

На правах рукописи

Мизёв Кирилл Сергеевич

**УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ
ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА
ТОПЛИВОПОДАЧИ НЕФТЯНЫХ
И АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ**

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2012

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Марков Владимир Анатольевич

Официальные оппоненты: профессор, доктор технических наук
Ерохов Виктор Иванович
МГТУ "МАМИ"

кандидат технических наук, доцент
Савастенко Андрей Александрович
РУДН

Ведущее предприятие: ФГОУ ВПО МГАУ им. В.П.Горячкина

Защита диссертации состоится «20» декабря 2012 г. в 14³⁰ ч. на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 при Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, МГТУ им. Н. Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «9» ноября 2012 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук,
доцент



Тумашев Р.З.

ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

ДТ	- дизельное топливо;
КМ	- кукурузное масло;
КС	- камера сгорания;
ОГ	- отработавшие газы;

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность диссертационной работы заключается в необходимости совершенствования процессов топливоподачи, распыливания топлива и смесеобразования с целью удовлетворения современных требований к показателям топливной экономичности, дымности и токсичности отработавших газов дизельных двигателей. Значительное влияние на характер протекания этих процессов оказывает конструкция системы топливоподачи, важнейшим элементом которой является форсунка, формирующая характеристики впрыскивания и распыливания топлива.

Одной из наиболее актуальных проблем современного двигателестроения является необходимость более широкого использования различных альтернативных топлив. Адаптация двигателей внутреннего сгорания к работе на этих топливах позволит не только обеспечить замещение нефтепродуктов альтернативными топливами, но и улучшить показатели токсичности ОГ двигателей. При этом наиболее перспективными альтернативными топливами признаны топлива, получаемые из возобновляемых сырьевых ресурсов. Для дизельных двигателей предпочтительно использование растительных масел и топлив на их основе. В качестве топлива для дизелей возможно применение, как чистых растительных масел, так и их смесей с нефтяным ДТ. В последнем случае даже небольшая добавка биотоплива в нефтяное топливо значительно улучшает экологические характеристики этих смесей.

Проблема обеспечения высокого качества процессов распыливания топлива и смесеобразования при использовании в дизелях смесевых биотоплив на основе растительных масел еще более обостряется. Эти топлива отличаются повышенными плотностью, вязкостью и коэффициентом поверхностного натяжения. Поэтому при переводе дизелей, изначально адаптированных к работе на нефтяном ДТ, на указанные биотоплива, возникает ряд проблем, связанных с организацией рабочих процессов, в первую очередь – процессов топливоподачи, распыливания топлива, смесеобразования и сгорания. При этом возможно нарушение исходных регулировок двигателя, ухудшение ряда эксплуатационных показателей, вызванное невысоким качеством распыливания топлива и смесеобразования. Поэтому необходима адаптация систем топливоподачи к работе на этих топливах.

Цель работы: улучшение показателей транспортного дизеля путем совершенствования топливоподачи нефтяных и альтернативных топлив.

Методы исследований. Поставленная в работе цель достигается сочетанием теоретических и экспериментальных методов. С помощью теоретических методов проведены расчетные исследования параметров потока топлива в проточной части распылителей форсунок, расчеты процесса топливоподачи при использовании форсунок с различной массой подвижных деталей, а также оптимизационные расчеты состава смесового биотоплива. Экспериментальная часть работы заключалась в определении показателей дизеля, оснащенного форсунками с различной массой подвижных деталей, и дизеля, работающего на смесовых биотопливах.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработана методика определения показателей потока топлива в проточной части распылителей форсунок с различной геометрией проточной части;
- разработана методика определения показателей процесса топливоподачи дизеля, оснащенного форсунками с различной массой подвижных деталей;
- разработана методика оптимизации состава смесового биотоплива с учетом показателей топливной экономичности и токсичности ОГ.

Достоверность и обоснованность научных положений определяются:

- использованием современных методик расчета показателей потока топлива в проточной части распылителей форсунок и параметров процесса топливоподачи дизельного двигателя;
- совпадением результатов расчетных и экспериментальных исследований, полученных при испытаниях на безмоторном стенде и на развернутом двигателе.

Практическая ценность состоит в том, что:

- разработанная методика определения показателей потока топлива в проточной части распылителей форсунок и проведенные расчетные исследования позволили выбрать оптимальную конструкцию распылителей форсунок, обеспечивающую наилучшие параметры процессов распыливания топлива и смесеобразования;
- разработанная методика определения показателей процесса топливоподачи дизеля, оснащенного форсунками с различной массой подвижных деталей, и проведенные расчетные исследования позволили более обоснованно выбрать конструктивные соотношения элементов форсунок;
- разработанная методика оптимизации и проведенные оптимизационные расчеты позволили сформулировать практические рекомендации по выбору состава смесового биотоплива;
- проведенные экспериментальные исследования дизеля, работающего на

дизельном топливе и смесях ДТ и кукурузного масла, подтвердили эффективность использования растительных масел как экологической добавки к нефтяному ДТ.

Реализация результатов работы. Работа проводилась в соответствии с планами госбюджетных и хоздоговорных работ кафедр «Поршневые двигатели» (Э-2) и «Теплофизика» (Э-6) МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также лаборатории «Автоматика» НИИЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Результаты исследований внедрены в МГАУ им. В.П. Горячкина и в ЗАО «НЗТА» (г. Ногинск).

Апробация работы:

Диссертационная работа заслушана и одобрена на заседании кафедры «Поршневые двигатели» в МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2012 г. По основным разделам диссертационной работы были сделаны доклады:

- на межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития поршневых ДВС», посвященной 80-летию кафедры судовых ДВС и дизельных установок СПбГМТУ и 120-летию проф. В.А. Ваншейдта, 18 ноября 2010 г., Санкт-Петербург, СПбГМТУ;
- на Всероссийском научно-техническом семинаре (ВНТС) им. проф. В.И. Крутова по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок при кафедре «Теплофизика» (Э-6) МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2010 и 2011 г.г., Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Публикации. Тема диссертации отражена в 7 научных работах, в том числе 3 статьи (по перечню ВАК) и 4 выступления на МНТК.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов и заключения, списка использованной литературы и приложения. Общий объем работы 160 страниц, включая 144 страницы основного текста, содержащего 53 рисунка, 16 таблиц. Список литературы включает 106 наименований на 12 страницах. Приложение на 2 страницах включает документы о внедрении результатов работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована необходимость совершенствования процесса топливоподачи нефтяных и альтернативных топлив и дана общая характеристика диссертации.

