

ПОПОВ АЛЕКСАНДР ЕВГЕНЬЕВИЧ

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ В ДИЗЕЛЕ
НА РЕЖИМАХ ПУСКА ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ
ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ И МЕРЫ ПО ЕЁ ПОВЫШЕНИЮ**

05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Челябинск 2012

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (Национальный исследовательский университет).

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
Шароглазов Борис Александрович.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Еникеев Рустэм Далилович;

кандидат технических наук, доцент
Мальшев Анатолий Федорович.

Ведущая организация – **ООО «ГСКБ «Трансдизель».**

Защита состоится 22 февраля 2012 г., в 13 часов, на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001 гл. корп.

E-mail: D212.298.09@mail.ru, тел/факс (351)267-91-23.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзывы на автореферат, заверенные печатью Вашего учреждения, просим направлять в двух экземплярах по указанному адресу на имя учёного секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан _____ января 2012 г.

Учёный секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор

Лазарев Е.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Эффективность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) во многом определяется их пусковыми качествами. Особое значение эти качества имеют для дизелей, эксплуатирующихся в условиях пониженных температур окружающей среды. И, в частности, в регионах России, где морозный период составляет более 200 дней в году. По состоянию на сегодня ещё значительная доля транспортных механизмов и двигателей выпускается без каких-либо средств облегчения «холодного» пуска, что становится причиной удорожания эксплуатации машин: пуск дизелей затруднителен уже при температурах порядка $+5^{\circ}\text{C}$.

Проблема усугубляется необходимостью относительно быстрого прогрева «холодного» дизеля до уровня рабочих температур, что вытекает из условия смесеобразования и самовоспламенения дизельного топлива в цилиндре.

Исследованию названной проблемы и поиску её практического решения посвящена выносимая на обсуждение научная работа.

Цель работы: оценка эффективности использования теплоты в дизеле на режимах пуска при низких температурах окружающей среды и разработка рекомендаций по повышению её использования в условиях разогрева впускного заряда отработавшими газами пускового ДВС.

Реализация поставленной цели потребовала решения **следующих задач:**

– совершенствование методики анализа использования теплоты в дизеле на основе тепловых (энтропийных) диаграмм с учётом влияния разогрева впускного заряда отработавшими газами, динамики испарения подаваемого в цилиндр двигателя топлива, а также изменяющихся в течение цикла теплофизических свойств рабочего тела (РТ);

– разработка методики оценки численных значений коэффициента избытка воздуха во впускном заряде и в камере сгорания двигателя при разогреве свежего заряда выпускными газами пусковых ДВС;

– вывод на основе современных данных по термодинамическим свойствам газообразных веществ (компонентов РТ) новых соотношений для описания изменения численных значений отношений теплоёмкостей РТ с учётом реальных особенностей рабочего цикла двигателей;

– оценка возможностей расчётного определения численных значений степени разогрева впускного заряда с использованием экспериментально выявленных параметров теплоиспользования в дизеле на режимах пуска;

– разработка практических рекомендаций и технических решений, направленных на улучшение показателей рабочего цикла дизеля в условиях холодного пуска.

Научная новизна исследования:

– разработана методика определения численных значений коэффициента избытка воздуха при пуске дизеля с использованием разогрева впускного заряда продуктами сгорания углеводородных топлив (в частности, выпускными газами пускового двигателя), позволяющая оценить степень разогрева заряда,

обеспечивающую благоприятные условия самовоспламенения горючей смеси в цилиндре дизеля в конце процесса сжатия;

– предложен метод расчёта численных значений изменения энтропии РТ, учитывающий изменение теплофизических свойств РТ, характер испарения и выгорания подаваемого в камеру сгорания топлива применительно к различным условиям реализации рабочего цикла;

– получены с использованием современных данных по теплофизическим свойствам веществ новые формулы для определения численных значений отношений теплоёмкостей РТ.

Практическая значимость исследования:

– методика расчёта численных значений изменения энтропии РТ позволяет выявить на базе экспериментально полученных индикаторных диаграмм характер движения теплоты (продолжительность и скорость её сообщения РТ) в цилиндре применительно к различным режимам работы двигателя (в том числе режиму пуска) и оценить степень необходимого разогрева впускного заряда при пуске в условиях низких температур окружающей среды;

– по результатам расчётных и экспериментальных исследований применительно к пуску дизелей в условиях низких температур окружающей среды установлен целесообразный температурный интервал разогрева впускного заряда отработавшими газами пусковых ДВС;

– выявлены численные значения показателей рабочего цикла (в частности, коэффициента эффективности сгорания, продолжительности и скорости сообщения теплоты, динамики её движения) в условиях пуска дизеля при низких температурах окружающей среды с использованием разогрева впускного заряда отработавшими газами пусковых ДВС;

– разработанная методика применяется в учебном процессе подготовки специалистов по профилю «Двигатели внутреннего сгорания». В частности, в курсовом и дипломном проектировании, в научно-исследовательской работе студентов при анализе особенностей движения теплоты и эффективности её использования в рабочем цикле поршневых ДВС;

– предложены новые конструктивные решения, позволяющие улучшить пусковые качества ДВС при низких температурах окружающей среды и ускорить процесс прогрева двигателя в период после пуска. Их новизна подтверждена патентом РФ (№ 2328606 С1, МПК F01P 7/04) и решением Государственной патентной экспертизы на полезную модель (№ 2011117455/06(025980) от 29.04.2011г.).

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы обсуждены и одобрены на региональных, межрегиональных и международных научно-технических конференциях: Челябинск: ЮУрГУ, 2008–2011 гг., Тольятти: ТГУ, 2009 г., Челябинск: ЧГАА, 2011 г.

Публикации. По результатам исследований опубликовано 9 работ, из них: научных публикаций – 7 (3 – в изданиях, входящих в перечень ВАК), патент на изобретение – 1, положительное решение на выдачу патента на полезную модель – 1.

Структура и объём работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов и предложений, библиографического списка (99 источников) и приложения. Диссертация содержит 134 страницы текста, 6 таблиц, 41 иллюстрацию.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы пуска дизелей в условиях низких температур окружающей среды. Названная проблема особенно актуальна в районах с продолжительностью морозного периода более 200 дней в году. В этих условиях процесс запуска «холодного» дизеля занимает до полутора часов.

Рассмотрены мероприятия, направленные на облегчение пуска дизелей при низких температурах окружающего воздуха, и выбрано направление научного исследования.

В первой главе проведён обзор работ, посвящённых исследованию процесса пуска дизелей; сделан обоснованный выбор мероприятия для исследования и совершенствования; рассмотрены известные методики анализа рабочего цикла ДВС (в частности, особенностей тепловыделения); сформулированы цель и задачи исследования.

Обзор работ по исследованию процесса пуска дизелей показал, что изучением пусковых процессов ДВС занимались многие известные учёные как в нашей стране, так и за рубежом. Среди них можно выделить работы Костина А.К., Микулина Ю.В., Ждановского Н.С., Вихерта М.М., Купершмидта В.Л., Григорьева В.А., Менделевича Я.А. и других.

