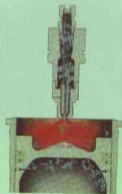


В.А. ЛИХАНОВ, А.А. ЛОПАРЕВ,
Л.В. РУДАКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ
И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ
С ТУРБОНАДДУВОМ 4ЧН 11,0/12,5 ПРИ РАБОТЕ
НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Монография



Киров 2006

**В.А. ЛИХАНОВ, А.А. ЛОПАРЕВ,
Л.В. РУДАКОВ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ
И ТЕПЛОУДЕЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ
С ТУРБОНАДУВОМ 4ЧН 11,0/12,5 ПРИ РАБОТЕ
НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ**

Монография

Под общей редакцией
академика Российской Академии транспорта
доктора технических наук, профессора **В.А. Лиханова**

Киров 2006

Лиханов В.А., Лопарев А.А., Рудаков Л.В. Исследование процессов сгорания и тепловыделения в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе: Монография. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. – 129 с.

Рецензенты: А.П. Акимов – директор Чебоксарского института (филиала) Московского государственного открытого университета, заведующий кафедрой автомобилей и автомобильного хозяйства, доктор технических наук, профессор;
Л.А. Жолобов – заведующий кафедрой тракторов и автомобилей ФГОУ ВПО «Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия», кандидат технических наук, профессор.

В монографии под общей редакцией академика Российской Академии транспорта, доктора технических наук, профессора Лиханова В.А. рассмотрены вопросы исследования процессов сгорания и тепловыделения в цилиндре дизеля при работе на компримированном природном газе, улучшения эффективных и экологических показателей дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.12С). Представлены основные направления научных исследований по изучению процессов смесеобразования, воспламенения и горения в цилиндре дизеля, по применению природного газа в дизелях. Особое внимание уделено вопросам оптимизации процессов сгорания и тепловыделения в цилиндре дизеля при работе на природном газе, его влиянию на эффективные показатели и токсичность отработавших газов. Предложена модель турбулентного горения метановоздушной среды в цилиндре газодизеля с турбонаддувом.

Издание рекомендуется для научных, инженерно-технических работников и аспирантов, занимающихся исследованиями в области применения компримированного природного газа в двигателях внутреннего сгорания.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

- N_e – эффективная мощность дизеля, кВт
- M_e – крутящий момент дизеля, Н·м
- n – частота вращения коленчатого вала дизеля, мин⁻¹
- p_e – среднее эффективное давление, МПа
- G_a – часовой расход воздуха, кг/ч
- η_v – коэффициент наполнения
- G_T – часовой расход топлива, кг/ч
- α – коэффициент избытка воздуха
- g_e – удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч
- η_e – эффективный коэффициент полезного действия
- t_c – температура отработавших газов, °С
- φ – угол поворота коленчатого вала, градус
- $\Theta_{впр}$ – установочный угол опережения впрыскивания топлива, градус
- p_z – максимальное давление сгорания в цилиндре, МПа
- p_c – давление конца сжатия, МПа
- $\frac{dp}{d\varphi}$ – скорость нарастания давления в цилиндре, МПа/градус
- T – осредненная температура цикла в цилиндре, К
- T_{max} – максимальная осредненная температура цикла в цилиндре, К
- G_{z2}, G_T, G_{z10} – часовые расходы дизельного топлива, запального дизельного топлива, кг/ч
- G_T – часовой расход природного газа, кг/ч
- NO_x – оксиды азота, ppm
- CO – оксид углерода, %
- CO₂ – диоксид углерода, %
- CH₄, C_nH_m – суммарные углеводороды, %
- $\varphi_{тз}$ – угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, градус
- $dx/d\varphi$ – скорость активного тепловыделения
- $\varphi_{тз}$ – угол, соответствующий максимальной температуре цикла, градус
- S – сажа, ед. по шкале Bosch

29. ДТ – дизельное топливо
 30. ОГ – отработавшие газы
 31. ДВС – двигатель внутреннего сгорания
 32. УУОВТ – установочный угол опережения впрыскивания топлива
 33. ПЗВ – период задержки воспламенения
 35. КС – камера сгорания
 36. к.п.д. – коэффициент полезного действия
 37. ВМТ – верхняя мертвая точка
 38. НМТ – нижняя мертвая точка
 39. п.к.в. – поворот коленчатого вала
 40. КПГ – компримированный природный газ
 41. АГНКС – автомобильная газонаполнительная компрессорная станция
 42. ПЖЦ – полный жизненный цикл
 43. ОС – окружающая среда
 44. ЕЭК – Европейская экономическая комиссия
 44. ГБО – газобаллонное оборудование
 45. ППА – топливopодающая аппаратура
 46. ТНВД – топливный насос высокого давления

ВВЕДЕНИЕ

Неуклонный рост и возрастающее значение автотранспортного комплекса России выдвигают на передний план проблемы улучшения топливно-энергетических и экологических показателей автомобильных двигателей, разработки экологически безопасных видов транспорта, использующих альтернативные виды топлива не нефтяного происхождения.

Вместе с тем немаловажную роль в улучшении экологической обстановки и снижении дефицита топливных ресурсов играет модернизация серийно выпускаемых двигателей, учитывая то, что разработка принципиально нового образца, отвечающего современным экологическим и экономическим требованиям, требует проведения длительных исследований и больших материальных затрат. В последнее время предъявляются все более жесткие требования к основным источникам загрязнения атмосферы, постоянно ужесточаются стандарты на выбросы вредных веществ с ОГ автотранспорта ввиду того, что атмосферный воздух является одним из основных жизненно важных элементов окружающей природной среды.

Реальное повышение качества и конкурентоспособности продукции автомобилестроения осуществляется в соответствии с требованиями международных стандартов ISO 9000 – система качества, ISO 14000 – система экологического управления, согласно которым экологическая безопасность автомобиля для полного жизненного цикла и его отдельных стадий оценивается по следующим показателям: потребление природных ресурсов; суммарный расход энергии; загрязнение окружающей среды (атмосферы, гидросферы и литосферы). Экологическая безопасность автомобилей достигается за счет комплекса конструктивных и эксплуатационных мероприятий. Основными направлениями по улучшению экологичности ДВС и экономии моторного топлива являются: оптимизация режимов работы двигателя при помощи электронных систем управления; создание многотопливных автомобилей; повышение коэффициента полезного действия двигателя, совершенствование процесса сгорания, использование альтернативных видов топлива.

Постоянное сокращение запасов нефти, значительное повышение её цены, энергетические кризисы, растущая зависимость многих стран от импорта этого сырья, ускорение глобального потепления и катастрофическое загрязнение окружающей среды отработавшими газами – вот основные обстоятельства, заставляющие искать возобновляемые источники энергии и нетрадиционные моторные топлива для автомобильных двигателей.

С точки зрения производства топлива газ является наиболее приемлемым альтернативным видом, так как в отличие от нефти не нуждается в какой-либо технологической переработке (кроме сушки). Вместе с тем разведанные запасы природного газа в несколько раз превышают запасы нефти в нашей стране и в мире, что делает его наиболее полноценным видом топлива из всех возможных заменителей жидких нефтяных моторных топлив.

