кувалакова. М.: Машиностроение, 1991. - 256 с.
96. Павленко В.Г. Математические методы обработки экспериментальных данных / В.Г. Павленко, О.И. Гордеев. – Новосибирск: Новосиб. ин-т инж. вод. трансп., 1972. – 138 с.

97. Пат. 2330256 Российская Федерация, RU G 01 М 15/04. Способ испытания двигателей внутреннего сгорания с принудительным впрыском топлива и электрическим управлением топливоподачей / М. Л. Вертей, Д. М. Воронин, П. И. Федюнин, В. А. Комлев № 2006138400/06 ; заявл. 30.10.06; опубл. 27.07.08.
98. Пат. RU 2 212 558 С2 Способ прогрева систем двигателей внутреннего сгорания от постороннего источника электроэнергии. / Данковцев В.Т., Володин А.И., Якушин Р.Ю. № 2001130801/06; заявл. 2001.11.13; опубл. 2003.09.20.
99. Плотников Д.Л. Исследование передаточных функций системы автоматического регулирования частоты двигателя внутреннего сгорания Плотников Д.Л., Кочергин В.И. В сборнике: Наука и молодежь СГУПСа в третьем тысячелетии Сборник научных статей аспирантов и аспирантов-стажеров. Новосибирск, 2019. С. 168-177.
100. Покровский А.И. Эксплуатация автомобилей с карбюраторными двигателями в условиях низких температур / А.И. Покровский, А.А. Букин, Д.Ф. Гаврилов. – М.: Автотрансиздат, 1961. – 173 с.
101. Попов В.В. Использование прогрева тракторного дизельного двигателя после пуска в условиях низких температур окружающего воздуха: автореф. дис. канд. техн. наук. – Новосибирск, 1975. – 20 с.
102. Практическое использование динамического метода при ремонте и эксплуатации автотракторных двигателей / А. В. Николаенко [и др.] // Нива Поволжья. 2007. № 3(4). С. 43–49.
103. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: учебное пособие / С.В. Путинцев. М.: МГТУ им. Н. Баумана, 2011. - 288 с.
104. Рабинович О. М. Сборник задач по технической термодинамике. М.: «Машиностроение», 1973, 344 с.
105. Резник Л.Г. Изменение показателей топливной экономичности автомобилей под влиянием режимов движения и низких температур окружающего воздуха / Л.Г. Резник, Г.С. Федорова, А.Н. Чистяков // Проблемы эксплуатации и

- обслуживания транспортно-технической техники. – Тюмень: Феликс, 2006. – С. 179-187.
106. Резник Л.Г. Индекс суровости условий эксплуатации машин / Л. Г.Резник // Изв. вузов. Нефть и газ. – 2000. – №1. – С. 112-115.
 107. Резник Л.Г. Методология оценки суровости условий эксплуатации автомобилей / Л.Г. Резник // Вестн. Урал. межрегион. отд. Акад. транспорта.– 1999. – № 2. – С. 28-29.
 108. Резник Л.Г. Научные основы приспособленности автомобилей к условиям эксплуатации: автореф. дис. д-ра техн. наук / Л.Г. Резник – Тюмень, 1981.
 109. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. - У., 1960.
 110. Родионов Ю.В. Теория и практика применения динамических режимов нагружения двигателей внутреннего сгорания при эксплуатации автомобилей: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.22.10 / Юрий Владимирович. - Пенза, 2006. – 35 с.
 111. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту бензиновых двигателей моделей ЗМЗ-4062.10 подготовлено Управлением Главного Конструктора ПАО «ЗМЗ» г. Заволжье. - 2015.
 112. Руководство по эксплуатации. Диагностический маршрутный компьютер для автомобилей ГАЗ с ЭБУ МИКАС 5.4, МИКАС 7.1, МИКАС 7.2 [Электронный ресурс] <https://mcgrp.ru/files/viewer/156901/1> (Дата обращения 10.08.2019).
 113. Рыбаков Т.Н. Методика определения температуры масла в коробке передач с переключением на ходу сельскохозяйственных тракторов / Т. Н.Рыбаков // Науч. тр. ОНТИ, НАТИ. – М., 1976. – С. 3-6.
 114. Свиридов Ю.Б. Физические основы теории смесеобразования и сгорания в дизелях. Автореф. дисс. докт. техн. наук.- Ленинград. 1971.
 115. Селиванов Н.И. Повышение эффективности работы тракторных агрегатов в зимних условиях АПК Восточной Сибири: дис. докт.техн. наук: 05.20.01 / Николай Иванович Селиванов. – Красноярск, 2006. – 387 с.