Так, Купершмидт В.Л. исследовал в своих работах зависимость потерь теплоты в стенке цилиндра в такте сжатия и коэффициента сохранения заряда от пусковой частоты вращения коленчатого вала двигателя; Васильев В.А. и Скобцов Е.А. исследовали влияние пусковой частоты вращения на величину коэффициента наполнения.

Улучшению пусковых качеств дизелей применением средств подогрева впускного заряда посвящены работы Б.А. Взорова, А.В. Адамовича, С.Я. Рубинштейна, В.А. Горштейна и др.

В то же время анализу особенностей тепловыделения и использования теплоты посвящено относительно небольшое количество работ.

Здесь можно выделить методику Н.В. Иноземцева, предложившего выполнять расчёт по отдельным участкам индикаторной диаграммы. Б.Ф. Коробов и Ю.С. Шошин в своих методиках учитывали переменность качественного (химического) состава РТ. Б.С. Стечкин и К.И. Генкин для определения количества полезно использованной теплоты топлива в процессе сгорания предложили учитывать наличие в цилиндре двигателя в один и тот же момент времени как сгоревшей, так и несгоревшей частей смеси.

Энтропийный метод анализа рабочего цикла двигателя использовали В.М. Кушуль и З.М. Минкин, И.И. Вибе и Б.А. Шароглазов. Однако работы на-

званных авторов касались исследования установившихся режимов работы двигателей без использования средств разогрева впускного заряда.

Шишковым В.В. разработана методика анализа рабочего цикла дизеля по индикаторной диаграмме с использованием ЭВМ, в которой предусмотрена оценка потерь заряда в период газообмена и рабочих ходов, учтено влияние теплообмена.

Анализ существующих методик исследования рабочего цикла ДВС (в частности, особенностей тепловыделения) показал, что большая часть из них основана на использовании первого закона термодинамики. Одним из недостатков таких методик является то, что для расчёта характеристики теплоиспользования необходимо предварительно задаваться коэффициентом эффективности сгорания, который сам по себе является предметом исследования.

Значительно меньшее число работ при исследованиях рабочего цикла двигателей опирается на второй закон термодинамики. Это объясняется большим объёмом вычислительных работ, связанных с нахождением величин изменения энтропии РТ в течение цикла.

И, самое главное, при всём многообразии существующих методик практически все они прописаны для режима полных нагрузок, и лишь небольшая часть посвящена исследованию процессов тепловыделения и теплоиспользования на режимах пуска. В основе этих методик находится первый закон термодинамики.

Во второй главе описана методика расчёта параметров теплоиспользования в двигателе. В частности, рассмотрен выбор исходных данных, необходимых для расчёта теплоиспользования; приведены формулы и уравнения для расчёта процессов сжатия, сгорания и расширения.

Методика анализа теплоиспользования в двигателе внутреннего сгорания с использованием индикаторных диаграмм на пусковых режимах заключается в определении количества теплоты Q_i , выделившейся в цилиндре двигателя в течение рабочего цикла, и коэффициента активного использования теплоты ξ_i .

Текущая доля использованной теплоты определяется по выражению:

$$\xi_i = Q_i / H_u,$$

где Q_i – текущее количество сообщённой РТ теплоты, МДж/кг;

H_u – низшая теплотворная способность топлива, МДж/кг.

Текущее количество сообщённой РТ теплоты находится по выражению:

$$Q_i = \int_0^i T ds. \quad (1)$$

Интегрирование выражения (1) затруднено по причине того, что и температура РТ и энтропия являются функциями множества переменных (динамики изменения объёма РТ, его химического состава, коэффициента избытка воздуха и др.). Поэтому решение интеграла (1) выполняется одним из численных методов. Например,

$$Q_i = \sum_{i=1}^n \frac{T_{i-1} + T_i}{2} (s_i - s_{i-1}),$$

где n – число элементарных участков; T_i – текущая температура РТ, К; $(s_i - s_{i-1})$ – изменение энтропии РТ на элементарном участке, МДж/(кг топл·град).

В общем виде формула для определения численных значений относительной энтропии в расчёте на один кг сжигаемого топлива может быть записана следующим образом:

$$s_{iT} = \frac{R \left[\alpha L_0 (1 + \gamma) + \omega \frac{1}{\mu_T} \right] \beta_j}{k_{0-i} - 1} \ln \left[\frac{T_i}{273} \left(\frac{v_i}{v_0} \right)^{k_{0-i} - 1} \right], \quad (2)$$

где R – универсальная газовая постоянная, МДж/(кмоль·град); α – коэффициент избытка воздуха; L_0 – количество воздуха, теоретически необходимого для сжигания одного кг топлива, кмоль/кг; γ – коэффициент остаточных газов; μ_T – кажущаяся молекулярная масса топлива, кг/кмоль; β_j – действительный коэффициент молекулярного изменения; ω – коэффициент, учитывающий долю испарившегося топлива; k_{0-i} – среднее к i -й точке отношение теплоёмкостей РТ; v_i, v_0 – удельные объёмы РТ соответственно текущий и при параметрах начальной точки, м³/кг.

Уравнение (2) предложено И.И. Вибе и Б.А. Шароглазовым для расчёта текущих s_i применительно к установившимся режимам работы двигателей без использования разогрева впускного заряда. При этом не учитывался компонент ω , характеризующий динамику испарения топлива.

Применение выражения (2) для анализа теплоиспользования в условиях разогрева впускного заряда продуктами сгорания углеводородных топлив требует разработки метода определения коэффициента избытка воздуха α во впускном трубопроводе, а затем и в цилиндре двигателя. Важно также учитывать и особенности испарения подаваемого в цилиндр топлива.

В третьей главе проведены методико-теоретические исследования с целью выявления особенностей определения коэффициента избытка воздуха α , численных значений отношений теплоёмкостей РТ k и доли испарившегося в цилиндре двигателя топлива ω применительно к условиям низкотемпературного пуска дизеля с использованием разогрева впускного заряда отработавшими газами пускового ДВС.

При исследовании пуска дизеля с использованием разогрева впускного заряда продуктами сгорания углеводородных топлив (в частности, выпускными газами пускового ДВС) необходима оценка численных значений коэффициента избытка воздуха во впускном заряде α_S , а затем и в цилиндре двигателя α .

В случае разогрева свежего заряда продуктами сгорания, он (заряд) рассматривается, как смесь «чистых» продуктов сгорания ($\alpha = 1$) и воздуха. При этом весь объём свежего заряда полагается равным единице.

Обозначим объёмную долю чистого воздуха во впускном заряде через r_α . Она определяется соотношением:

$$r_\alpha = O_\alpha / 21\%,$$

где O_α – процентное содержание кислорода во впускном заряде; 21% – объёмное содержание кислорода в чистом воздухе.

Тогда справедлива запись:

$$1 = (1 - r_\alpha) + r_\alpha, \quad (3)$$

где $(1 - r_\alpha)$ – объёмная доля «чистых» продуктов сгорания.