Приоритетность природного газа как наиболее перспективного экологически чистого моторного топлива очевидна для многих стран мира. В Канаде, Новой Зеландии, Аргентине, Италии, Голландии, Франции и других странах успешно действуют национальные программы перевода автотранспорта, в первую очередь городского, на газомоторное топливо. В настоящее время 50 автомобильных компаний мира продают более 150 модификаций автомобилей, работающих на природном газе. Среди них такие мировые лидеры, как AUDI, BMW, VOLVO, DAIMLER CHRYSLER, IVECO, GENERAL MOTORS, MAN, NEOPLAN, NISSAN, RENO, CITROEN, TOYOTA, FIAT, VOLKSWAGEN, HONDA. Во всём мире в последние годы значительно усиливается интерес к разработке и использованию газовых модификаций автотранспортных средств. В конце 2005 г. в Москве прошла 3-я Международная специализированная выставка по газораспределению и эффективному использованию газа GazSUF, основная тематика которой – переоборудование автомобилей для работы на природном газе. Участниками выставки стали 80 компаний из 14 стран мира: России, Украины, Беларуси, Армении, Польши, Литвы, Кореи, Австрии, Аргентины, Швеции, Швейцарии, Хорватии, Германии, Японии.

Выбор компримированного природного газа в качестве альтернативы дизельному топливу связан, прежде всего, с относительной простотой перевода дизелей для работы на газообразном

топливе без значительных изменений конструкции базового двигателя и возможностью применения существующего газового оборудования автомобилей.

Работы по переводу дизелей на природный газ велись на различных предприятиях и в институтах бывшего СССР НАМИ, НАТИ, ЦНИИ МПС, ЦНИДИ, МВТУ им. Баумана, Кировском СХИ. Результаты теоретических работ и экспериментальных исследований по использованию альтернативных топлив несафитного происхождения в дизелях, влиянию применения природного газа на токсичные, эффективные и экологические показатели двигателей нашли отражение в работах Васильева Ю.Н., Вырубова Д.Н., Генкина К.И., Гайнуллина Ф.Г., Гольдבלата И.И., Гуревича Н.А., Долганова К.Е., Звонова В.А., Кайдалова А.А., Кеймаха Я.И., Ксенофонтова С.И., Коллерова Л.К., Лебедева С.Е., Лиханова В.А., Ложкина В.Н., Лоскутова А.С., Мансфельда Г.Г., Марашовского В.П., Мурашова О.Д., Николаенко А.В., Равкинда А.А., Самоля Г.И., Струнге Б.Н., Чудакова Е.А. и других.

Вместе с тем очевидно, что исследования по применению КПГ проводились без комплексного учета взаимосвязи эффективных и экологических показателей дизелей, недостаточно работ по исследованию применения КПГ для автомобильных газодизелей с турбонаддувом, совершенствованию процессов сгорания и тепловыделения газодизелей.

В соответствии с вышесказанным улучшение эффективных показателей дизелей с турбонаддувом при работе на природном газе путем оптимизации процессов сгорания и тепловыделения является актуальной научной задачей, имеющей важное народнохозяйственное значение, решение которой позволит избежать ряда проблем, связанных с экологической и экономической безопасностью нашей страны.

1. ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВС И ПУТИ ИХ РЕШЕНИЯ ОПТИМИЗАЦИЕЙ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КПГ

1.1. Проблемы влияния автомобильных двигателей на мировую социально-экологическую обстановку

Дальнейшее развитие транспортного комплекса России значительно увеличивает негативное воздействие выбросов двигателей транспортных средств на окружающую среду и непосредственно на человека. Ежегодный рост автомобильного парка происходит в условиях существенного отставания экологических показателей отечественных автотранспортных средств и применяемых моторных топлив от мирового уровня. Очевидно, что разработка транспортных средств, работающих на альтернативных видах моторного топлива нефтяного происхождения, улучшение качества, топливно-энергетических и экологических показателей ДВС являются на современном этапе одними из основных задач двигателестроения в России [1...10].

В соответствии с основными положениями Экологической доктрины Российской Федерации стратегической целью государственной политики в области экологии является сохранение природных систем, поддержание их целостности и жизнеобеспечивающих функций для устойчивого развития общества, повышения качества жизни, улучшения здоровья населения и демографической ситуации, обеспечения экологической безопасности страны. Основной задачей в указанных сферах является снижение загрязнения окружающей среды выбросами и отходами, а важнейшими мероприятиями являются модернизация и развитие экологически безопасных видов транспорта, транспортных коммуникаций и топлива, переход к экологически безопасному общественному транспорту – основному виду передвижения в крупных городах [2]. Высокие темпы развития производства, увеличение количества используемой автомобильной техники, рост городов, деятельность человека, связанная с освоением природных ресурсов, развитием сельского хозяйства, строительства и других отраслей народного хозяйства страны увеличивают масштабы воздействия человека на окружающую природную

среду ежегодно и требуют повышенного внимания к охране атмосферного воздуха [90].

Известно, что практически все транспортные средства загрязняют атмосферу, однако мощнейшими источниками загрязнения воздушной среды являются двигатели автомобилей и тракторов.

По оценкам специалистов, в настоящее время суммарная установленная мощность находящихся в эксплуатации транспортных двигателей составляет приблизительно 1400 миллионов кВт, что в 5,5 раз превышает установленные мощности всех ТЭЦ, ГЭС и АЭС нашей страны. Парк автомобильной техники в среднесрочной перспективе по прогнозам Минтранса России и Минпромэнерго России возрастет с 29,7 млн. шт. в 2004 г. до 36...39 млн. шт. в 2010 г [18]. Автотранспорт, являясь одним из основных источников загрязнения воздуха, выделяет около 40 % всех вредных выбросов в России, что превышает аналогичный показатель развитых стран мира более чем в 1,7 раза. Автопарк нашей страны в настоящее время выбрасывает с ОГ более 12 млн. тонн вредных веществ в год, что составляет 45% от общих промышленных выбросов в атмосферу, а в крупных городах до 90 % [20]. Так, в Санкт-Петербурге эта величина составляет 71 %, в Москве – 88 %. В целом по России 60% городского населения проживают в городах с высоким и очень высоким загрязнением воздуха [7]. Вследствие этого резко ухудшаются санитарные условия проживания, особенно в больших городах, увеличивается вредное воздействие ОГ на здоровье людей, усугубляется воздействие на человечество новой проблемы – «парникового эффекта». В настоящее время проблема снижения загрязнения атмосферы приобрела международный характер и стала общей для всех стран мира. В качестве силовых установок в мире находятся в эксплуатации многие сотни миллионов ДВС, которые потребляют для сжигания топлива более 1 миллиарда тонн кислорода, выбрасывая при этом в атмосферу сотни миллионов тонн оксида углерода и десятки миллионов тонн окислов азота и несгоревших углеводородов [90]. Как уже отмечалось, транспортный комплекс России, являясь одной из основных отраслей экономики страны, оказывает огромное внимание на экологическую обстановку, выбрасывая в атмосферу большое количество загрязняющих веществ.