В первой главе проведен анализ работ, опубликованных по теме диссертации. Рассмотрены методы организации процесса топливоподачи в дизелях с непосредственным впрыскиванием топлива и способы улучшения качества этого процесса при использовании нефтяных топлив. Отмечена актуальность улучшения качества процесса топливоподачи в дизелях, работающих на биотопливах на основе растительных масел. В работах Л.Н. Голубкова, Л.В. Грехова Л.В., С.Н. Девянина, В.И. Ерохова и других ученых показано, что совершенствование процессов распыливания топлива и

смесеобразования является эффективным методом достижения требуемых показателей топливной экономичности и токсичности ОГ. На основании проведенного анализа сформулированы цель работы и следующие задачи исследования:

1. Разработка методики определения показателей потока топлива в проточной части распылителей форсунок с различной геометрией проточной части.

2. Проведение расчетных исследований топливоподачи дизеля, оснащенного распылителями форсунок с различной геометрией проточной части, на показатели потока топлива в распылителе и параметры процесса распыливания топлива.

3. Разработка методики определения показателей процесса топливоподачи дизеля, оснащенного форсунками с различной массой подвижных деталей.

4. Проведение расчетных исследований процесса топливоподачи дизеля, оснащенного форсунками с уменьшенной массой подвижных деталей.

5. Проведение экспериментальных исследований дизеля, оснащенного форсунками с уменьшенной массой подвижных деталей.

6. Проведение экспериментальных исследований дизеля на смесях дизельного топлива и кукурузного масла.

7. Разработка методики оптимизации состава смесевоего биотоплива с учетом показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов и проведение оптимизационных расчетов.

Вторая глава посвящена расчетным исследованиям топливоподачи дизеля, оснащенного распылителями форсунок с различной геометрией проточной части. В ряде опубликованных работ показано, что для обеспечения высокого качества распыливания топлива и последующего смесеобразования желательнее обеспечить высокую турбулизацию потока топлива в проточной части распылителя форсунки. Дополнительная турбулизация потока топлива в проточной части распылителей, в частности, достигается путем выполнения распыливающих отверстий с выходом на запорный конус седла иглы распылителя. Такое выполнение распылителей обеспечивает повышенную турбулизацию потока топлива в узкой щели между иглой и запорным конусом (особенно при малых подъемах иглы форсунки), а также за счет резкого поворота потока топлива из этой щели в устье распыливающих отверстий.

Для оценки влияния геометрией проточной части распылителей форсунок на параметры потока топлива проведены расчетные исследования с использованием программного комплекса Ansys CFX v12.1, в котором для решения задач гидромеханики используется метод конечных объемов (МКО). При расчетах рассматривалось стационарное течение топлива, при

постоянном давлении на входе в форсунку, равном среднему за период впрыскивания давлению. Для дизеля типа Д-245.12С давление на входе было принято равным 39,7 МПа, а на выходе – 0.1 МПа (впрыск топлива в атмосферу). При этом температура топлива была принята равной 40 °С, а эффективное проходное сечение распылителя $\mu_p f_p = 0,250 \text{ мм}^2$. При моделировании течения топлива принято, что жидкость несжимаема.

При расчетах исследованы форсунки с распылителями, у которых входные кромки распыливающих отверстий расположены как в объеме полости под иглой форсунки – в колодце распылителя (рис. 1,а), так и на запирающем конусе седла иглы (рис. 1,б) [45, 48, 74, 78]. Характерным примером первого конструктивного варианта являются распылители типа 145.1112110 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА). По второму конструктивному варианту выполнены распылители типа 171.07.00 производства Алтайского завода прецизионных изделий (АЗПИ) и распылители типа *DOP 119 S 534* фирмы *Motorpal* (Чехия).

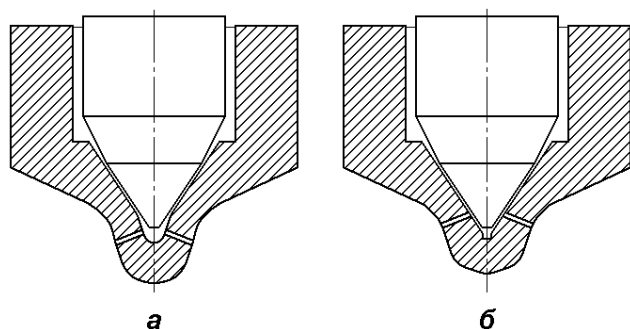


Рис. 1. Распылители с входными кромками распыливающих отверстий, расположенными подыгольной полости (а) и на запирающем конусе седла иглы (б)

В распылителях типа 171.07.00 АЗПИ и *DOP 119 S 534 Motorpal* с входными кромками распыливающих отверстий на запирающем конусе седла иглы характеристика площади $\mu_p f_p$ по мере подъема иглы нарастает медленнее (характеристики 2 и 3 на рис. 2), по сравнению с распылителями типа 145.1112110 НЗТА (характеристика 1 на рис. 2).

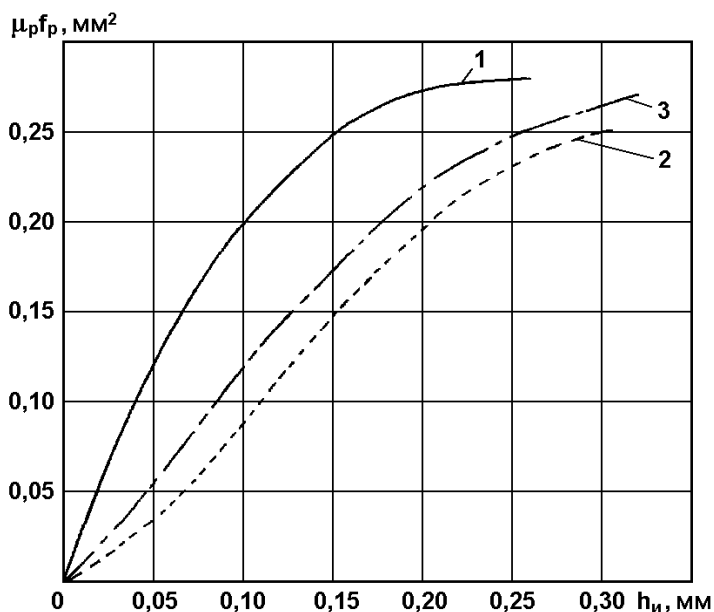


Рис. 2. Зависимости эквивалентного проходного сечения μ_{pf_p} от хода h_n иглы распылителей: 1 – НЗТА; 2 – *Motorpal*; 3 – АЗПИ

Для сравнения параметров течений топлива в распылителе типа 145.1112110 конструкции НЗТА с выходом распыливающих отверстий в подыгольную полость форсунки и в распылителе типа 171.07.00 конструкции АЗПИ с выходом распыливающих отверстий на запорный конус иглы произведены численные эксперименты. Начальные и граничные условия в сравнительных расчетах заданы одинаковыми, отличалась лишь геометрия проточной части распылителя. Начальные и граничные условия для расчета были взяты из предварительного расчета форсунки с распыливающими отверстиями, выполненными с выходом в колодец распылителя: задан массовый расход топлива на входе в форсунку – 0,065 кг/с, и противодействие на выходе – 9 МПа.