116. Семенов Н.В. Эксплуатация автомобилей в условиях низких температур / Н.В. Семенов – М., 1993. – 190 с.
117. Сербинов А.И. Роль физических и химических процессов при самовоспламенении распыленных жидких топлив. В кн.: Двигатели с воспламенением от сжатия. - М.: Машиностроение, 1983.-372 с.
118. Совершенствование быстроходных двигателей. Сборник докладов научно-технической конференции студентов, аспирантов и профессорско-преподавательского состава кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» (24-28 мая 2018 г.) / Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, ФГБОУ «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова». 2018.
119. Статистические методы обработки эмпирических данных: Рекомендации. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 232 с.
120. Сун Лисинь. Методика и результаты исследования потерь на трение в подшипниках кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / Сун Лисинь. – Москва, 2004. – 16 с.
121. Сырбаков А.П. Предпусковой жидкостный подогреватель дизельных двигателей на базе пускового двигателя ПД-10У / М.А. Корчуганова, Сырбаков А.П. // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – №1. – С.164-165.
122. Сырбаков А.П. Совершенствование системы предпусковой тепловой подготовки моторной установки трактора МТЗ-80 путем аккумуляирования тепловой энергии ДВС / А.П. Сырбаков, М.А. Корчуганова // Материалы XII междунар. науч.-практ. конф. / Кемеров. гос. с.-х. ин-т. – Кемерово, 2013. – С. 37-42.
123. Таусенев Е.М. Исследование температуры воздуха в моторном отсеке автомобиля toyota avensis. Таусенев Е.М., Кох К.В., Свистула А.Е., Глущенко А.Г. В сборнике: Актуальные вопросы современной техники и технологии. Сборник докладов XVII-й Международной научной конференции. Ответственный редактор А.В. Горбенко. 2014. С. 24-26.

124. Тимохин С.В. Энергоресурсосбережение при обкатке тракторных дизелей путем создания и реализации в ремонтном производстве модулей с динамическим нагружением [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук / С.В. Тимохин. – СПб., 1999. – 37 с.
125. Толстой А.И., Миронов Н.И. Исследование температуры поршня и гильзы цилиндров авиационного двигателя.-М.: «Оборонгиз», 1984, 128 с.
126. Тюлькин В.А. Оценка приспособленности автомобилей к зимним условиям эксплуатации по темпу охлаждения двигателей: автореф. дис. канд. техн. наук / В.А. Тюлькин. – Тюмень, 2000. – 17 с.
127. Усольцев В.А. Измерение влажности воздуха / В.А. Усольцев. – Л.: Гидрометеиздат, 1959.
128. Уханов Д.А. Улучшение эксплуатационных показателей автотракторной техники совершенствованием работы двигателей на холостом ходу: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.20.03 / Денис Александрович Уханов. - Саратов, 2009. – 38 с.
129. Федорова Г.С. Приспособленность автомобилей по расходу топлива к повышенным скоростям движения при низких температурах окружающего воздуха: автореф. дис. канд. техн. наук / Г.С. Федорова. – Тюмень, 2006. – 23 с.
130. Фенн В.Н., Кокорев И.А. Исследование трения легкого двигателя. // Науч. тр. / НАТИ. -1931. - Вып. 15. 263 с.
131. Цены на топливо в Новосибирске. [Электронный ресурс] <http://natrakte.ru/fuel/nsk/> (Дата обращения 03.10.2018).
132. Цуцоев В.И. Зимняя эксплуатация тракторов и автомобилей. 3-е изд., доп. - М.: Моск. Рабочий, 1983. - 111 с.
133. Шишков В.А. Методы управления рабочим циклом двухтопливных и однотопливных поршневых газовых двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием: дис. докт. техн. наук: 05.04.02 / Владимир Александрович Шишков. – Самара, 2013. – 395 с.