Таблица 1 - Характеристика состава отработавших газов двигателей

Наименование	Состав отработавших газов, %							
	N ₂	O ₂	H ₂ O (пар)	CO ₂	CO	NO _x	C _x H _y	Сажа
Бензиновые	74-77	0,3-0,8	3-5,5	5-12	5-10	До 0,8	0,2-3	До 0,4
Дизельные	76-78	2-18	0,5-4	1-10	0,02-5	До 0,5	До 0,5	До 1,1
Средний состав выбросов	75	3	5	11	5	0,15	0,5	0,35
Масса выбросов при пробеге 15000 км за 1 год	15 т	0,6 т	1 т	2,275 т	1 т	30 кг	100 кг	70кг

Общая характеристика состава отработавших газов различных ДВС современного транспорта представлена в таблице 1.

Еще в начале 90-х годов прошлого столетия Правительство РФ стало принимать определенные меры по решению вопросов экологизации автотранспорта, однако в последнее время данные вопросы не достаточно быстро и своевременно решаются на федеральном уровне. Российское законодательство в области экологической безопасности (законы «Об охране окружающей природной среде», «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» и «Об охране атмосферного воздуха») не содержит четких механизмов обеспечения экологической безопасности автотранспорта. Недостаточно внимания уделяется проблемам экологической безопасности автотранспорта федеральными целевыми программами: «Модернизация транспортной системы России», «Энергоэффективная экономика», «Экология и природные ресурсы России», «Экологическая доктрина», «Концепция развития автомобильной промышленности». Вместе с тем в Думу внесены и находятся в работе законопроекты «О плате за негативное воздействие на окружающую среду» и «Об экологической безопасности автомобильного транспорта». В настоящее время в инициативном порядке в связи с наибольшей социальной значимостью разработан первый в России специальный технический регламент

«О требованиях к выбросам вредных (загрязняющих) веществ колёсных транспортных средств, выпускаемых на территории РФ», который представлен в правительство РФ [18]. Министерством транспорта РФ утверждена «Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2020 г.». Согласно документу, основным принципом развития транспортной инфраструктуры крупнейших городов является «экономическое стимулирование приоритетного использования в городах транспортной техники с повышенными экологическими показателями» [7].

В ФГУП «НАМИ» на основе анализа мирового опыта и собственных исследований разработаны методики и программы для оценки экологической безопасности автомобилей, их агрегатов и горюче-смазочных материалов на основе концепции полного жизненного цикла [2]. При этом материальный и энергетический балансы, а также загрязнение окружающей среды рассматриваются для каждой стадии, и самое существенное воздействие на экологию и потребление энергии приходится на время эксплуатации автотранспортного средства (рис. 1.1).

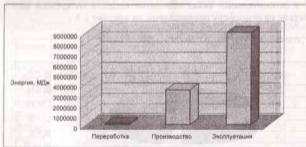


Рисунок 1.1 - Затраты энергии в ПЖЦ автомобиля

При расчете экологической безопасности по ПЖЦ, выполненному для грузового автомобиля грузоподъемностью 4500 кг при пробеге за период эксплуатации 500 тысяч километров, выброс вредных веществ в атмосферу определяется по разработан-

ной в ФГУП «НАМИ» методике определения экономического ущерба окружающей среде на основе расчета приведенного выброса вредных веществ с ОГ двигателя (рис. 1.2).

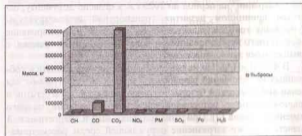


Рисунок 1.2 - Выбросы вредных веществ за ПЖЦ автомобиля

Интегральная оценка влияния выбросов вредных веществ на ОС и относительный вклад отдельных веществ во вредное воздействие на атмосферу представлены на рисунке 1.3.

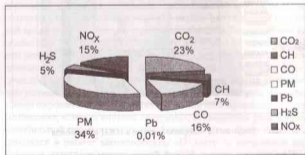


Рисунок 1.3 - Влияние различных веществ на загрязнение окружающей среды в ПЖЦ автомобиля

В европейских странах проблеме экологизации рабочих процессов двигателей начали уделять внимание еще в 80-х годах прошедшего столетия. Так, в 1982 года, когда впервые в Европе стали нормировать токсичность отработавших газов двигателей, до 1996 года допустимые величины вредных выбросов сократились в 2,5...3,5 раза (табл. 2). Практически все западные страны заблаговременно ужесточили требования к двигателям по нормам выбросов и начали производить дизельные двигатели, соответствующие Правилам ЕЭК ООН ЕВРО-3. Внедрение в нашей стране европейских экологических стандартов по уровню выбросов автомобильных двигателей связано с рядом трудностей. Россия присоединилась к соответствующим соглашениям, и на первом этапе до 2004 года предлагалось организовать выпуск автомобилей, соответствующих нормам ЕВРО-2, ЕВРО-3. Вместе с тем в Российской Федерации фактически все еще действуют нормы Евро-1, а большая часть продукции автозаводов выпускается по нормам Евро-0. На втором этапе до 2008 года предстоит обеспечить соответствие выпускаемых автомобилей уже нормам ЕВРО-4, что является весьма и весьма трудной задачей.

Таблица 2 - Допустимое содержание токсичных компонентов в ОГ

Нормы	Год введения	CO, г/кВт·ч	HC, г/кВт·ч	NO _x , г/кВт·ч	Твердые частицы, г/кВт·ч	Дымность, м ⁻¹
ECR R	1982	14	3,5	18	-	-
Евро-0	1990	11,2	2,4	14,4	-	-
Евро-1	1992	4,5	1,1	8,0	0,36	-
Евро-2	1995	4,0	1,1	7,0	0,15	-
Евро-3	2000	2,1	0,66	5,0	0,10	0,8
Евро-4	2005	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5

В РФ действуют федеральные целевые программы «Модернизация транспортной системы России (2002-2010 гг.)» с подпрограммой «Автотранспортная экология», реализуемая Минтранс России, «Экология и природные ресурсы России (2000-2010 гг.)», по которой Государственным заказчиком является Министерство природных ресурсов РФ. Распоряжением Правительства

РФ от 24 сентября 2002 г. № 1348-р с 1 декабря 2002 г. прекращен ввоз и производство в России автомобилей и автобусов с дизельными двигателями, экологические характеристики которых ниже требований Евро-1.

Согласно «Концепции развития автомобильной промышленности России на 2005...2008 гг.», с 1 января 2006 г. 100 % выпускаемой в нашей стране техники должно соответствовать нормам Евро-2, а с 1 января 2008 г. – Евро-3. В настоящее время разрабатывается проект специального технического регламента «О требованиях к бензинам, дизельному топливу и другим горюче-смазочным материалам» с учетом норм международных документов – директивы 98/70/ЕС, Европейских нормативов ЕН 228 и ЕМ 590, Всемирной топливной хартии и др. [7].

Весьма неблагоприятная экологическая обстановка во многих регионах, международные обязательства России по охране окружающей среды определяют большую значимость работ, направленных на её оздоровление, в первую очередь на снижение загрязнения атмосферного воздуха от вредных выбросов ДВС.