Полученные при расчетах поля скоростей давлений и турбулентных вихрей в проточной части распылителей (рис. 3) свидетельствуют о том, что кинетическая энергия внутри распыливающего отверстия распылителя типа АЗПИ достигает примерно 2700 Дж/кг, что значительно превосходит аналогичный параметр в распылителе типа НЗТА. Анализ данных рис. 3 показывает, что турбулентная энергия потока топлива на выходе из распыливающего отверстия распылителя типа АЗПИ превосходит эту энергию на выходе из распыливающего отверстия распылителя типа НЗТА.

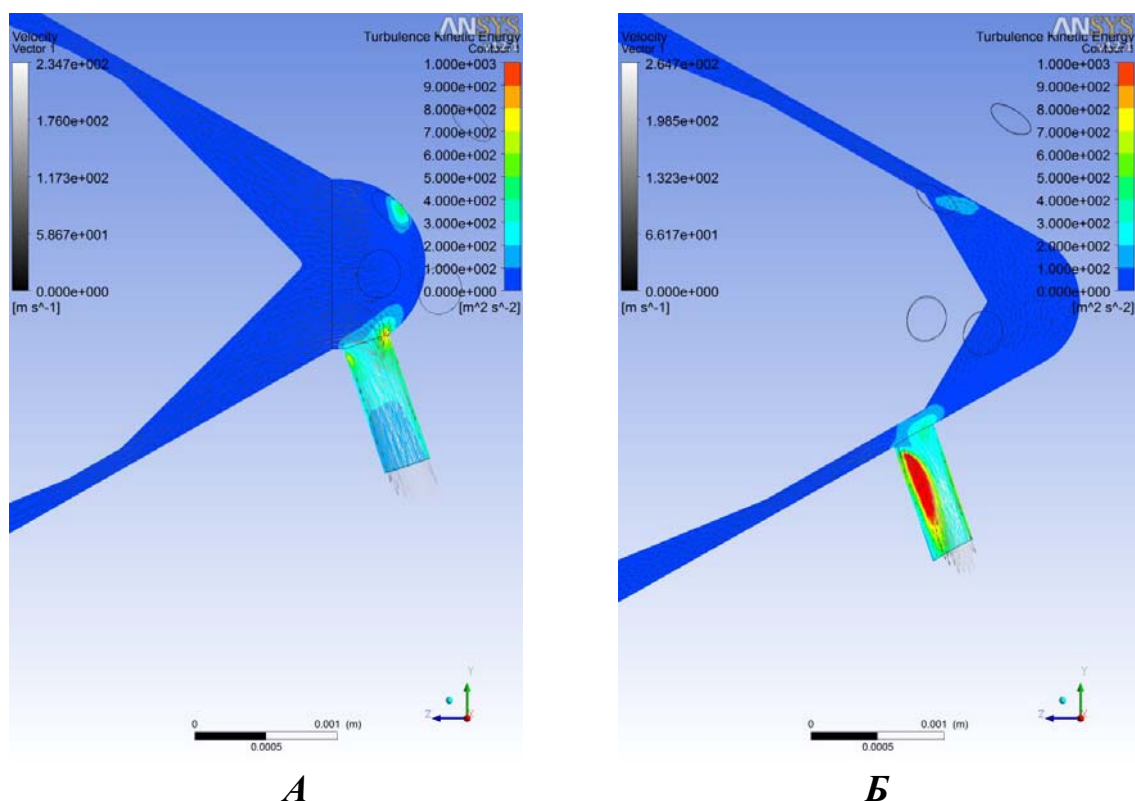


Рис. 3. Распределение кинетической энергии турбулентных вихрей в распыливающих отверстиях распылителей: *а* – НЗТА; *б* – АЗПИ

Расчетным путем были определены средние и интегральные значения параметров потока топлива в проточной части распылителей. Следует отметить, что распылители с выходом распыливающих отверстий на запорный конус иглы (распылители типа АЗПИ) обеспечивают примерно такую же среднюю по площади выходного сечения распыливающего отверстия скорость истечения топлива, как и распылители с выходом распыливающих отверстий в подыгольную полость форсунки (распылители типа НЗТА). Однако при этом интегральное по массовому расходу топлива значение энергии турбулентных вихрей у распылителей типа АЗПИ примерно в два раза выше, чем аналогичное значение для распылителей типа НЗТА.

Третья глава посвящена исследованиям процесса топливоподачи и показателей дизеля, оснащенного форсунками с уменьшенной массой подвижных деталей. Отмечено, что важным параметром, характеризующим совершенство конструкции форсунки, является масса ее подвижных частей (иглы, штанги, пружины). Ее уменьшение приводит к снижению сил трения иглы в корпусе распылителя и сил инерции, уменьшению продолжительности посадки иглы, общей продолжительности впрыскивания, повышению эффективности рабочего процесса дизеля, снижению эмиссии токсичных компонентов с ОГ. Кроме того, снижение массы подвижных деталей форсунки позволяет уменьшить динамические ударные нагрузки на ее детали, повысить ресурс работы форсунки и стабильность ее работы.

Для проведения расчетно-экспериментальных исследований влияния массы подвижных деталей форсунки на параметры процесса топливоподачи на НЗТА на базе серийно выпускаемой форсунки 145.1112110 с распылителем типа 145 была разработана опытная форсунка с распылителем Алтайского завода прецизионных изделий (АЗПИ, г. Барнаул) типа 171-2 и уменьшенной массой подвижных деталей.

Для оценки показателей процесса топливоподачи при снижении массы подвижных деталей форсунок были проведены численный эксперимент с использованием программного комплекса «Впрыск», разработанного д.т.н., профессором Л.В. Греховым. При расчете моделировалась топливоподающая система дизеля типа Д-245.12С. Исследованы серийная форсунка с распылителем типа 145 и общей приведенной массой подвижных деталей, равной 27,0 г, и опытная форсунка с распылителем типа 171-2 и уменьшенной массой подвижных деталей, равной 10,8 г. Расчет проведен для режима максимальной мощности дизеля при частоте вращения кулачкового вала ТНВД $n_{\text{ТН}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и для режима максимального крутящего момента двигателя при $n_{\text{ТН}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ при цикловых подачах топлива, соответствующих этим режимам.

Анализ результатов расчета показал, что при больших скоростях движения плунжера (номинальный режим при частоте вращения кулачкового вала ТНВД $n_{\text{ТН}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$) снижение массы подвижных деталей форсунки оказывает небольшое влияние на характеристики подачи топлива и давления впрыскивания. Отмечена несколько большая скорость подачи топлива при использовании опытных форсунок. Задние фронты кривых подачи совпадают практически полностью за исключением их нижней части (в период посадки иглы на седло). Расчетные данные свидетельствуют о том, что инерционность подвижных деталей оказывает более существенное влияние на процесс топливоподачи на режиме максимального крутящего момента при $n_{\text{ТН}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 4). Следует отметить несколько большую скорость подачи топлива при использовании опытных форсунок и более крутой задний фронт кривых подачи. Поэтому при работе на режиме максимальной мощности замена серийных форсунок на опытные должна оказать более заметное влияние на показатели дизеля. Анализ характеристик топливоподачи (рис. 4,а) показывает, что уменьшение массы подвижных деталей опытной форсунки позволяет обеспечить более благоприятный закон впрыскивания. Начальные порции топлива подаются быстрее, чем при использовании серийных форсунок (см. передний фронт характеристики). Эти порции топлива имеют более высокую скорость и достигают удаленных зон КС, что обеспечивает более рациональное использование воздушного заряда. При этом впрыскивание завершается быстрее, что вызвано также сокращением времени посадки иглы на конус распылителя.