Из уравнения (3) следует:

$$\alpha_s = 1 + \frac{r_\alpha}{1 - r_\alpha} = \frac{1}{1 - r_\alpha}, \quad (4)$$

что также правомерно для процессов впуска (до момента закрытия впускного клапана) и сжатия (до момента начала подачи топлива).

Принято считать концом процесса впуска момент закрытия впускного клапана (точка a_1 индикаторной диаграммы).

Применительно к процессу сгорания численные значения α определяются, исходя из понятия о коэффициенте избытка воздуха

$$\alpha = \frac{r_\alpha \cdot M_{a_1}}{G_y \cdot L_0}, \quad (5)$$

где M_{a_1} – общее число молей РТ, поступившего в цилиндр двигателя к моменту закрытия впускного клапана, кмоль; G_y – цикловая подача топлива, кг/цикл.

Из (4) и (5) следует:

$$\alpha = \frac{(\alpha_s - 1) \cdot M_{a_1}}{\alpha_s \cdot G_y \cdot L_0}.$$

Для определения численных значений отношения теплоёмкостей k РТ в дизеле выведены новые соотношения с учётом современных данных по термодинамическим свойствам газов и с использованием современных вычислительных средств (персональных компьютеров).

В общем виде формулы для определения k имеют следующий вид:

$$T = 258 \dots 773 \text{ К:}$$

$$k = 1,455 + A_1(\alpha)x + [-1,967 \cdot 10^{-4} + B_1(\alpha)x]T + [8,786 \cdot 10^{-8} + C_1(\alpha)x]T^2;$$

$$T = 773 \dots 2773 \text{ К:}$$

$$k = 1,411 + A_2(\alpha)x + [-8,692 \cdot 10^{-5} + B_2(\alpha)x]T + [1,518 \cdot 10^{-8} + C_2(\alpha)x]T^2.$$

Здесь

$$\left. \begin{aligned} A_1(\alpha) &= -0,001 - \frac{0,027}{\alpha}; \\ B_1(\alpha) &= 0,002 \cdot 10^{-4} - \frac{9,136 \cdot 10^{-6}}{\alpha}; \\ C_1(\alpha) &= -0,154 \cdot 10^{-8} - \frac{1,646 \cdot 10^{-8}}{\alpha}; \end{aligned} \right\} \begin{aligned} A_2(\alpha) &= -0,002 - \frac{0,04}{\alpha}; \\ B_2(\alpha) &= -0,005 \cdot 10^{-5} - \frac{9,735 \cdot 10^{-6}}{\alpha} + \frac{3,89 \cdot 10^{-6}}{\alpha^2}; \\ C_2(\alpha) &= 0,001 \cdot 10^{-8} + \frac{2,682 \cdot 10^{-9}}{\alpha} - \frac{9,26 \cdot 10^{-10}}{\alpha^2}. \end{aligned}$$

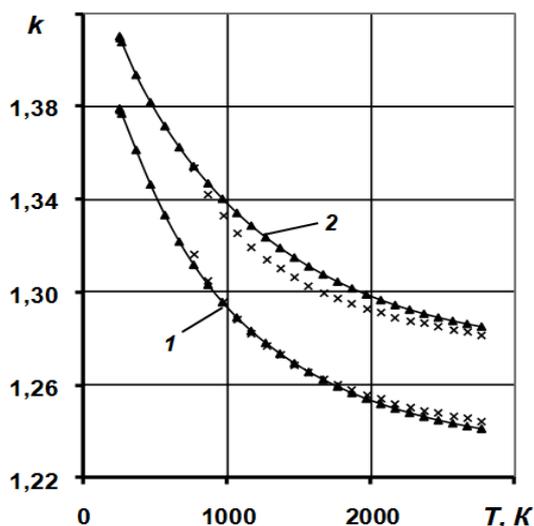


Рис. 1. Зависимость отношения теплоёмкостей РТ от температуры: 1 – для продуктов полного сгорания дизельного топлива ($\alpha = 1$); 2 – для воздуха

записывается следующим образом:

$$\omega = \xi_{исп} \left[A(n) \cdot \alpha^4 + B(n) \cdot \alpha^3 + C(n) \cdot \alpha^2 + D(n) \cdot \alpha + E(n) \right]. \quad (6)$$

где $\xi_{исп}$ – поправочный коэффициент, учитывающий, что не всё подаваемое на режиме низкотемпературного пуска в камеру сгорания топливо успевает испариться вследствие низких температур РТ в конце такта сжатия;

$$A(n) = -0,0008 \cdot n + 2,2919; \quad B(n) = 0,0018 \cdot n - 4,889;$$

$$C(n) = 10^{-6} \cdot n + 0,0033; \quad D(n) = 4 \cdot 10^{-5} \cdot n - 0,057;$$

$$E(n) = 0,0002 \cdot n - 0,2296.$$

В четвёртой главе приводятся результаты расчётных исследований по выявлению особенностей изменения показателей рабочего цикла дизеля при различной степени разогрева впускного заряда продуктами сгорания углеводородных топлив. Необходимость их проведения обусловлена неоднозначным влиянием на показатели рабочего процесса в период пуска дизеля параметров впускного заряда (температуры заряда, концентрации кислорода в нём).

Условие проведения исследования – обеспечение в цилиндре дизеля уровня температур воздушного заряда в конце процесса впуска (в момент закрытия впускного клапана), соответствующего условиям пуска двигателя в летнее время ($T_0 \geq +10$ °С).

В результате определено, что для обеспечения в конце процесса впуска температуры РТ, при которой отсутствуют пропуски воспламенения топлива в цилиндре двигателя, необходима степень разогрева воздушного заряда во впускном коллекторе от 35 до 80 град в зависимости от температуры окружающей среды (чем ниже температура окружающей среды, тем выше должна быть степень разогрева воздушного заряда). При этом температура в конце процесса впуска $T_{a_1} = 310...315$ К (рис. 2а), доля избыточного чистого воздуха

На рис. 1 для сравнения крестиками (×) показаны значения $k = f(T)$, вычисленные по формулам И.И. Вибе, а треугольниками (▲) – по уточнённым формулам. Расчёты показали, что погрешность при определении k по выведенным уточнённым формулам не превышает $\pm 0,2\%$ в диапазоне температур от 258 до 2773 К.

Для определения текущей доли испарившегося в камере сгорания двигателя топлива ω в зависимости от частоты вращения n и угла поворота коленчатого вала α предложено выражение, полученное путём обработки экспериментального материала Драгунова Г.Д. и Егорова В.В. Оно

во впускном заряде $r_\alpha = 0,65 \dots 0,94$ (рис. 2б), а коэффициент эффективности сгорания $\xi = 0,28 \dots 0,82$ (рис. 3). Разогрев свежего заряда более 80 град приводит к перенасыщению его отработавшими газами и ухудшению условий самовоспламенения топлива в цилиндре двигателя.