1.2. Проблемы и перспективы применения природного газа для автомобильного транспорта

Российский транспортный комплекс в основном оснащается двигателями отечественного производства, причем основную долю составляют традиционные поршневые двигатели. Вырабатываемая около 85% энергии, ДВС являются основными потребителями нефтяного топлива. Так, автотранспорт в странах СНГ потребляет в год около 60 миллионов тонн топлива, причем потребность в топливе постоянно возрастает [90]. Отмечено, что транспортные двигатели потребляют более 90 % жидкого нефтяного топлива, которого, по официальным статистическим данным, было выпущено в России в 1999 году около 74 млн. тонн (26, 8 млн. тонн автомобильных бензинов и 46 млн. тонн дизельного топлива). В перспективе доля потребления нефтяных топлив, используемых для энергетических установок с ДВС, будет снижаться в связи с сохранением на прежнем уровне добычи нефти в России и увеличением её потребления химической промышленностью в ближайшие годы.

Одним из основных альтернативных видов топлива является в современных условиях природный газ, мировые запасы которого примерно вдвое превышают мировые запасы нефти (рис. 1.4).

Вследствие этого в мае 2003 года на конференции в Порто было отмечено, что главным мотивом перевода транспорта на метан стала необходимость поддержания энергетической безопасности Европы, так как транспортный сектор Европы на 98 % зависит от нефти. Если в ближайшее время не будут предприняты конструктивные меры, то к 2030 году Евросоюз на 70 % будет зависеть от импортных энергоносителей. При этом нефтяная зависимость автомобильного транспорта составит примерно 95 %, поэтому европейским странам необходимо смещать свой топливно-энергетический баланс в сторону максимально возможного замещения нефти другими энергоносителями, поступающими из новых источников.

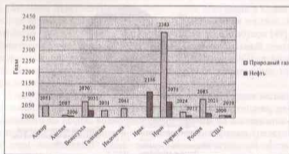


Рисунок 1.4 - Прогнозируемые запасы нефти и природного газа

Именно поэтому сформулировано предложение о переводе к 2020 году 23 % автомобилей Старого Света на альтернативные виды топлива: природный газ - 10 % (23,5 млн.) машин, биогаз - 8 % (18,8 млн.) машин и водород (топливные элементы) - 5 % (11,7 млн.) машин. В соответствии с этими планами суммарный

объем потребления природного газа автотранспортом к 2020 году может составить почти 47 млрд. м³ в год (рис. 1.5).

При работе транспортных средств на КПГ наблюдается заметное улучшение экологических характеристик двигателей внутреннего сгорания. Для грузовых автомобилей грузоподъемностью до 3 тонн выбросы загрязняющих веществ при работе на КПГ по сравнению с работой на бензине меньше в 1,78 раз по оксиду углерода; в 1,12 раза по оксидам азота; в 1,11 раз по диоксиду серы; в 10 раз по формальдегиду; в 2,25 раз по бенз(а)пирену; в 1,2 раз по углеводородам [27]. Еще большее снижение выбросов отмечается в группе грузовых автомашин грузоподъемностью более 3 тонн. Выброс токсических составляющих (г/км) в окружающей среде снижается в среднем по оксиду углерода – в 8 раз, углеводородам – в 3 раза, оксидам азота – в 2 раза, дымности выхлопа – в 9 раз, бенз(а)пирена – в 5 раз [27].

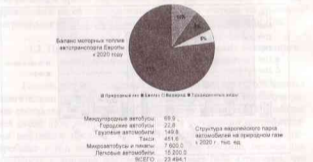


Рисунок 1.5 - Концепция ЕЭК ООН

Природный газ уже используется в качестве топлива примерно для полумиллиона автомобилей в Италии, Канаде и Новой Зеландии. Например, только в 2001 г. компания FIAT продала 17 тыс. метановых автомобилей. В Италии, по оценкам специалистов, находятся в эксплуатации примерно 400 тыс. газовых автомобилей, а компания FIAT со своей крупнейшей и разнообразной

программой выпуска газовых автомобилей является лидером соответствующего сегмента рынка [60]. В Германии насчитывается пока около 30 тыс. единиц, однако, по мнению специалистов, в 2010 г. здесь будут курсировать порядка 300 тыс. газовых автомобилей, а до 2020 г. их количество возрастет в 2 раза. В стране уже зарегистрированы 600 газозаправочных станций, а в перспективе до 2007 г. их количество должно увеличиться до 1000, что позволит обеспечить газом почти 1 млн. автомобилей [60]. В пользу газовых автомобилей свидетельствует целый ряд фактов, иллюстрирующих увеличивающуюся популярность этих транспортных средств. В южносаксонском Земплице в одном из автопарков насчитывается 130 газовых автомобилей, за счет чего удалось сэкономить на стоимости топлива 116 тыс. евро, на 2006 г. запланированы 200 тыс. экономии [60]. Немецкой компании DHL в 2005 г. поставлены для почтовых перевозок 50 легких грузовиков на базе моделей IVECO специальной разработки, оснащенных газовыми двигателями. Компания Irisbus поставила к Олимпийским играм в Афинах 400 автобусов, работающих на газе, а всего было продано примерно 2500 единиц таких автобусов [49]. В Советском Союзе так же был накоплен положительный опыт эксплуатации газовых автомобилей (ГАЗ, ЗИЛ, КамАЗ), в 80-х годах XX века серийно выпускали автомобили, работающие на природном газе.

Таким образом, как за рубежом, так и в нашей стране весьма актуальной является проблема экономии моторного топлива, изготовленного из нефти, возможности его замены на альтернативные виды для использования в двигателях транспортных средств. При этом необходимо иметь в виду, что значительная часть транспортных средств оснащена дизельными двигателями, имеющими высокую топливную экономичность (на 25 ... 30 %) и некоторое экологическое преимущество (в 1,5 ... 2 раза) по сравнению с бензиновыми двигателями [90]. Учитывая данные преимущества, дизели нашли применение практически во всех отраслях хозяйства нашей страны, вследствие чего уровень загрязнения окружающей среды выхлопными газами дизельных двигателей неуклонно возрастает, поэтому особую актуальность представляют исследования по переводу для работы на КПГ именно данного сектора ДВС автотранспортных средств.

1.3. Применение КПГ в качестве альтернативного топлива для дизелей

Особая значимость увеличения масштабов применения природного газа в двигателях автотранспортных средств в настоящее время несомненна.

Для практического решения этой задачи, применительно к дизельным двигателям, существует несколько методов, позволяющих использовать в качестве топлива компримированный природный газ.

При этом большой интерес вызывает влияние совместного применения природного газа и турбонаддува на процесс сгорания в двигателе, «жесткость работы», характеристики тепловыделения, снижение токсичности и дымности ОГ и на улучшение эффективных показателей двигателя.

1.3.1. Основные способы перевода дизелей для работы на КПГ

Достаточной эффективностью обладают так называемые газовые двигатели, которые работают совершенно без жидкого топлива и позволяют получать значительную экономию нефти [29]. Вместе с тем указанный способ связан с основательной модернизацией двигателя, заключающейся в изменении степени сжатия, дополнительной установке системы зажигания и разработке специальной системы регулирования [42...47]. Помимо этого имеются трудности, связанные с эксплуатацией автотранспортных средств, оснащенных однопаливными газовыми двигателями при отсутствии достаточно развитой сети газозаправочных станций на территории России. Учитывая вышесказанное, необходимо признать, что на современном этапе наиболее перспективными являются дизельные двигатели автотранспортных средств, приспособленные работать как на газообразном, так и на жидком топливах и легко конвертируемые.