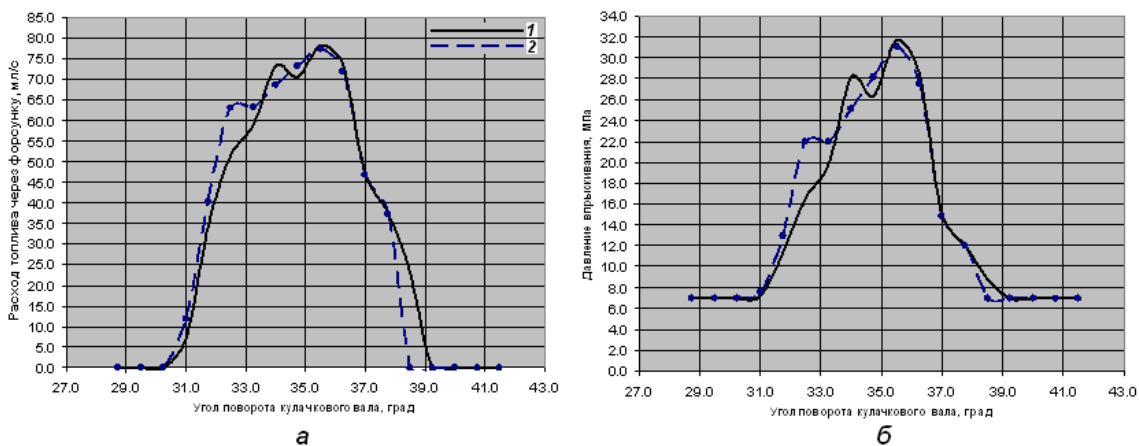


Рис. 4. Характеристика подачи топлива (*а*) и давления впрыскивания (*б*) на режиме максимального крутящего момента при использовании различных форсунок: 1 – серийных; 2 – опытных

Меньшее количество топлива подается в конце подачи с низким давлением (см. задний фронт характеристики), поэтому количество крупных капель топлива должно уменьшаться. Следует отметить, что при использовании опытных форсунок увеличивается скорость нарастания давления впрыскивания в его начальной фазе (рис. 4,*б*), что может привести к увеличению показателей динамики процесса сгорания.

Для оценки влияния конструкции форсунки на показатели дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) проведены его стендовые испытания. При исследованиях показатели работы дизеля с опытными форсунками НЗТА с уменьшенной массой подвижных деталей сопоставлялись с аналогичными показателями двигателя, оснащенного серийными форсунками.

На первом этапе исследования проведены на режимах внешней скоростной характеристики в диапазоне частот вращения вала двигателя n от 1000 до 2400 мин^{-1} . Затем были определены показатели дизеля при его работе на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла ECE R49. Результаты испытаний дизеля Д-245.12С с серийными и опытными форсунками, проведенных на режимах внешней скоростной характеристики, представлены на рис. 5,*а*. Установка опытных форсунок обеспечивала снижение удельного эффективного расхода топлива g_e во всем диапазоне исследованных скоростных режимов. На режиме максимальной мощности при $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ g_e оказались равны соответственно 250,5 и 250,3 г/(кВт·ч), а на режиме максимального крутящего момента при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ - 235,2 и 225,6 г/(кВт·ч). При работе двигателя с опытными форсунками отмечена меньшая дымность ОГ K_x . При использовании опытных форсунок дымность ОГ K_x заметно снижалась на режимах с пониженной частотой вращения (при $n < 2000 \text{ мин}^{-1}$). Так на режиме с $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ замена серийных форсунок опытными привела к снижению дымности ОГ K_x с 64 до 17 % по

шкале Хартриджа. На скоростных режимах при $2000 < n < 2400$ мин⁻¹ дымность ОГ K_x была соизмерима при использовании обоих типов форсунок.