134. Экстремальные температуры воздуха в Сибири: Справочник. / авт.-сост. И.В. Карнацевич. - Омск: Изд-во ОмГПУ, 2010-146 с.
135. Яговкин А.И. Влияние суровости климата на температурный режим агрегатов трансмиссии автомобиля / А.И. Яговкин, Л.Г. Резник // Тр.Тюмен. индустриал. ин-та. – 1973. – № 15. – С. 22-25.
136. Яговкин А.И. Исследование влияний тепловыделений двигателя на температурный режим агрегатов трансмиссии автомобиля ГАЗ-66 при эксплуатации в зимних условиях / Яговкин А.И. Л.Г. Резник // Тр. Тюмен. индустриал. ин-та. – 1969. – № 8. – С. 35-37.
137. Яговкин А.И. Исследование температурных режимов и интенсивности изнашивания агрегатов трансмиссии автомобилей в зимних условиях: автореф. дис. канд. техн. наук / А.И. Яговкин. – М., 1973. – 23 с.
138. Яркин А.В. Повышение эффективности строительных мобильных машин путем утилизации тепла отработавших газов: автореф. дис. ...канд. техн. наук / А.В. Яркин. – Тюмень, 2005. – 19 с.
139. Abbaszadehmosayebi G. Diesel engine heat release analysis by using newly defined dimensionless parameters. A thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy / G.Abbaszadehmosayebi, 2014. – 150 p.
140. B. Lennox, G.A. Montague, A.M. Frith and A.J. Beaumont. Non-Linear Model Based Predictive Control of Gasoline Engine Air-Fuel Ratio. Control Technology Centre, Faculty of Engineering. University of Manchester, UK. 2001.
141. Ferguson C.R. Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences / C.R.Ferguson, A.T. Kirkpatrick – John Wiley & sons, Ltd, 2014. – 346 p.
142. Holzer H. Das Kraftfahrzeug im Warmlauf / H. Holzer P. Lenz. –Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs II, 2000.
143. Kantele lauten elektrolunen Suomaleinen (Helsinki) – Tecknical Maalma 1980, №8, p. 28-29.
144. S.H.Lee, R.J.Howlett & S.D.Walters. Engine Fuel Injection Control using Fuzzy Logic. Fuelling Control of Spark Ignition Engines. Vehicle System Dynamics 2001. Vol. 36, No. 4-5. p. 529-358.

145. The effect of engine oil viscosity and composition on fuel efficiency Clevenger I E, can son D C Kleiser W M // SAE Techn Pap Ser. -1984. - №841389. - p. 17.
146. Tomić M. The Simple Method for IC Engine Heat Release Evaluation from Cylinder Pressure Record / M.Tomićetc // ICSCME paper, 2015, p. 16-23.
147. Torque estimation device for internal combustion engine: United States Patent № US 2009/0100920 A1/ Int. G01M 15/00. Date of publication Apr. 23, 2009. – Date offiling: Jan. 15, 2008.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Проректор по учебной работе
ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
к.т.н., доцент Бабин В.Н.

« 12 » « 12 » 2017г

**СПРАВКА**

о внедрении результатов научно-исследовательской работы
Булгакова Сергея Алексеевича в учебный процесс

Результаты научных исследований, выполненных в соответствии с планом НИР ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ в рамках государственной темы № 01201155823 "Энергосберегающее использование транспортных машин в суровых климатических условиях" и № AAAA-A17-117050410065-6 «Ресурсосберегающая эксплуатация транспортных машин сельскохозяйственного назначения в условиях Сибири», процесса изменения теплового состояния двигателя в условиях отрицательных температур, в частности влияния режима работы двигателя и начальных параметров на его интенсивность, используются в учебном процессе студентами по направлению подготовки «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» при выполнении курсовых и выпускных квалификационных работ, а также при выполнении учебно-исследовательских работ.

Директор Инженерного института
доцент, д.т.н

Ю.А Гуськов

Приложение Б

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по научной работе

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

д.э.н., профессор Рудой Е. В.



«12» «декабря» 2017 г.

УТВЕРЖДАЮ

Директор ЗАО «Завьяловское»

Архипенко К. В.



«12» «декабря» 2017 г.

АКТ

внедрения результатов научно-исследовательской работы

Мы, нижеподписавшиеся, представители ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ д.т.н., профессор Воронин Дмитрий Максимович, старший преподаватель Булгаков Сергей Алексеевич с одной стороны, и ЗАО «Завьяловское» в лице директора Архипенко Константина Витальевича и главного инженера Готфрида Виктора Викторовича составили настоящий акт о том, что в 2017 году принят к внедрению в ЗАО «Завьяловское» способ прогрева бензиновых двигателей внутреннего сгорания с электронной системой управления динамическим нагружением.

Представители ФГБОУ ВО

Новосибирский ГАУ

д.т.н., профессор

 Воронин Д.М.