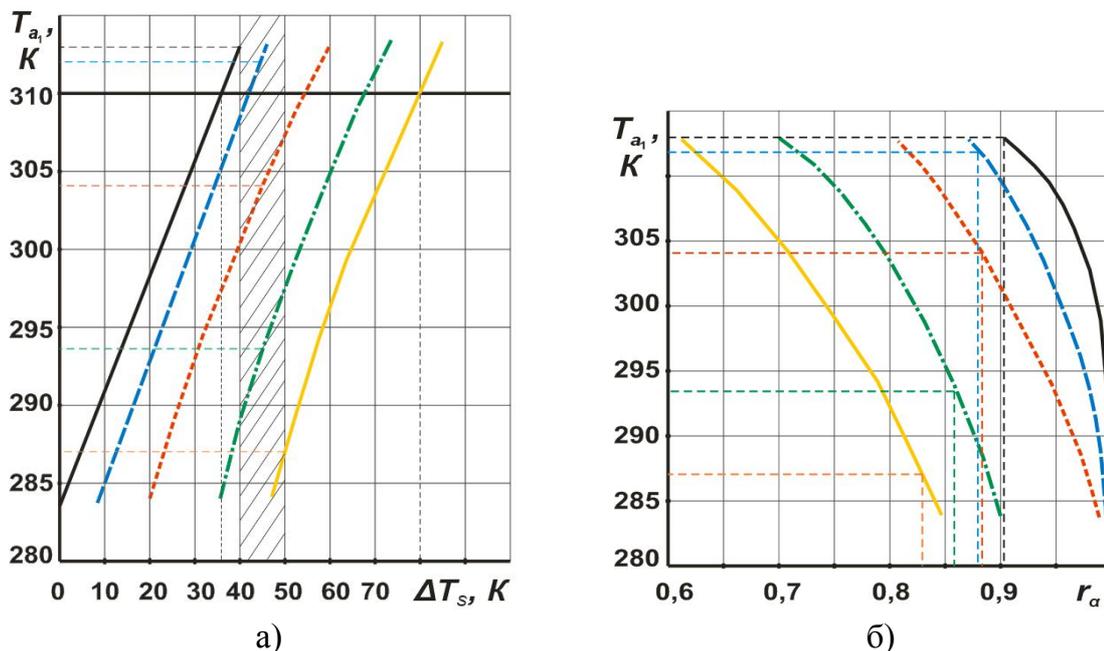


Рис. 2. Влияние степени разогрева впускного заряда ΔT_s (а) и доли избыточного чистого воздуха r_α (б) на температуру РТ в конце процесса впуска T_{a1} :

— $T_0 = 278 \text{ К}$; — — — $T_0 = 273 \text{ К}$; - - - - $T_0 = 263 \text{ К}$;
 - · - · - $T_0 = 253 \text{ К}$; — — — $T_0 = 243 \text{ К}$

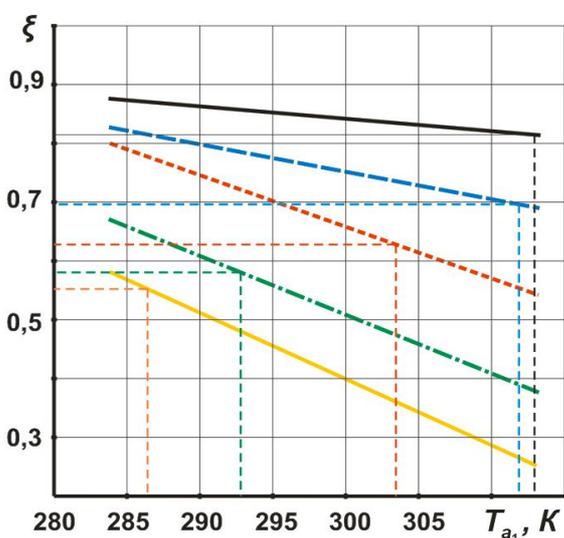


Рис. 3. Влияние температуры РТ в конце процесса впуска на коэффициент эффективности сгорания:

— $T_0 = 278 \text{ К}$; — — — $T_0 = 273 \text{ К}$;
 - - - - $T_0 = 263 \text{ К}$; - · - · - $T_0 = 253 \text{ К}$;
 — — — $T_0 = 243 \text{ К}$

По результатам расчётных исследований также отмечено, что при степени разогрева воздушного заряда $\Delta T_s = 40 \dots 50$ град при низких температурах окружающей среды ($T_0 \approx -30 \text{ }^\circ\text{C}$) температура РТ в конце процесса впуска $T_{a1} \approx 287 \text{ К}$, коэффициент эффективности сгорания — $\xi \approx 0,55$, доля избыточного чистого воздуха во впускном заряде — $r_\alpha \approx 0,83$.

При температуре окружающей среды $+5 \text{ }^\circ\text{C}$ и выше такая степень разогрева свежего заряда обеспечивает $T_{a1} \approx 315 \text{ К}$, коэффициент эффективности сгорания — $\xi \approx 0,82$, долю избыточного чистого воздуха во впускном заряде — $r_\alpha \approx 0,91$.

Для подтверждения правильности выбора степени разогрева впускного воздуха необходимо определить, как её величина влияет на продолжительность пуска дизеля при низких температурах окружающей среды.

Для подтверждения правильности выбора степени разогрева впускного воздуха необходимо определить, как её величина влияет на продолжительность пуска дизеля при низких температурах окружающей среды.

Такое исследование проведено с использованием эмпирической зависимости продолжительности пуска для тракторных дизелей, полученной Шишковым В.В.:

$$\ln \tau_n = 175 - 9,05 \cdot \ln T_0 + 0,121 \cdot \ln n - 16,4 \cdot \ln T_c + 1,34 \cdot \ln \Delta\Theta_{y_{\text{опт.}}} + \\ + 1,45 \cdot \ln \Delta G_{\text{ц}_{\text{опт.}}} - 0,631 \cdot \ln i - 1,01 \cdot \ln S - 1,99 \cdot \ln K - 4,62 \cdot \ln \varepsilon_{\Gamma}.$$

Здесь τ_n – продолжительность пуска, с; n – пусковая частота вращения коленчатого вала двигателя n_s , мин^{-1} ; T_c – температура РТ в конце сжатия, К; $\Delta\Theta_{y_{\text{опт.}}}$ – относительное отклонение установочного угла опережения впрыскивания топлива от оптимального при пуске дизеля; $\Delta G_{\text{ц}_{\text{опт.}}}$ – относительное отклонение цикловой подачи топлива от оптимальной при пуске дизеля; i – число цилиндров дизеля; S – ход поршня, см; K – качественный параметр; ε_{Γ} – геометрическая степень сжатия.

Результаты исследования представлены графически на рис. 4.