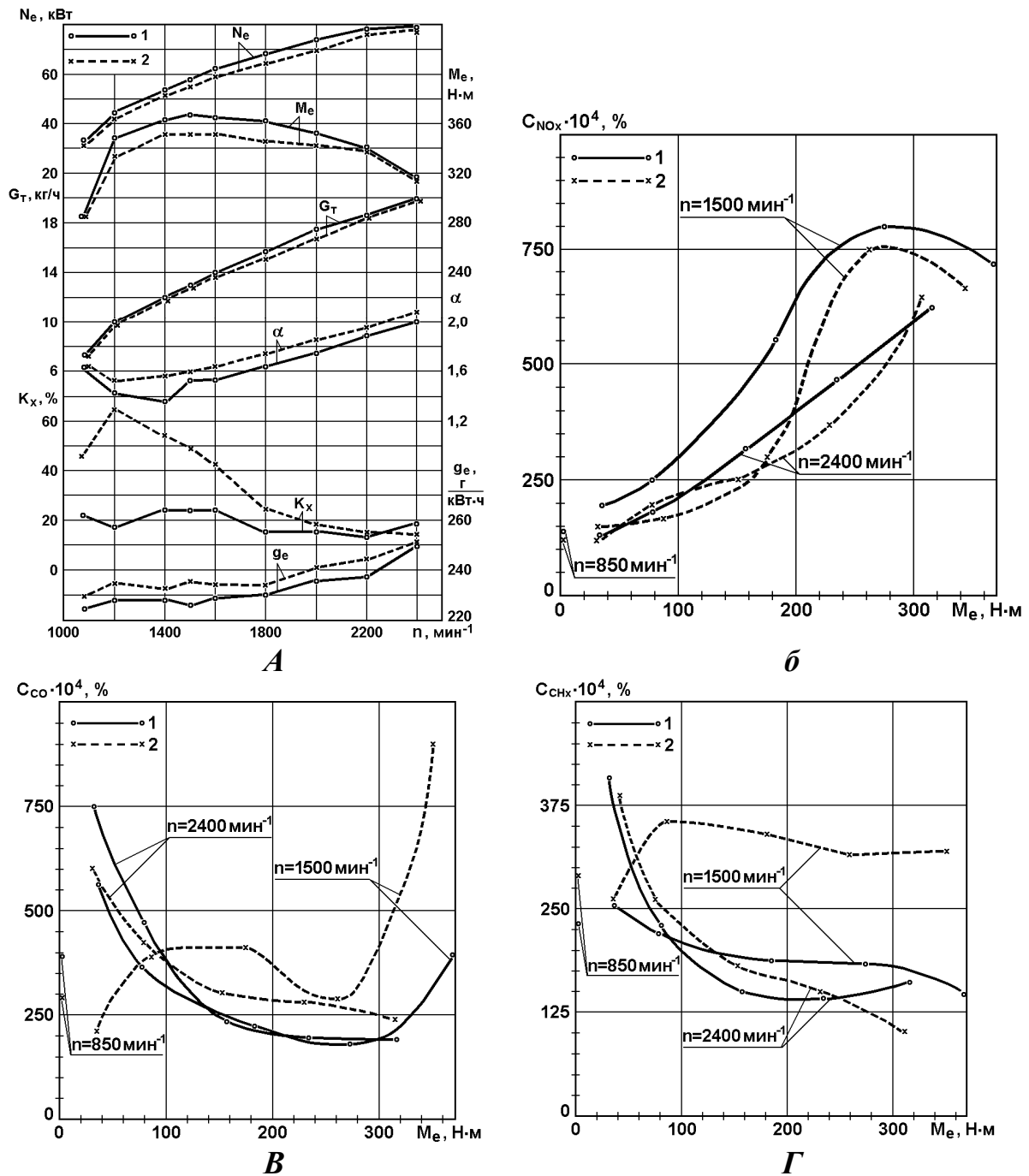


Рис. 5. Показатели дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики (а), концентрация в ОГ оксидов азота (б) монооксида углерода (в) и углеводородов (г) на режимах 13-ступенчатого цикла при использовании различных форсунок: 1 - опытных; 2 – серийных

Оценка показателей дизеля при его работе на режимах с различной нагрузкой проведена по данным, полученным на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла. Результаты испытаний дизеля на этих режимах (рис. 5, б, в, г) свидетельствуют о значительном влиянии типа распылите-

лей на выбросы токсичных компонентов ОГ – оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , несгоревших углеводородов CH_x .

При анализе интегральных показателей токсичности ОГ, соответствующих работе двигателя на режимах 13-ступенчатого цикла, отмечено улучшение показателей токсичности ОГ при замене серийных форсунок опытными. Лишь удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NO_x} возросли с 6,459 до 7,159 г/(кВт·ч). При этом удельные массовые выбросы монооксида углерода e_{CO} снизились с 3,891 до 2,711 г/(кВт·ч), углеводородов e_{CH_x} - с 1,133 до 0,790 г/(кВт·ч). Значительно снизилась и дымность ОГ K_x . Замена серийных форсунок опытными привела также к снижению условного среднего на режимах 13-ступенчатого цикла расхода топлива $g_{e \text{ усл}}$ - с 257,8 до 250,6 г/(кВт·ч). Некоторое увеличение выбросов оксидов азота e_{NO_x} при использовании опытной форсунки может быть скомпенсировано путем оптимизации угла опережения впрыскивания топлива.

Результаты проведенных исследований подтвердили преимущества форсунок, выполненных с уменьшенной массой подвижных деталей. Для достижения улучшенных показателей транспортного дизеля необходима дополнительная оптимизация конструкции проточной части распылителя и суммарной эффективной площади $\mu_p f_p$ распыливающих отверстий.

В четвертой главе рассмотрены результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5), работающего на смесевых биотопливах на основе растительных масел. В качестве экологической добавки к нефтяному ДТ использована добавка кукурузного масла. Проведен анализ физико-химических свойств нефтяного ДТ, КМ и смесей ДТ и КМ.

Для оценки возможности использования КМ в качестве экологической добавки к нефтяному ДТ проведены испытания дизеля Д-245.12С. При испытаниях использовались ДТ марки «Л» по ГОСТ 305-82 и его смеси с кукурузным маслом, содержащие 5 и 10% последнего. Исследовалось КМ, производимое ОАО «ЭФКО» (г. Алексеевка Белгородской обл.).

На первом этапе испытания дизеля Д-245.12С проводились на ДТ и на смесях ДТ и КМ на режимах внешней скоростной характеристики. Наличие в молекулах КМ значительного количества атомов кислорода приводит к снижению теплотворной способности исследуемых смесей ДТ и КМ и к соответствующему увеличению удельного эффективного расхода топлива g_e (рис. 6, а). Так, на режиме максимальной мощности при $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ перевод дизеля с ДТ на смесь 95% ДТ + 5% КМ и на смесь 90% ДТ + 10% КМ сопровождается увеличением g_e с 247,3 до 251,4 и 251,8 г/(кВт·ч), однако при этом эффективный КПД дизеля η_e изменяется незначительно. При переводе дизеля с ДТ на смесь 90% ДТ + 10% КМ на режиме максимальной мощности при $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ дымность ОГ K_x снизилась с 18,0 до 14,0% по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ – с 40,0 до 37,0% по шкале Хартриджа.