старший преподаватель

 Булгаков С.А.

Представитель ЗАО «Завьяловское»

Главный инженер

 Готфрид В.В.

Приложение В

УТВЕРЖДАЮ

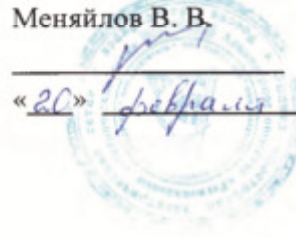
Проректор по научной работе
ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
д.т.н., профессор Рудой Е. В.



«18» февраля 2019 г.

УТВЕРЖДАЮ

Директор АО «РЭС» филиал
Восточные электрические сети
Меняйлов В. В.



«20» февраля 2019 г.

АКТ

о внедрении способа послепускового прогрева бензинового двигателя
с комплексной микропроцессорной системой управления впрыском топлива
и зажиганием, оборудованного блоком управления Микас 7.1

Мы, нижеподписавшиеся, представители ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ д.т.н., профессор Воронин Дмитрий Максимович, старший преподаватель Булгаков Сергей Алексеевич с одной стороны, и представители АО Региональные электрические сети филиал Восточные электрические сети в лице директора Меняйлова Владимира Валентиновича и главного инженера Дилёва Сергея Федоровича составили настоящий акт о том, что в 2019 году на двух автомобилях марки УАЗ 3151, оборудованными блоками управления с измененным программным обеспечением были проведены производственные испытания способа послепускового прогрева двигателя в режиме работы разгон-выбег.

Во время испытаний автомобилей получен положительный экономический эффект: время прогрева снизилось на 35 - 40 %, расход топлива - на 10 - 15 % при эксплуатации в условиях температуры окружающей среды от -20 °С до -10 °С в сравнении с прогревом двигателя при работе на холостом ходу.

По результатам проведенных испытаний предложенный ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ способ по совершенствованию прогрева двигателей в условиях низких температур принят к внедрению в АО «РЭС» филиала Восточные электрические сети.

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ
д.т.н., профессор

Д.М. Воронин
старший преподаватель
С.А. Булгаков

АО «РЭС» филиал

Восточные электрические сети

Главный инженер

С.Ф. Дилёв

Приложение Г

Таблица Г.1 – Результаты измерений длинны лунки после 20 пусков-прогревов двигателя ЗМЗ-4062.10 от -20 °С до 40 °С

Цилиндр	Расположен ие лунки	№ лунки	Длина лунки, мм		
			До испытаний	Динамическое нагружение	Штатный режим
1	на глубине 11 мм	1	13,88	12,99	9,67
		2	12,85	12,76	11,46
		3	14,12	12,79	13,2
		4	10,72	10,57	10,37
		5	13,2	12,98	11,6
		6	13,12	12,08	10,8
		7	13,01	12,93	13,07
		8	13,4	12,92	11,5
	на глубине 17 мм	1	11,65	11,1	9,96
		2	9,98	9,57	9,49
		3	12,48	11,37	10,52
		4	14,38	12,64	12,05
		5	13,25	12,87	10,6
		6	13,56	12,59	11,83
		7	12,6	11,03	10,81
		8	11	10,82	10,58
	на глубине 25 мм	1	8,5	8,02	7,04
		2	10,99	10,81	9,82
		3	12,21	11,49	10,58
		4	14,12	13,04	12,85
		5	9,43	8,97	8,38
		6	13,87	12,73	12,54
		7	10,9	10,3	10,06
		8	14,39	13,94	13,05
2	на глубине 11 мм	1	10,2	9,4	8,64
		2	10,99	10,95	10,08
		3	14,35	14,14	14,04
		4	11,62	11,62	11,09
		5	14,33	14,04	12,51
		6	12,38	12,01	11,34
		7	12,35	11,38	10,97
		8	13,55	13,14	12,79