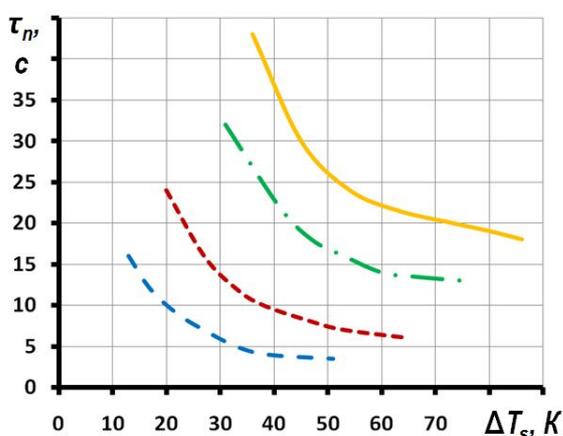


Рис. 4. Влияние степени разогрева впускного заряда на продолжительность пуска дизеля при различных температурах окружающей среды:
 --- $T_0 = 273$ К; --- $T_0 = 263$ К;
 -.-.- $T_0 = 253$ К; — $T_0 = 243$ К

В ходе исследования выявлено, что до степени разогрева впускного заряда $\Delta T_s \approx 40 \dots 60$ град продолжительность пуска дизеля сокращается интенсивно, а затем влияние разогрева становится менее значительным. Так, при температуре окружающего воздуха 243 К разогрев воздуха во впускном коллекторе на 60 град позволяет сократить время, затрачиваемое на пуск дизеля, с 43 до 22 с. В то же время при разогреве впускного заряда более 60 град значительно снижается плотность воздушного заряда во впускном коллекторе, что влечёт за собой снижение коэффициентов наполнения и избытка воздуха и создаёт трудности для пуска дизеля.

Здесь же проведена обработка экспериментального материала, полученного на полноразмерном дизеле 4ЧН 14,5/20,5 и на стенде, представляющем собой одноцилиндровый отсек этого двигателя.

Дизель 4ЧН 14,5/20,5 размещался в камере естественного климата и оснащался необходимыми для проведения исследований датчиками и измерительной аппаратурой. В частности, использовались шлейфовый осциллограф Н-115, тензометрический усилитель ТА-5, электрометрический усилитель, усилитель ИД-2И, потенциометры типа КСП-4. Для измерения давления газов в цилиндре дизеля применялся датчик давления ДДИ-21 в комплекте с усилителем-преобразователем ИД-2И.

Во впускном трубопроводе устанавливался газоподводящий патрубок (рис. 5, 6), через который часть выпускных газов пускового двигателя П-23М подавалась во впускной трубопровод дизеля. Газоподводящий патрубок снабжался сменными шайбами, позволяющими изменять количество выпускных га-

зов, подаваемых во впускной трубопровод. Во впускном патрубке первого цилиндра устанавливался газоотборный зонд (рис. 6).

Стенд на базе одноцилиндрового отсека дизеля 4ЧН 14,5/20,5 располагался в лаборатории испытаний двигателей кафедры ДВС Южно-Уральского государственного университета. В состав стенда помимо двигателя входили тормозное устройство, системы питания топливом, воздухом, охлаждения и выпуска отработавших газов, а также вспомогательные устройства и аппаратура для контроля всех величин, определяемых при проведении испытаний.

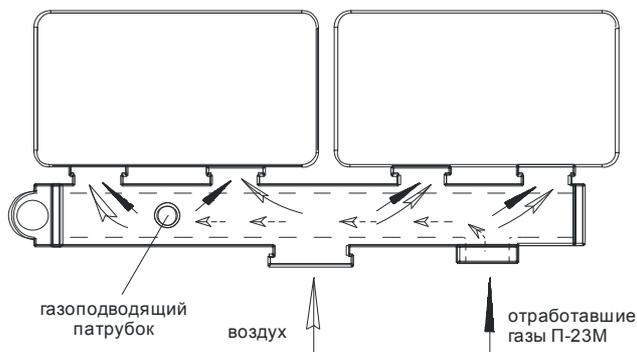


Рис. 5. Схема движения выпускных газов пускового двигателя в теплообменнике и во впускном трубопроводе дизеля

При проведении эксперимента для измерения температур использовались хромель-копелевые термопары. Для измерения давления газов в цилиндре дизеля применялся приёмник давления электропневматического стробоскопического индикатора МАИ-2А.

Исследования на полноразмерном дизеле 4ЧН 14,5/20,5 проводились как в условиях использования разогрева впускного заряда отработавшими газами пускового ДВС, так и без использования разогрева при различных условиях окружающей среды (температура окружающего воздуха) и степени разогрева впускного воздуха.

На рис. 7 представлены результаты, полученные на режиме пуска дизеля без использования разогрева впускного заряда.

По результатам определено, что при температуре окружающей среды $T_0 \leq 252$ К самовоспламенение топливовоздушной смеси не происходит несмотря на предварительную прокрутку коленчатого вала дизеля в течение одной минуты.

При $253 \leq T_0 \leq 268$ К самовоспламенение топливовоздушной смеси происходит поздно на линии расширения. Самовоспламенение топлива происходит лишь в 2...4 циклах из 10. В этом случае максимальное количество выделившейся в цилиндре двигателя теплоты составило 27,5 МДж, а коэффициент эффективности сгорания – $\xi = 0,647$.

При $T_0 \geq 269$ К самовоспламенение топливовоздушной смеси также происходит поздно на линии расширения, присутствуют пропуски самовоспламе-

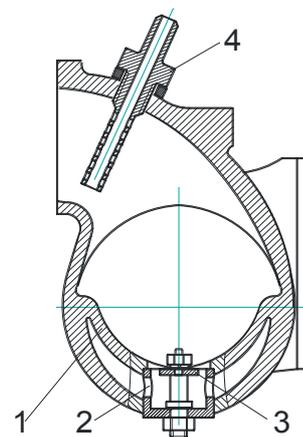


Рис. 6. Схема впускного трубопровода (сечение по газоотборному зонду):
1 – рубашка теплообменника; 2 – газоподводящий патрубок; 3 – сменная шайба; 4 – газоотборный зонд

нения топлива. Максимальное количество выделившейся в цилиндре двигателя теплоты составило 36,1 МДж, а коэффициент эффективности сгорания – $\xi = 0,849$.