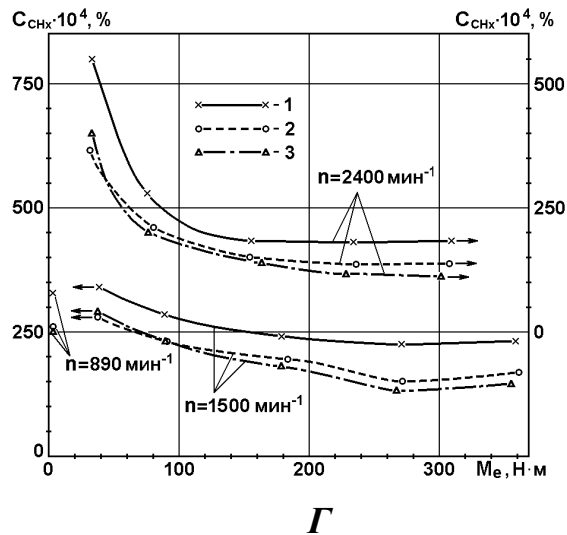
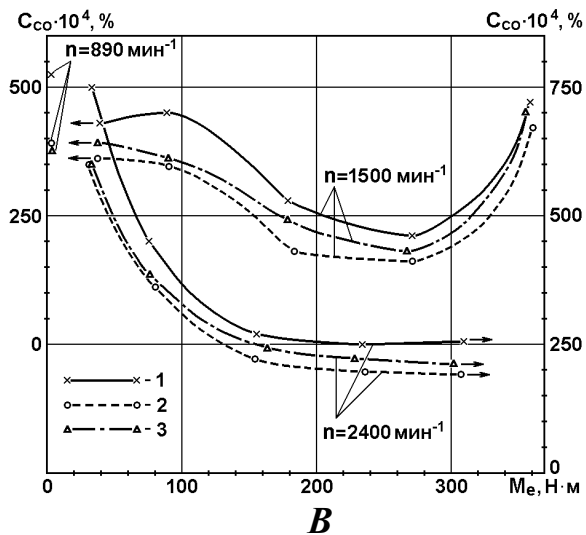
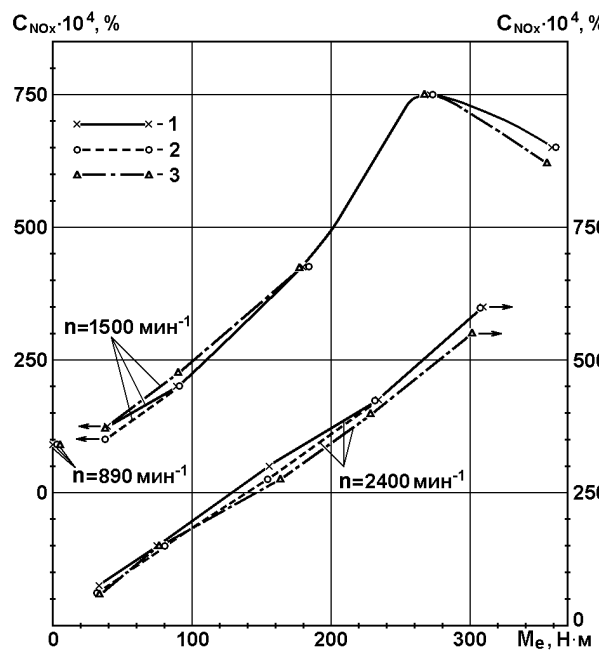
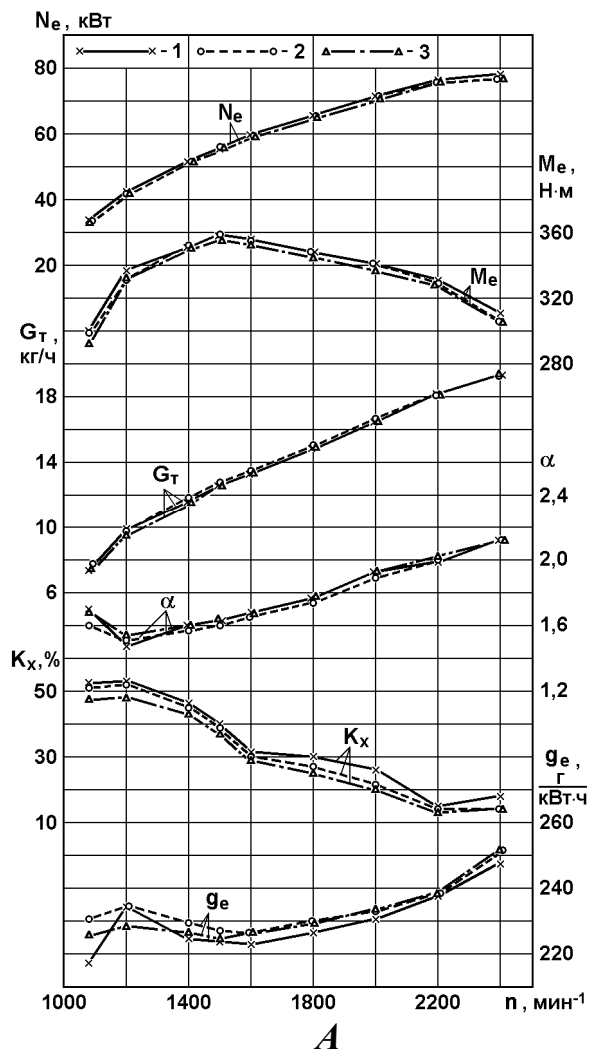


Рис. 6. Показатели дизеля Д-245.12С на режимах внешней скоростной характеристики (а), концентрация в ОГ оксидов азота (б) монооксида углерода (в) и углеводородов (г) на режимах 13-ступенчатого цикла при использовании различных топлив: 1 – ДТ; 2 – смесь 95 % ДТ и 5 % КМ; 3 – смесь 90 % ДТ и 10 % КМ

Результаты экспериментальных исследований Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла (рис. 6, б, в, г) свидетельствуют о возможности улучшения показателей токсичности ОГ при использовании смесей ДТ и КМ. Добавка КМ в ДТ оказывает наибольшее влияние на содержание в ОГ монооксида углерода CO и углеводородов C_xH_x . Об этом же свидетельствуют представленные на рис. 7 и 8 зависимости показателей дымности и токсичности ОГ от содержания КМ в ДТ. Так, при переводе исследуемого дизеля с ДТ на смесь 90% ДТ + 10% КМ удельный массовый выброс оксидов азота e_{NO_x} на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла снизился с 6,549 до 6,337 г/(кВт·ч), т.е. на 3,2%, выброс монооксида углерода e_{CO} уменьшился с 3,277 до 2,825 г/(кВт·ч), т.е. на 13,8%, выброс несгоревших углеводородов $e_{\text{C}_x\text{H}_x}$ снизился с 1,104 до 0,773 г/(кВт·ч), т.е. на 30,0%. При этом условный средний на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла $\eta_{e \text{ усл}}$ практически не изменился (уменьшился с 0,347 до 0,346). Дымность ОГ K_x на режиме максимальной мощности при $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ уменьшилась с 18 до 14% по шкале Хартриджа, т.е. на 22,2%.

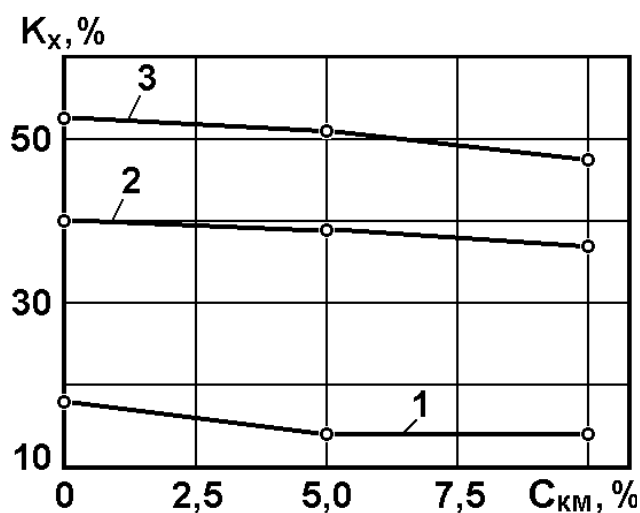


Рис. 7. Зависимость дымности ОГ K_x дизеля Д-245.12С от объемного содержания кукурузного масла S_{KM} в смеси с нефтяным ДТ на режимах ВСХ: 1 – $n=2400 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n=1500 \text{ мин}^{-1}$; 3 – $n=1080 \text{ мин}^{-1}$