Данным требованиям в значительной степени соответствуют газожидкостные (газодизельные) двигатели [28]. В отличие от первого, этот способ не требует внесения значительных изменений в конструкцию двигателя и может быть осуществлен для на-

ходящихся в эксплуатации автотранспортных средств. Для перевода дизеля на работу по газожидкостному циклу на впускном трубопроводе устанавливается смеситель – дозатор, разрабатывается схема регулирования на основе заслонок, соединенных с регулятором, причём степень сжатия остаётся неизменной. Далее подбираются оптимальные регуляторы установочного угла опережения впрыскивания топлива и подачи запальной порции дизельного топлива, которая может оставаться неизменной или меняться в зависимости от частоты вращения или нагрузки. Изменения в регуляторе касаются в основном изменений в конструкции привода дроссельных заслонок и установке или ограничителей подачи запального топлива, или переключателей вида топлива (газожидкостный или дизельный процесс). В таком исполнении газожидкостный дизель одинаково пригоден как для работы на газе с запальной порцией ДТ, так и по чисто дизельному процессу, что является существенным преимуществом модернизации [90].

Принцип работы заключается в том, что температура конца сжатия в двигателе устанавливается ниже температуры самовоспламенения газозвоздушной смеси, но выше температуры самовоспламенения жидкого топлива, поэтому, впрыскивая жидкое топливо и получая его самовоспламенение, производится поджигание газозвоздушной среды в цилиндре двигателя. Существуют два варианта для реализации описанного способа на практике. В соответствии с первым вариантом цилиндр заполняется воздухом, а газ под давлением подается в конце сжатия и впрыскивается жидкое топливо. При реализации второго варианта газ и воздух подаются одновременно, заполняя цилиндр к началу сжатия, а жидкое топливо подается обычным способом через форсунку [32]. Интерес к этим способам, возникший в конце 30-х годов минувшего столетия, был вызван наблюдаемым в ряде стран стремлением заменить дефицитное жидкое топливо газом [33].

Проведенные в данном направлении исследования доказали, что конвертация дизельных двигателей экономически выгодна ввиду дешевизны природного газа. По мировым ценам он на 25% дешевле жидкого топлива нефтяного происхождения, на 60% – метанола из природного газа, в 1,25 раза – метанола из угля, этанола и других синтетических топлив, в 4,25 раза – водорода, по-

лученного при разложении воды [24]. Кроме того, природный газ обладает рядом преимуществ перед жидкими нефтяными топливами: узким компонентным составом; отсутствием жидких фракций, содержащих тяжёлые углеводороды и частицы углерода; возможностью более качественного смесеобразования, связанной с одинаковым агрегатным состоянием топлива и воздуха, меньшей склонностью к образованию токсичных веществ при сгорании, большими по сравнению с нефтью разведанными запасами. Вследствие этого уменьшается скорость изнашивания деталей двигателя (более полное сгорание газозвушной смеси, улучшающее условия смазки трущейся пары цилиндр — поршневое кольцо), в меньшей степени происходит разжижение моторного масла (газообразное топливо не смывает масло со стенок цилиндра), значительно снижаются выбросы токсичных веществ в атмосферу как по нормируемым, так и пока не нормируемым (альдегиды, полиароматические и ароматические углеводороды — бензол, толуол, ксилол) компонентам, не накапливаются смолистые отложения в камере сгорания [11].

В настоящее время одним из основных потребителей нефтяного топлива является автотранспорт, а основной энергетической установкой грузовых автомобилей являются дизели, поэтому особый интерес представляет перевод на газовое топливо именно двигателей этого типа. Для обеспечения конвертации дизеля при переводе его на газ наиболее подходящим является газодизельный процесс [28]. Газодизельные двигатели на данный момент являются наиболее распространённым типом двигателя большого литража, работающим на газе. Говоря о газе как об экологически чистом моторном топливе, чаще всего имеют в виду его использование именно в газодизельном варианте. Считается, что это самый результативный и дешёвый способ радикального улучшения экологических и эффективных показателей дизелей [21].

Анализируя основные способы перевода дизелей на использование газообразного топлива, необходимо отметить основные достоинства газодизеля при эксплуатации автотранспортных средств: снижение токсичности, дымности отработавших газов и незначительный выброс дисперсных частиц; более высокий эффективный коэффициент полезного действия при равной с дизелем степени сжатия; возможность получить больший запас кру-

тящего момента при меньшей частоте вращения на режиме максимального крутящего момента; уменьшение расхода дизельного топлива (ДТ) за счёт замещения его газом (возможно довести его экономно до 80...90%); значительное снижение износа цилиндропоршневой группы; увеличение срока службы моторного масла.

Вместе с тем конвертация двигателей в газодизели возможна даже в условиях авторемонтных предприятий, поскольку в конструкцию самого дизеля изменения вносить не требуется — необходима только доработка и установка газобаллонного оборудования [39...40].

Сравнивая два различных способа использования СПГ в дизельных двигателях, необходимо отметить, что наиболее подходящее практическое осуществление этой идеи — газодизельный цикл, при котором двигатель одновременно работает на газом и жидком топливах. Применительно к четырёхтактным дизелям наиболее простым и экономичным, позволяющим применять метод не только на вновь проектируемых и выпускаемых дизелях, но и на уже находящихся в эксплуатации, является способ работы двигателя по газодизельному процессу и подаче газа в такте впуска с воспламенением газозвушной смеси от запальной порции дизельного топлива, подаваемого штатной топливной аппаратурой в конце такта сжатия [90]. При эксплуатации газодизеля одинаково возможна работа двигателя на газообразном топливе с запальной порцией дизельного топлива и на одном дизельном топливе по обычному дизельному процессу, что бесспорно является существенным преимуществом усовершенствования двигателя.

1.3.2. Некоторые результаты создания и применения газодизелей с использованием КПГ в качестве моторного топлива

Серьёзные научно-исследовательские работы, направленные на перевод дизелей для работы по газодизельному процессу, проводились ещё в бывшем СССР. В результате исследований появился целый ряд разработок, связанных с применением КПГ в качестве моторного топлива [28...47].

Первоначально газодизели получили наибольшее распространение в качестве стационарных и судовых силовых установок [34, 36]. В настоящее время особую актуальность приобрели разработки газодизельных модификаций автомобильных двигателей, поэтому в данном направлении выполнен ряд работ, результаты которых нашли практическое применение.

В России газодизельные модификации автомобилей выпускались заводами-изготовителями: КамАЗ, ЗИЛ и ГАЗ. Были разработаны и освоены в производстве газовые дизели КамАЗ моделей 744 и 749 для автомобилей-тягачей КамАЗ моделей 53208 и 53218. Кроме этого для газодизельных автомобилей КамАЗ использовался 8-цилиндровый двигатель КамАЗ 7409.10, который оснащался системой питания, разработанной институтом НАМИ совместно с КамАЗом и ПО «Дизельаппаратура» с сохранением мощностных и экономических показателей на уровне дизельного прототипа для серийного производства.