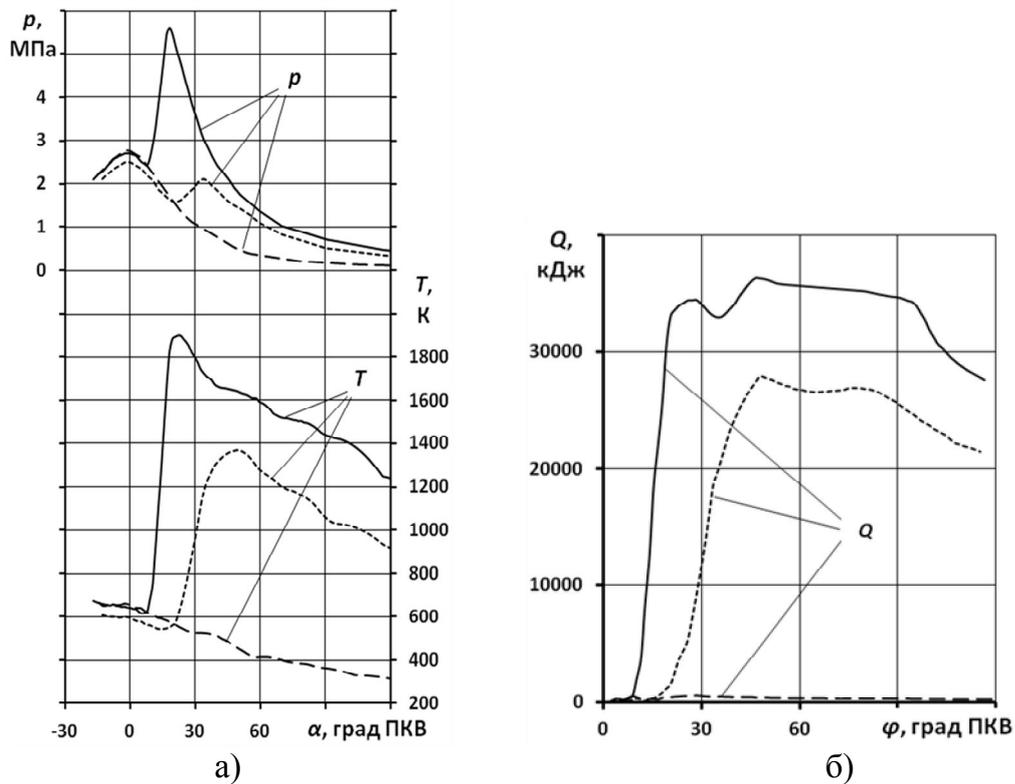


Рис. 7. Индикаторные диаграммы давлений и температур РТ в цилиндре дизеля (а) и характеристики использования теплоты (б) на режиме пуска без использования разогрева впускного воздуха

- $T_0 = 270$ К; $n = 210$ мин⁻¹; $G_{\text{ц}} = 0,195$ г/цикл;
- - - $T_0 = 258$ К; $n = 214$ мин⁻¹; $G_{\text{ц}} = 0,195$ г/цикл;
- · - $T_0 = 251$ К; $n = 197$ мин⁻¹; $G_{\text{ц}} = 0,195$ г/цикл

На рис. 8 представлены результаты, полученные на режиме пуска дизеля с использованием разогрева впускного заряда отработавшими газами пускового ДВС.

Эксперимент показывает, что при низкой температуре окружающей среды $T_0 = 264$ К и относительно невысокой степени разогрева впускного заряда ($\Delta T_S = 54$ град) процесс сгорания протекает достаточно интенсивно, пропуски самовоспламенения смеси отсутствуют, максимальное количество выделившейся в цилиндре двигателя теплоты составляет всего 19,3 МДж, а коэффициент эффективности сгорания – $\xi = 0,454$. Это объясняется наличием в свежем заряде продуктов сгорания углеводородных топлив (доля избыточного чистого воздуха во впускном заряде $r_\alpha = 0,81$).

При более низкой температуре окружающей среды $T_0 = 258$ К и высокой степени подогрева впускного заряда ($\Delta T_S = 98$ град) процесс сгорания также протекает достаточно интенсивно и пропуски самовоспламенения смеси отсутствуют, максимальное количество выделившейся в цилиндре двигателя теплоты снижается до 17,2 МДж, а коэффициент эффективности сгорания до 0,405,

что можно объяснить низкой долей избыточного чистого воздуха во впускном заряде $r_\alpha = 0,67$.

Разогрев впускного заряда при положительной температуре окружающего воздуха ($T_0 = 275$ К) на 103 град снижает долю избыточного чистого воздуха r_α до 0,41, что приводит к появлению пропусков самовоспламенения топливо-воздушной смеси в цилиндре двигателя. Максимальное количество выделившейся в цилиндре двигателя теплоты при этом составляет 6,7 МДж, а коэффициент эффективности сгорания – $\xi = 0,158$. В этом случае двигатель работает неустойчиво и не выходит на режим минимально устойчивой частоты вращения холостого хода.

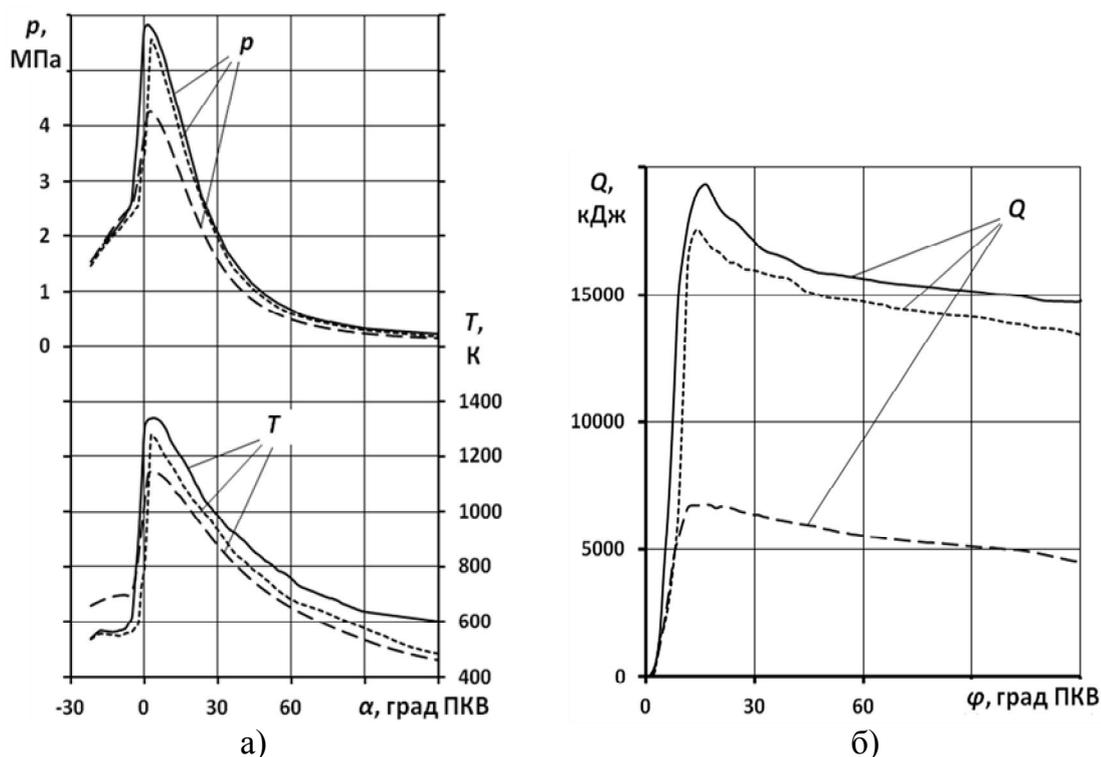


Рис. 8. Индикаторные диаграммы давлений и температур РТ в цилиндре дизеля(а) и характеристики использования теплоты (б) на режиме пуска с использованием разогрева впускного воздуха

- $T_0 = 264$ К; $n = 192$ мин⁻¹; $G_u = 0,195$ г/цикл; $O_2 = 17,0\%$; $\Delta T_S = 54$ град;
- - - $T_0 = 258$ К; $n = 194$ мин⁻¹; $G_u = 0,195$ г/цикл; $O_2 = 14,0\%$; $\Delta T_S = 98$ град;
- - - $T_0 = 275$ К; $n = 214$ мин⁻¹; $G_u = 0,195$ г/цикл; $O_2 = 8,7\%$; $\Delta T_S = 103$ град

Представленные результаты свидетельствуют о целесообразности использования разогрева впускного воздуха в пределах 40...50 град при температурах окружающего воздуха до 243 К.