Цилиндр	Расположен ие лунки	№ лунки	Длина лунки, мм		
			До испытаний	Динамическое нагружение	Штатный режим
3	на глубине 17 мм	1	11,05	10,94	10,67
		2	9,63	9,35	8,92
		3	12,49	12,34	12,2
		4	14,16	13,49	12,95
		5	12,31	11,92	11,09
		6	10,69	10,58	10,15
		7	15,1	13,5	12,7
		8	13,22	12,34	11,95
4	на глубине 11 мм	1	11,3	11,18	10,96
		2	12,94	12,72	12,42
		3	13,93	13,24	12,38
		4	14,02	13,39	12,21
		5	13,43	13,18	13,1
		6	13,94	13,15	12,77
		7	9,63	8,99	8,53
		8	9,9	9,22	8,84
	на глубине 17 мм	1	12,59	12,09	10,65
		2	9	8,22	8
		3	15,75	14,62	13,95
		4	12,42	12,29	11,54
		5	11,17	10,82	9,97
		6	10,81	10,71	9,39
		7	11,29	10,54	10,31
		8	15,07	12,89	11,68
	на глубине 25 мм	1	9,19	8,98	8,56
		2	13,46	12,41	11,74
		3	12,71	12,48	12,06
		4	10,71	10,28	10
		5	11,95	11,75	11,74
		6	13,11	12,79	10,93
		7	10,83	10,68	10,48
		8	14,52	13,5	12,55

Приложение Д

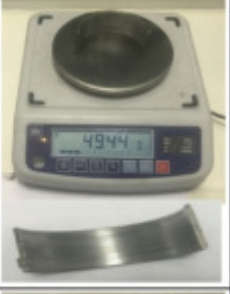
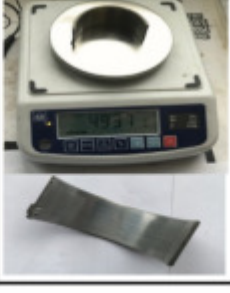
Таблица Д.1 – Результаты измерений массы поршневых колец после 20 пусков-прогревов двигателя ЗМЗ-4062.10 от -20 °С до 40 °С

Цилиндр	Кольца	До испытаний		Динамическое нагружение		Штатный режим	
		фото	значение, г	фото	значение, г	фото	значение, г
1	Первое компрессионное		14,75		14,73		14,73
	Второе компрессионное		14,56		14,54		14,52
	Маслосъёмное		18,21		18,19		18,17
2	Первое компрессионное		14,57		14,56		14,55
	Второе компрессионное		14,81		14,76		14,74
	Маслосъёмное		18,03		18,03		18,03

Цилиндр	Кольца	До испытаний		Динамическое нагружение		Штатный режим	
		фото	значение, г	фото	значение, г	фото	значение, г
3	Первое компрессионное		14,54		14,53		14,52
	Второе компрессионное		14,7		14,67		14,65
	Маслосъемное		17,78		17,77		17,77
4	Первое компрессионное		14,31		14,31		14,31
	Второе компрессионное		14,64		14,64		14,64
	Маслосъемное		18,25		18,24		18,24

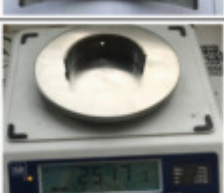
Приложение Е

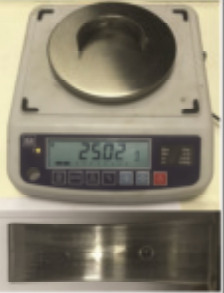
Таблица Е.1 – Результаты измерений массы коренных вкладышей после 20 пусков-прогревов двигателя ЗМЗ-4062.10 от -20 °С до 40 °С

Цилиндр	Вкладыш	До испытаний		Динамическое нагружение		Штатный режим	
		фото	значение, г	фото	значение, г	фото	значение, г
1	Нижний		48,93		48,91		48,88
2	Нижний		49,03		49,03		48,85
3	Нижний		49,45		49,45		49,44
4	Нижний		49,45		49,44		49,44
5	Нижний		49,37		49,37		49,36

Приложение Ж

Таблица Ж.1 – Результаты измерений массы шатунных вкладышей после 20 пусков-прогревов двигателя ЗМЗ-4062.10 от -20 °С до 40 °С

Цилиндр	Вкладыш	До испытаний		Динамическое нагружение		Штатный режим	
		фото	значение, г	фото	значение, г	фото	значение, г
1	Нижний		25,03		25,03		25,03
	Верхний		25,13		25,12		25,11
2	Нижний		25,13		25,1		25,05
	Верхний		25,17		25,17		25,17

Цилиндр	Вкладыш	До испытаний		Динамическое нагружение		Штатный режим	
		фото	значение, г	фото	значение, г	фото	значение, г
3	Нижний		24,81		24,71		24,59
	Верхний		24,72		24,69		24,48
4	Нижний		25,02		25,02		25,02
	Верхний		24,94		24,93		24,91