В конце 2005 г. на 3-й Международной специализированной выставке «GazSUF» компания «Уралтрансгаз» совместно с НИО «Гелиймаш» представили разработанный газовый вариант седельного тягача КамАЗ-5410, особенностью которого является криогенная топливная система, предназначенная для использования сжиженного природного газа [45].

В результате исследований, проводимых в Кировском СХИ по заказу Минсельхозмаша СССР, разработаны и изготовлены макетные образцы тракторов Т-25А, Т-16МГ, «Универсал-445» с системой питания, модернизированной для работы на компримированном природном газе (КПГ). Кроме этого, разработаны газодизель Д-144, макетный образец сварочной установки АДД-4002У1 и самоходный погрузчик 17.92 для работы на КПГ [82...90].

Разработка газодизельных модификаций двигателей осуществляется в НАМИ, где совместно с НИЦИАМТом на газодизельный цикл переведен дизель с непосредственным впрыскиванием «Татра Т-3-929» рабочим объемом 15,825 л, степенью сжатия 16,5 самосвала Татра-815С2. При переходе с базового дизеля на газодизель расход топлива газодизеля составил: ДТ – 16 л/100 км, газа – 24,5 м³/100 км, при этом максимальная скорость и ди-

намика автомобиля «Татра-815С2» остаются практически неизменными.

В Киевском автомобильно-дорожном институте (КАДИ) разработан газодизель ЯМЗ-236 (6Ч 13/14), в котором используется качественное регулирование мощности путем изменения подачи газообразного топлива с помощью дозатора газа при регулируемом поступлении воздуха. При работе двигателя на режиме с $n=2100$ мин⁻¹ и снижении нагрузки от полной ($N_e=125$ кВт) до $N_e=60$ кВт запальная доза дизельного топлива оставалась примерно постоянной и равной 32 мм³ (38 % от номинальной ЦПТ), а затем снижалась до 20 мм³ при $N_e=15$ кВт.

В Национальном транспортном университете (НТУ, г. Киев) совместно с Институтом газа Национальной академии наук Украины (ИГ НАН Украины) разрабатываются системы питания и регулирования для конвертирования автомобильных дизелей в газодизели [70...72]. В результате научных работ создан целый ряд газодизельных модификаций различных дизелей: ЯМЗ-238, ЯМЗ-240, СМД-23.07 и др. [80, 81], имеется опыт создания газобаллонного автомобиля БелАЗ [73].

Для автомобилей КраЗ разработан газодизель СМД-31.15 с двухрежимным регулятором частоты вращения, имеющий систему питания и регулирования, особенностью которой является непрерывная подача газа во впускную трубу под приблизительно постоянным избыточным давлением, которое можно настраивать в пределах от 0,01 до 0,04 МПа. При таком способе расход газа через дозатор очень мало зависит от частоты вращения коленчатого вала, поэтому при снижении частоты вращения цикловая подача газа в цилиндры газодизеля увеличивается, соответственно увеличивается крутящий момент, т. е. происходит самокорректирование подачи газа, обеспечивая получение большого запаса крутящего момента [61]. Кроме этого на ОАО «ЛАЗ» налажен выпуск газодизельных автобусов модели 1414-03, оснащенных дизелями ЯМЗ-236А, ЯМЗ-236НЕ, ЯМЗ-236НЕ2, переоборудованными для работы по газодизельному циклу, мощностью 143...169 кВт, имеющими расход дизельного топлива 10,4 л/100 км, газа - 24,5 м³/100 км. При этом годовые эксплуатационные затраты снизились в среднем на 41470 руб. относительно базовых моделей. По данным работ [70... 81] известно, что для работы по газодизельному

циклу были переведены 12-цилиндровые дизели ЯМЗ-240 и ЯМЗ-240-ОН1 (12Ч 13/14) и двигатель ЯМЗ-238 ГД (8Ч 13/14). Разработанные модификации дизелей были испытаны на грузовых автомобилях общего назначения МАЗ-500А-ГД и КраЗ-256Б-ГД, на большегрузных карьерных самосвалах БелАЗ-548А-ГД грузоподъемностью 38 тонн, на автомобильном кране КС-3577-2 и на агрегате А-50 для освоения нефтяных и газовых скважин. Проведенные испытания показали отсутствие снижения мощности на газодизельном варианте, возможность практической эксплуатации при значительном сокращении затрат на моторное топливо. В работе [28] сообщается, что проведены работы по переводу на природный газ 6-цилиндрового дизеля СМД-62 на базе трактора Т-150К и созданию газодизеля 8ЧН 25/34-3ГД.

В настоящее время целый ряд мировых автомобильных компаний занимается разработкой и производством газодизелей различной размерности для оборудования автотранспортных средств.

Выпуском двухтактных газодизелей занимается австрийская компания «Иенбахер». Она производит газодизели размерности 12Ч 23/34 и 2Ч 42/56 с величиной запальной доли дизельного топлива равной 7,2...8,4 %.

Компания IVECO предлагает для легких грузовиков Daily S двигатель, работающий на компримированном природном газе. Баллоны с газом, размещенные под полом, обеспечивают запас хода до 360 км. Базовым двигателем является дизель объемом 2,8 дм^3 и мощностью 106 л.с., который после конвертации соответствует нормам Евро-5. Вместе с тем выпускается городской автобус Aroga с новым газовым двигателем IVECO Cursor 8CNG, представленным в двух вариантах мощностью 209 л.с. и 272 л.с. [49].

Известно, что для выпускаемого на заводе в Сеуле легкого (грузоподъемность 3,5 т) грузового автомобиля К-3500 по контракту с Корейским институтом машиностроения и металлов разработана газодизельная модификация. Автомобиль оснащен модернизированным серийным дизелем SL-2 (4Ч 10,0/10,0) с непосредственным впрыскиванием рабочим объемом 3,5 дм^3 , степенью сжатия 17,5 и углом опережения впрыскивания топлива 19° п.к.в.

На базе дизеля РАБА Д2156НМ6И (Венгрия) рабочим объемом 10,35 дм^3 и степенью сжатия 17,0 разработана газодизельная модификация, прошедшая успешные испытания на двух автобусах: «Икарус-280» и «Икарус-260». Расход топлива в городском цикле автобуса «Икарус-280» составил: ДТ – 12,3 л/100 км, газа – 40,4 м³/100км, автобуса «Икарус-260» составил, соответственно, 8,1 л/100 км и 39,0 м³/100км. В работе [55] имеются сведения о том, что японская фирма «Тойота» разработала систему питания дизелей, переводимых с дизельного топлива на газ по двухтопливной схеме. К примеру, модернизированы для работы на природном газе 4-цилиндровый дизель с вихревой камерой «Риккардо Комет» МК-5 и серийный дизель объемом 1,47 л с турбонаддувом.

В настоящее время компания Cummins выпускает 6-цилиндровые двигатели объемом 5,9 и 8,3 литра - В Gas Plus Евро-3 и С Gas Plus Евро-3, которые могут работать на сжатом и сжиженном природном газе и использоваться на автомобилях средней грузоподъемности и автобусах. Известная фирма MAN производит городской автобус MAN Lionis City, оборудованный двигателем, работающем на природном газе, который уже сегодня выполняет нормы Евро-5 мощностью 245 л.с.