Проведено сравнительное исследование параметров теплоиспользования на режиме пуска с использованием разогрева свежего заряда отработавшими газами пускового ДВС и на номинальном режиме работы двигателя (рис. 9, 10). На режиме пуска при использовании разогрева впускного заряда в момент воспламенения топливно-воздушной смеси в цилиндре дизеля достигается температура 650...670 К (на номинальном режиме она составляет ≈ 870 К, см. рис. 9). Расчёт показывает, что, если разогрев свежего заряда отсутствует, то к концу процесса сжатия температура РТ не превышает уровня 520...540 К (температу-

ра самовоспламенения зимних марок дизельного топлива составляет 580...600 К). Таким образом, в случае неиспользования разогрева заряда велика вероятность возможного невоспламенения смеси.

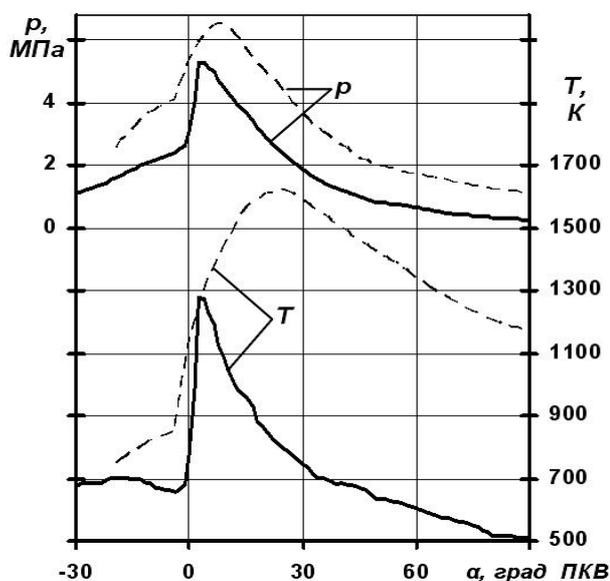


Рис. 9. Протекание давлений и температур РТ в цилиндре дизеля при пуске (—) и при работе на номинальном режиме (---).

Режим пуска: $n = 243 \text{ мин}^{-1}$; $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$; $T_0 = -2 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta T_s = 74 \text{ град}$; $\alpha_s = 2,915$; $\alpha = 0,71$.

Номинальный режим работы: $n = 1070 \text{ мин}^{-1}$; $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$; $T_0 = +18 \text{ }^\circ\text{C}$; $\alpha = 1,67$

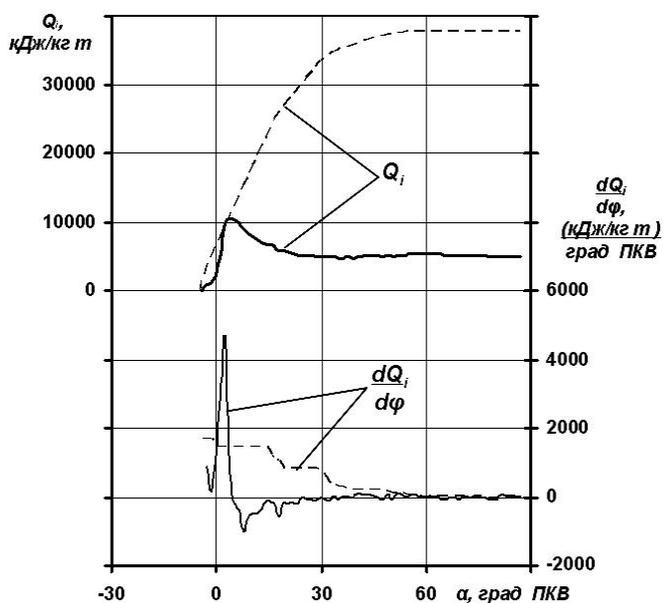


Рис. 10. Характеристики использования теплоты и интенсивности сообщения теплоты РТ в цилиндре дизеля при пуске (—) и при работе на номинальном режиме (---)

Сообщение теплоты РТ на режиме пуска и при работе двигателя с нагрузкой разнятся существенно. Так, в условиях пуска максимальное количество сообщённой РТ теплоты не превышает 10,5 МДж на кг сжигаемого топлива, а на режиме работы с полной нагрузкой составляет $\approx 37,7 \text{ МДж}$.

Также можно отметить, что коэффициент избытка воздуха на режиме пуска составил 0,71, а на номинальном режиме работы – 1,78.

Проведённые исследования показывают, что даже в условиях обеспечения пуска дизеля при низких температурах окружающей среды с использованием разогрева впускного заряда отработавшими газами пускового ДВС эффективность использования теплоты оказывается низкой: в рассматриваемом случае коэффициент эффективности сгорания не превысил 30% (при работе на номинальном режиме $\zeta = 87...88\%$).

В пятой главе предложены конструктивные решения, направленные на облегчение пуска дизеля при низких температурах окружающей среды путём:

- сокращения продолжительности прогрева дизеля в период после пуска за счёт снижения потерь теплоты в системе охлаждения двигателя;
- разогрева впускного заряда отработавшими газами пускового ДВС с целью обеспечения качественного пуска дизеля, самостоятельного его выхода на

режим холостого хода и поддержания минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала.

Первое направление рассмотрено на примере дизеля 8ДВТ-330 с воздушной системой охлаждения и может применяться на двигателях, в которых колесо вентилятора имеет кинематическую связь с коленчатым валом двигателя.

Техническое решение заключается в блокировке вентилятора системы охлаждения на непрогретом двигателе с помощью электромагнита, воздействующего на металлическую вставку, закреплённую на рабочих колёсах вентилятора. Это позволяет оптимизировать тепловое состояние ДВС при пуске и при его работе вхолостую. После блокировки вентилятора детали ДВС, не обдуваемые воздухом, быстро прогреваются. При повышении температуры головки цилиндра электромагнит отключается, давая возможность рабочим колёсам вентилятора свободно вращаться.

Снижение эффективности использования теплоты (коэффициента эффективности сгорания) в дизеле при низких температурах окружающей среды обусловлено ухудшением качества смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя. Вследствие особенностей внутрицилиндровых процессов средняя температура рабочего процесса по камере сгорания является сравнительно невысокой. Это негативно сказывается на динамике испарения капель топлива в цилиндре двигателя, и, как следствие, на качестве процессов смесеобразования и сгорания.

Добиться благоприятных условий для качественного протекания этих процессов можно путём разогрева впускного заряда.

Рассмотрен случай разогрева впускного заряда отработавшими газами пускового ДВС, которым снабжён тракторный дизель Д-160.

Для этого впускной коллектор дизеля оборудован клапаном, через который осуществляется подача отработавших газов от пускового ДВС во впускной коллектор дизеля. Механизм управления клапаном (в частности, его открытие и закрытие) связан с приводом включения/выключения муфты сцепления.