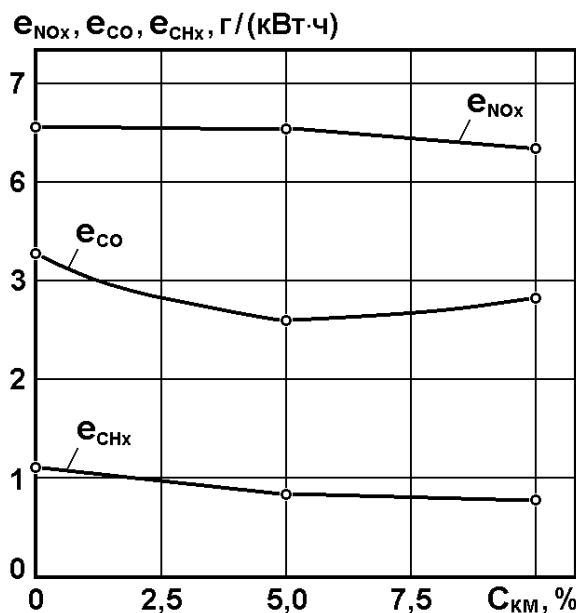


Рис. 8. Зависимость удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NO_x} , монооксида углерода e_{CO} , углеводородов $e_{\text{C}_x\text{H}_x}$ с ОГ дизеля Д-245.12С от объемного содержания КМ S_{KM} в смеси с ДТ на режимах 13-ступенчатого цикла

Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о возможности оптимизации состава смесей ДТ и КМ. Предложена методика оптимизации состава смесевых биотоплив, базирующаяся на использовании обобщенного критерия оптимальности (целевой функции) J_0 в виде

суммы частных критериев оптимальности, отражающих показатели топливной экономичности и токсичности ОГ. В качестве критерия, характеризующего топливную экономичность, использована целевая функция J_{η_e} в виде отношения интегрального на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла условного эффективного КПД $\eta_{e \text{ усл}}$ при работе двигателя на дизельном топливе к аналогичному КПД при работе на смеси ДТ и КМ i -того состава

$$J_{\eta_e} = \eta_{e \text{ усл ДТ}} / \eta_{e \text{ усл I}} \quad (1)$$

Для оценки влияния состава смесевое топлива на эмиссию токсичных компонентов ОГ – оксидов азота, монооксида углерода и несгоревших углеводородов – использованы критерии соответственно J_{NO_x} , J_{CO} , J_{CH_x} . Они выражены в виде отношений интегральных на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла удельных массовых выбросов этих компонентов с ОГ (e_{NO_x} , e_{CO} , e_{CH_x}) при работе двигателя на смеси ДТ и КМ i -того состава к аналогичным выбросам при работе двигателя на дизельном топливе, т.е.

$$J_{\text{NO}_x} = e_{\text{NO}_x i} / e_{\text{NO}_x \text{ ДТ}}, \quad (2)$$

$$J_{\text{CO}} = e_{\text{CO} i} / e_{\text{CO} \text{ ДТ}}, \quad (3)$$

$$J_{\text{CH}_x} = e_{\text{CH}_x i} / e_{\text{CH}_x \text{ ДТ}}. \quad (4)$$

Кроме указанных частных критериев сформировано два частных критерия, характеризующего дымность ОГ на двух наиболее важных режимах внешней скоростной характеристики – режиме максимальной мощности и максимального крутящего момента (целевые функции соответственно $J_{K_x \text{ Nmax}}$ и $J_{K_x \text{ Mmax}}$). Они представлены в виде отношений дымности ОГ K_x при работе двигателя на этом режиме на смеси ДТ и КМ i -того состава к аналогичной дымности ОГ при работе двигателя на дизельном топливе, т.е.

$$J_{K_x \text{ Nmax}} = K_{x \text{ Nmax} i} / K_{x \text{ Nmax} \text{ ДТ}}, \quad (5)$$

$$J_{K_x \text{ Mmax}} = K_{x \text{ Mmax} i} / K_{x \text{ Mmax} \text{ ДТ}}. \quad (6)$$

С учетом формул (1)...(6), описывающих частные критерии оптимальности, выражение для обобщенного критерия оптимальности J_o имеет вид

$$J_o = (J_{\eta_e} + J_{\text{NO}_x} + J_{\text{CO}} + J_{\text{CH}_x} + J_{K_x \text{ Nmax}} + J_{K_x \text{ Mmax}}) / 6. \quad (7)$$

В предлагаемой методике оптимизации значимость частных критериев оптимальности принята одинаковой. Задача оптимизации состава смесевое биотоплива сводится к нахождению обобщенного аддитивного критерия оптимальности J_o в соответствии с выражениями (1)...(7) и его минимизации (минимальная величина целевой функции J_o соответствует оптимальному составу смесевое биотоплива).

С использованием описанной методики и экспериментальных данных по дизелю типа Д-245.12С проведена оптимизация параметра C_{KM} – содержания кукурузного масла в смеси с нефтяным ДТ. По результатам оптимизации построен график зависимости обобщенной целевой функции J_o от содержания кукурузного масла в смесевом биотопливе C_{KM} , представленный на рис. 9.

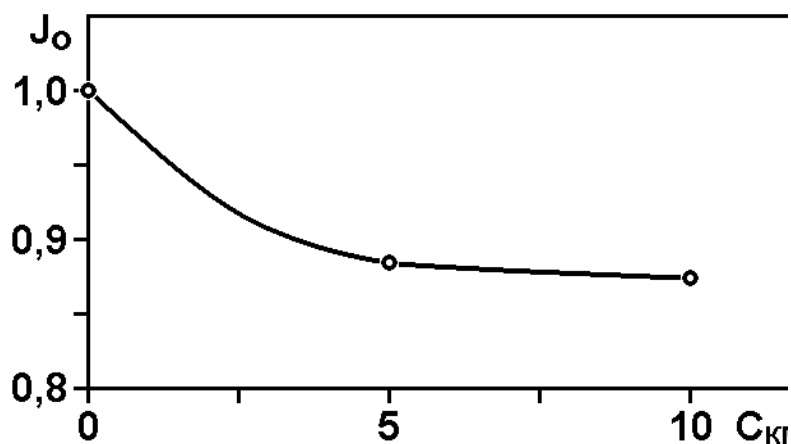


Рис. 9. Зависимость обобщенной целевой функции J_0 от содержания кукурузного масла в смесевом биотопливе $C_{кМ}$

Полученные результаты оптимизации свидетельствуют о том, что в дизеля типа Д-245.12С, работающем на смесевом биотопливе, оптимальное в соответствии с выражением (7) содержание КМ в смеси с ДТ равно $C_{кМ}=10\%$. При таком составе биотоплива достигается минимум обобщенной целевой функции $J_0=0,873$. Но следует отметить, что и при содержании КМ в смеси $C_{кМ}=5\%$ получено близкое значение обобщенной целевой функции $J_0=0,885$. Это свидетельствует о том, что даже небольшая добавка КМ в нефтяное ДТ приводит к заметному улучшению показателей дизельного двигателя. В целом, проведенный комплекс экспериментальных исследований подтвердил эффективность использования КМ в качестве экологической добавки к нефтяным ДТ для отечественных дизелей.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

Расчетные и экспериментальные исследования показали, что путем совершенствования топливоподачи нефтяных и альтернативных топлив можно обеспечить значительное улучшение показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля. Полученные при исследованиях результаты сводятся к следующим основным выводам и рекомендациям:

1. Разработана методика определения показателей потока топлива в проточной части распылителей форсунок, основанная на использовании программного комплекса Ansys CFX v12.1.