По всему миру эксплуатируются более 2500 автобусов MAN и Neoplan, использующих СПГ в качестве моторного топлива. Газовый двигатель MAN E 2876 LUN 03 уже сегодня выполняет строгие стандарты EEV (Enhanced Environmentally Friendly Vehicles), которые находятся в пределах норм Евро-5, вводимых позже, кроме этого указанным требованиям отвечает газовый двигатель компании VOLVO, устанавливаемый на автобусы [49].

Учитывая приведенные сведения, можно сделать вывод, что к настоящему моменту накоплен определенный опыт переоборудования дизелей для работы на природном газе, в частности имеются примеры использования двигателей, конвертированных для работы по газодизельному циклу как в нашей стране, так и за рубежом.

Вместе с тем необходимо констатировать факт, что работ по переводу дизелей автотранспортных средств для работы по газодизельному процессу недостаточно, поэтому данное направление исследований играет значительную роль в обеспечении дальнейших перспектив транспортного комплекса России.

1.4. Особенности рабочих процессов дизельных и газодизельных двигателей с турбонаддувом

Одной из важнейших задач теории сгорания в дизеле является изучение структуры топливного факела, в объеме которого могут протекать химические превращения, так как присутствует топливо в различных соотношениях с воздухом. Характеристики процесса сгорания в дизелях с объемно-плечным смесеобразованием зависят от динамики и структуры факелов распыленного топлива, их числа и ориентации в пространстве, взаимодействия факелов с воздушным зарядом цилиндра и стенками камеры сгорания. Это необходимо учитывать при разработке математической модели смесеобразования и сгорания в дизелях, а так же при решении практических вопросов по интенсификации, оптимизации и управлению характеристиками процесса сгорания [91].

1.4.1. Основные характеристики топливоподачи, впрыска и распыливания топлива в КС дизеля и газодизеля

Известно, что в процессе истечения из сопла форсунки струя углеводородного топлива разгоняется до больших скоростей. Сразу же после ее вылета происходит резкое расширение струи. Гидравлический удар совместно с турбулентными пульсациями и волновыми колебаниями порождают силы, превосходящие поверхностное натяжение жидкости, что приводит к распаду струи на капли, каждая из которых движется с определенной скоростью. При впрыскивании топлива в МВС через многосопловую форсунку в цилиндре газодизеля с турбонаддувом происходит распад одиночных струй и совместное их взаимодействие в КС с образованием характерных зон с различной концентрацией углеводородного топлива и МВС.

Дизельный топливный факел появляется и развивается в течение всего периода впрыска топлива, осуществляемого по строго заданному закону в определенные фазы рабочего цикла при очень малой продолжительности и направлении топлива в определенные области камеры сгорания. При этом мельчайшие топливные частицы впрыскиваются с большими скоростями и значительной дальностью, в зависимости от перепада дав-

лений в распылителе. Топливный факел имеет циклический характер, так как образуется и прогрессирует при переменном давлении подачи, поэтому начальной задачей описания рабочего процесса в цилиндре дизеля является установление закономерностей развития топливного факела, его геометрических размеров и физической структуры.

Динамика подачи топлива достаточно полно оценивается так называемой характеристикой впрыска топлива в дифференциальной или интегральной формах: первая характеризует скорость поступления топлива в камеру сгорания, а вторая долю впрыснутого топлива. Основным критерием впрыска также является продолжительность впрыска, показывающая время в градусах п.к.в., в течение которого топливо поступает в цилиндр [101].

Вместе с тем большое значение имеет характеристика давления впрыска, определяющая мелкость распыливания топлива, скорость распространения и дальность факела. Мелкость распыливания обуславливает интенсивность процессов тепло-массообмена внутри факела (микросмещение), а параметры топливного факела – охват топливом объема камеры сгорания, вовлечение воздуха в теплофизические процессы (макросмещение) и вероятность возникновения пристеночного смесеобразования.

Проведенный анализ исследований [91...122] позволяет утверждать, что существующие методы экспериментального исследования характеристик распыливания топлива форсунками не дают полной и объективной информации о динамике и структуре нестационарной импульсной струи топлива, впрыскиваемой в высокотемпературную среду с переменной плотностью, особенно в условиях начавшегося горения, а представления о структуре дизельного топливного факела не получили окончательного развития, так как современные модели базируются на различных предположениях, порой достаточно противоречивых и не отражающих физическую картину явлений.

В результате ранее выполненных исследований развитие топливного факела в цилиндре дизеля описывалось так называемой объемной моделью, в которой плотность распределения капель внутри факела и их скорости уменьшаются по мере удаления от сопла примерно по степенной зависимости гиперболического типа.

Однако объемная модель факела не объясняет полученные в последнее время данные о незначительном торможении капель в осевом потоке между соплом и фронтом факела, большой концентрации жидкого топлива во фронтальной зоне и др. С этими данными хорошо согласуется зонная модель нестационарного топливного факела, в соответствии с которой движение топлива имеет струйный характер, т. е. последующие капли летят вслед за предыдущими, поскольку за быстро движущимися частицами образуется зона пониженного давления, способствующая ускорению следующих капель на ту же траекторию [94]. Капли летят вплоть до переднего фронта факела по расходящимся лучевым траекториям практически без торможения, с постоянными скоростями, близкими к скорости истечения топлива из сопла распылителя. Во фронте факела резко возрастает сопротивление окружающей среды продвижению капель и происходит их быстрое торможение. При потере скорости головной частицей через короткое время ее нагоняет и вливается в нее следующая за ней частица. Получив новый импульс и увеличив массу, фронтальная частица скачком увеличивает скорость, после чего снова начинает режим ее торможения. Такой цикл повторяется многократно. Масса фронтальных частиц изменяется (вследствие коагуляции и испарения), а их средняя скорость постепенно замедляется. Таким образом, в топливном факеле можно выделить две зоны: фронтальную с высокой плотностью распределения частиц, движущуюся со скоростью вершины факела, и зону шлейфа с более редким распределением капель, летящих с общими скоростями почти без торможения [94].

Во многих исследованиях отмечается, что частицы в факеле движутся независимо только при расстоянии между каплями более $6d_k$ по фронту движения и $12d_k$ (d_k – диаметр капли) по направлению движения частиц [91...95]. При этом если капли движутся на расстоянии менее $6d_k$ по фронту, скорость их несколько возрастает по сравнению с одиночной каплей, что объясняется частичным уменьшением трения со средой в тех частях периметра, которыми они обращены друг к другу. Частицы расталкиваются, так как падает давление за каплей и повышается по сторонам от нее. В тоже время при движении каплей друг за другом последующая капля не отстает от предыдущей, если находится на расстоянии меньше $12d_k$. Видимо, это связано с возникновением

на трассе движения капель воздушной турбулентной дорожки, которая характерна спутным потокам газа, что снижает сопротивление движению каждой последующей капли. Примерный расчет средней плотности рассеивания частиц топлива в факеле показывает, что среднее расстояние между частицами не превышает вышеуказанных значений.