На начальном этапе процесса запуска дизеля в условиях низких температур окружающей среды работает только пусковой ДВС. При этом муфта сцепления, с помощью которой происходит соединение коленчатого вала пускового ДВС с коленчатым валом дизеля, выключена и клапан закрыт, что позволяет избежать засорения воздушного фильтра дизеля отработавшими газами пускового ДВС. После прогрева последнего происходит открытие клапана, и выпускные газы от пускового ДВС поступают во впускной коллектор дизеля.

После прогрева дизеля и включения подачи топлива клапан закрывается, прерывая подачу во впускной коллектор дизеля отработавших газов пускового ДВС.

ВЫВОДЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

1. В работе показано, что анализ особенностей движения теплоты на режиме пуска можно выполнить с использованием тепловых (энтропийных) диа-

грамм. Для расчёта изменения энтропии РТ предложено уравнение, учитывающее:

– современные данные по термодинамическим свойствам газов (на этой основе получены новые уравнения для определения численных значений отношений теплоёмкостей рабочего тела);

– особенности оценки численных значений коэффициента избытка воздуха применительно к режимам пуска с использованием разогрева впускного заряда продуктами сгорания углеводородных топлив (в частности, выпускными газами);

– характер (динамику) испарения топлива в цилиндре двигателя.

2. Применительно к режимам осуществления пуска дизеля с использованием разогрева впускного заряда продуктами сгорания разработана методика анализа рабочего цикла двигателя по индикаторной диаграмме, учитывающая особенности внутрицилиндровых процессов в период пуска. В частности, степень его обеднённости окислителем (кислородом воздуха) в процессах впуска и сжатия и влияние этого обстоятельства на процесс сгорания.

3. При использовании разогрева впускного заряда выпускными газами пускового ДВС свежий заряд во впускном трубопроводе рассматривается как двухкомпонентная газовая смесь, состоящая из «чистых» продуктов сгорания и воздуха. Численная оценка процентного содержания кислорода в такой смеси даёт основание установить значение коэффициента избытка воздуха во впускном трубопроводе (а также в цилиндре двигателя в процессах впуска и сжатия) и в камере сгорания двигателя применительно к условиям сгорания. Соответствующие выражения для расчёта названных коэффициентов приведены в диссертации.

4. По результатам расчётных и экспериментальных исследований установлен целесообразный температурный интервал разогрева впускного заряда в дизеле применительно к различным условиям низкотемпературного пуска. Для температур окружающей среды от -30 до $+5$ °С он составляет $40...50$ град, что обеспечивает температуру рабочего тела в конце впуска равную $287...315$ К. Это соответствует условиям пуска дизеля (по параметрам впускного заряда) при температуре окружающей среды $T_0 = 10...15$ °С.

5. Проведены расчётные исследования влияния степени разогрева впускного воздуха на продолжительность пуска дизеля при низких температурах окружающей среды. По их результатам установлено, что до определённой величины степени разогрева впускного заряда (повышение температуры на $40...60$ град) продолжительность пуска дизеля сокращается интенсивно, а затем влияние разогрева становится менее значительным. Так, при температуре окружающего воздуха равной -30 °С разогрев воздуха во впускном коллекторе на 60 град позволяет сократить время, затрачиваемое на пуск дизеля, с 43 до 22 с. С дальнейшим увеличением степени разогрева это время изменяется незначительно.

6. По результатам обработки реальных индикаторных диаграмм определено, что разогрев воздуха на впуске позволяет повысить интенсивность протекания рабочего процесса и исключить, либо снизить, вероятность появления

пропусков воспламенения в цилиндре двигателя несмотря на снижение коэффициента эффективности сгорания, который на режиме низкотемпературного пуска находится в пределах 0,15...0,45.

7. Предложены и переданы в ООО «ГСКБ «Трансдизель» (г. Челябинск) для использования в производстве конструктивные решения, направленные на облегчение пуска дизеля при низких температурах окружающей среды путём разогрева впускного заряда отработавшими газами пускового ДВС (решение о выдаче патента на полезную модель от 13.09.2011 г.) и сокращения продолжительности прогрева дизеля в период после пуска (патент РФ № 2328606 от 10.07.2008 г.).

8. Результаты работы используются в учебном процессе Южно-Уральского государственного университета при подготовке специалистов по профилю «Двигатели внутреннего сгорания» (направление подготовки «Энергомашиностроение»).

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

Ведущие рецензируемые научные журналы и издания

1. Шароглазов, Б.А. Оценка численных значений коэффициента избытка воздуха при низкотемпературном пуске дизелей с использованием разогрева впускного заряда / Б.А. Шароглазов, А.Е. Попов, В.В. Шишков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып. 13 – № 11(144). – С. 64 – 68.

2. Попов, А.Е. Теплоиспользование в дизеле в условиях низкотемпературного пуска / А.Е. Попов, Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков // «Транспорт Урала». Научно-технический журнал. – Екатеринбург: УрГУПС, 2009. – № 3 (22). – С. 115 – 118.

3. Шароглазов, Б.А. Уравнения для расчёта отношения теплоёмкостей рабочего тела в транспортных дизелях / Б.А. Шароглазов, А.Е. Попов // «Транспорт Урала». Научно-технический журнал. – Екатеринбург: УрГУПС, 2011. – № 3 (30). – С. 81 – 83.

Патенты

1. Патент РФ на изобретение RU № 2328606 С1, МПК F01P 7/04. Система регулирования телового состояния двигателя внутреннего сгорания / Б.А. Шароглазов, И.И. Закомолдин, А.Е. Попов, В.В. Шишков // Открытия. Изобретения. – 2008. – Бюл. № 19.

2. Положительное решение о выдаче патента РФ на полезную модель по заявке № 2011117455/06(025980) с датой приоритета 29.04.2011 г. Система облегчения пуска двигателя внутреннего сгорания / Б.А. Шароглазов, А.Е. Попов, В.В. Шишков.

Материалы международных, всероссийских и региональных конференций

1. Попов, А.Е. Методика анализа теплоиспользования в дизеле в условиях низкотемпературного пуска / А.Е. Попов // Материалы первой научно-технической конференции аспирантов и докторантов ЮУрГУ. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – С. 32 – 35.

2. Шароглазов, Б.А. Особенности внутрицилиндровых процессов в дизелях на режимах пуска / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков, А.Е. Попов // Материалы международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития Евроазиатских транспортных систем». – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – С. 146 – 147.

3. Шароглазов, Б.А. Уравнения для расчёта отношения теплоёмкостей продуктов сгорания дизельных топлив / Б.А. Шароглазов, А.Е. Попов, Ю.Н. Богданов // Сборник материалов Всероссийской научно-технической конференции с элементами научной школы для молодежи. – Тольятти: ТГУ, 2009. – С. 257 – 261.

4. Бритулин, А.В. Численные значения отношений теплоёмкостей продуктов сгорания бензино-воздушных смесей / А.В. Бритулин, А.Е. Попов // Материалы второй научно-технической конференции аспирантов и докторантов ЮУрГУ. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – С. 7 – 11.