2. Расчетные исследования распылителей с выходом распыливающих отверстий в колодец распылителя (распылители НЗТА) и на запорный конус седла иглы форсунки (распылители АЗПИ), проведенные с использованием разработанной методики, позволили выявить преимущества распылителей с выходом распыливающих отверстий на запорный конус седла иглы.

3. Расчеты показали, что при замене разпылителей НЗТА на разпылители АЗПИ интегральная по массовому расходу топлива энергия турбулентных вихрей увеличилась с 9,32 до 14,46 Вт, т.е. на 55,2%. При этом средняя по площади выходного сечения распыливающего отверстия энергия турбулентных вихрей возросла со 148 до 222 Дж/кг, т.е. на 33,3%.

4. При замене разпылителей НЗТА на разпылители АЗПИ среднее значение энергии диссипации турбулентных вихрей на выходе из распыливающего отверстия снизилось с 9,76 до 1,627 м²/с³, т.е. на 83,3%.

5. На базе серийной форсунки 145.1112110 НЗТА с разпылителем типа 145 была разработана опытная форсунка с разпылителем АЗПИ типа 171-2 и уменьшенной массой подвижных деталей. Общие приведенные массы подвижных деталей этих форсунок равны 27,0 и 10,8 г.

6. Расчетные исследования топливоподачи показали, что на режимах с высокой частотой вращения масса подвижных деталей форсунки оказывает небольшое влияние на характеристики подачи топлива. При снижении частоты вращения указанное влияние становится более значительным. На режиме максимального крутящего момента при частоте вращения $n_{\text{тн}} = 750$ мин⁻¹ при использовании опытных форсунок с уменьшенной массой подвижных деталей отмечены большая скорость подачи топлива и более крутой задний фронт кривых подачи.

7. Безмоторные испытания системы топливоподачи дизеля типа Д-245.12С показали, что замена серийной форсунки на опытную не оказывает существенного влияния на характеристики давлений впрыскивания. На режиме с частотой вращения $n_{\text{тн}} = 800$ мин⁻¹ и полной нагрузкой замена серийных форсунок на опытные сократила максимальное давление у форсунки с 40,3 до 40,0 МПа, а на режиме с $n_{\text{тн}} = 1200$ мин⁻¹ и полной нагрузкой при такой замене форсунок максимальное давление у форсунки оказалось практически неизменным и равным 49,0 МПа. Однако отмечено, что снижение массы подвижных деталей форсунки приводит к сокращению времени посадки иглы на конус разпылителя.

8. Испытания дизеля типа Д-245.12С с серийными и опытными форсунками показали, что опытные форсунки обеспечили меньшую дымность ОГ и удельный эффективный расход топлива. При использовании опытных форсунок дымность ОГ особенно заметно снижалась на режимах с пониженной частотой вращения. Так на режиме с $n=1200$ мин⁻¹ замена серийных форсунок опытными привела к снижению дымности ОГ K_x с 64 до 17 % по шкале Хартриджа. На номинальном скоростном режиме и близких к нему (при $2000 < n < 2400$ мин⁻¹) дымность ОГ K_x была соизмерима при использовании обоих типов форсунок.

9. Испытания дизеля типа Д-245.12С показали, что замена серийных форсунок на опытные позволила заметно улучшить показатели токсичности ОГ и топливной экономичности. При этом интегральные на режимах

13-ступенчатого цикла удельные массовые выбросы монооксида углерода снизились с 3,891 до 2,711 г/(кВт·ч), а выбросы углеводородов - с 1,133 до 0,790 г/(кВт·ч). Значительно уменьшилась и дымность ОГ. Замена серийных форсунок опытными привела к снижению условного среднего на режимах 13-ступенчатого цикла расхода топлива $g_{e\text{ усл}}$ - с 257,8 до 250,6 г/(кВт·ч). Лишь удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NOx} возросли с 6,459 до 7,159 г/(кВт·ч), но увеличение выбросов оксидов азота e_{NOx} может быть скомпенсировано путем оптимизации угла опережения впрыскивания топлива.

10. Испытания дизеля Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого цикла подтвердили возможность заметного снижения выбросов токсичных компонентов ОГ при работе на смесях ДТ и КМ. Так, при переводе дизеля с ДТ на смесь 90% ДТ и 10% КМ удельный массовый выброс оксидов азота e_{NOx} снизился с 6,549 до 6,337 г/(кВт·ч), т.е. на 3,2%, выброс монооксида углерода e_{CO} уменьшился с 3,277 до 2,825 г/(кВт·ч), т.е. на 13,8%, выброс углеводородов e_{CHx} снизился с 1,104 до 0,773 г/(кВт·ч), т.е. на 30,0%. При этом условный средний КПД $\eta_{e\text{ усл}}$ практически не изменился. Дымность ОГ K_x на режиме максимальной мощности при $n=2400\text{ мин}^{-1}$ уменьшилась с 18 до 14% по шкале Хартриджа, т.е. на 22,2%.

11. Разработана методика оптимизации состава смесевое биотоплива, содержащего нефтяное дизельное топливо и кукурузное масло, базирующаяся на использовании обобщенной целевой функции, представляющей собой сумму относительных безразмерных показателей топливной экономичности, дымности и токсичности ОГ.

12. Минимум целевой функции ($J_0=0,873$) достигнут при содержании кукурузного масла в смеси, равном 10%. Но и при содержании КМ в смеси, равном 5%, получено близкое значение обобщенной целевой функции $J_0=0,885$. Это свидетельствует о том, что даже небольшая добавка КМ в нефтяное ДТ приводит к заметному улучшению показателей дизеля.

Основные результаты диссертации изложены в следующих

научных работах:

1. Расчетно-экспериментальное исследование распылителей дизельных форсунок с различной геометрией проточной части / Марков В.А. [и др.] // Грузовик. 2011. № 8. С. 15-27.

2. Марков В.А., Мизев К.С., Шумовский В.А. Исследование дизеля, оснащенного форсункой с уменьшенной массой подвижных деталей // Грузовик. 2011. № 9. С. 17-26.

3. Марков В.А., Мизев К.С., Девянин С.Н. Работа транспортного дизеля на смесях дизельного топлива и кукурузного масла // Грузовик. 2012. № 7. С. 29-37.

4. Метод улучшения процессов распыливания топлива и смесеобразования в дизелях / Марков В.А. [и др.] // Материалы межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития поршневых ДВС», посвященной 80-летию кафедры судовых ДВС и дизельных установок и 120-летию проф. В.А. Ваншейдта. С.-Пб.: СПбГМТУ, 2010. С. 63-67.