Например, если принять, что впрыскивается $V_v = 100 \text{ мм}^3$ топлива и капли имеют характерный для ДТ размер 10 мкм , то число частиц в факеле $z = 0,25 \cdot 10^8$, а средний объем, приходящийся на каждую частицу, $V_{cp} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^3$. Тогда среднее расстояние между частицами составляет $l_{cp} = 0,075 \text{ мм}$, откуда следует $l_{cp}/d_k = 75/10 = 7,5$.

Допуская равномерное распределение капель, можно отметить, что частицы находятся на расстояниях, вызывающих взаимодействие, однако распределение капель неоднородно и по фронту, и по направлению движения, поэтому возникают области, где расстояния больше критических (периферия факела), и области, где они существенно меньше (ядро факела), что характерно для устья факела с высокой плотностью частиц, так как они образуются из цельной струи при ее распаде.

Рассмотрение физической модели динамики и структуры факела распыленного топлива в дизелях с турбонаддувом является чрезвычайно сложной задачей, однако проведенные исследования позволяют, с некоторыми доработками, уточнить зонную модель топливного факела. Известно, что истечение топлива из форсунки – процесс неустановившейся, зависящий не только от перепада давлений, но и от динамики запорного органа форсунки, гидродинамических характеристик каналов распылителя, сжимаемости и вязкости используемого топлива. Во время истечения топлива из распылителя дизельной форсунки с высокими скоростями распад струи начинается непосредственно вблизи сопла. При этом первоначально образуются нити, пленки и крупные капли, которые затем под действием турбулентных пульсаций, сил поверхностного натяжения и аэродинамического сопротивления дробятся на более мелкие капли [121]. Основная причина распада струи – турбулизация потока в распылителе форсунки, происходящая в результате дроселирования, изменения сечения и направления потока, а также обтекания острой входной кромки и шеро-

ховатости соплового отверстия. Возникшая в распылителе турбулентность потока сохраняется некоторое время и на начальном участке полета струи в газовой среде; она вызывает поперечные пульсации потока распыленного топлива и дальнейший распад жидких частиц [93]. Энергия турбулентных пульсаций пропорциональна кинетической энергии жидкого потока в распылителе, т.е. квадрату скорости потока. В связи со значительным изменением скорости истечения топлива и ее пульсаций изменяются интенсивность турбулентности струи и мелкость распыления топлива. В начале впрыска скорость истечения топлива невелика, но значительны турбулентные возмущения потока в каналах распылителя, связанные с дросселированием потока под иглой и заполнением каналов распылителя топливом. После посадки иглы форсунки на упор скорость впрыска достигает большего значения, поэтому турбулизация потока также велика. В конце впрыска скорость потока снижается, возмущения потока при движении иглы от упора к седлу меньше, чем при подъеме иглы, в связи с чем турбулизация струи резко уменьшается. В результате наблюдается быстрое уменьшение среднего диаметра капель распыленного топлива в начале впрыска, малое его изменение в течение основного впрыска и значительное увеличение в конце впрыска [121].

Под влиянием пульсаций скорости истечения топлива из форсунки и поперечных турбулентных пульсаций потока жидкости струя распыленного топлива вблизи форсунки имеет волновую форму с местными расширениями (уплотнениями) и сужениями (разрежениями) потока. Это явление объясняется разрывом вытекающей из распылителя струи на отдельные распадающиеся порции топлива. Рост скорости истечения топлива из форсунки в начальной фазе впрыска, уменьшение скорости в заключительной фазе и пульсации скорости вызывают своеобразное двухстадийное развитие факела распыленного топлива в условиях дизеля: зонное на начальном участке (участок резкого торможения факела) и струйное на основном.

На начальной стадии в развивающийся факел периодически с частотой пульсаций скорости истечения топлива из форсунки врываюся высокоскоростные струи, которые быстро продвигаются к головной части факела, раздвигая и уплотняя ранее сформировавшийся поток капель. При этом дискретные скопления капель, дви-

жущихся от форсунки, рассредоточиваются, разреженные перемычки между ними уплотняются. Из-за аэродинамического сопротивления внутри факела в лобовой части каждой последующей пульсирующей струи образуется уплотненный передний фронт. На участках резкого нарастания скорости впрыска отдельные струи могут преодолеть лобовое сопротивление и выдвинуться в авангард факела, перекрывать одну или несколько предыдущих струй. В данном случае передние фронты этих струй совмещаются, образуя местные сгустки капель. Отдельные сталкивающиеся капли могут слиться в более крупные частицы, что также увеличивает местную концентрацию топлива [91].

При подаче больших порций топлива и при большой дальности факела происходит дальнейшее изменение его структуры на второй стадии развития. В поперечном сечении факела плотность распределения капель и их диаметры быстро уменьшаются при удалении от центра. В связи с этим периферийные потоки капель тормозятся быстрее, чем осевой поток, постепенно отстают и отрываются от него. На участке возрастающей скорости впрыска топлива высокоскоростной осевой поток элементарной пульсирующей струи догоняет осевой поток предыдущих струй, внедряется в него, подталкивает и уплотняет его. Одновременно в связи с сопротивлением окружающей среды уплотняется осевой поток и со стороны головной части факела. При этом возможна коагуляция (слияние) отдельных капель. В результате указанных процессов после начальной стадии развития факела в его головной части формируется протяженное осевое капельно-жидкое ядро с повышенной плотностью распределения частиц (расстояние между ними порядка диаметра капель), окруженное сравнительно разреженной оболочкой из отстающих капель (расстояние между каплями на порядок больше их диаметров). В ядре факела движение капель имеет струйный характер, что создает условия для большой скорости полета частиц [94]. В результате подпитки осевого ядра последующими порциями топлива постепенно увеличивается его масса и длина. Образуется своеобразная кумулятивная струя, обеспечивающая продвижение факела в глубь камеры [109]. Передняя часть струи, встречая повышенное сопротивление окружающей среды, деформируется, разрушается и отбрасывается в сторону, образуя уплотненный грибовидный

передний фронт факела. Капли, попавшие во фронт, быстро тормозятся, отстают от продолжающей движение вершины факела и постепенно рассредоточиваются турбулентными газовыми потоками внутри оболочки факела. Скорость продвижения капель в ядре меньше скорости истечения из сопла, но больше скорости вершины факела. При развитии факела происходит непрерывное разрушение передней части осевой струи и обновление фронта факела.

Предположительно, развитие топливного факела определяется движением его фронтальной зоны. Принятая модель [101] позволяет рассматривать зону фронта факела как тело переменной массы, к которому непрерывно подводится топливо из шлейфа факела. С другой стороны, окружающая среда за счет сил аэродинамического сопротивления препятствует продвижению зоны факела. Тогда в момент времени τ , когда фронт факела продвинулся от сопла на расстояние x , текущая масса топлива в зоне фронта факела будет M , а скорость фронта факела — U_ϕ . За промежуток времени dt в зону фронта из шлейфа подлетает элемент массы топлива dM со скоростью U_c . Здесь под элементом топлива понимается совокупность капель, достигших зоны фронта факела за время dt . Его масса может быть определена из характеристики топливоподачи. За это же время dt скорость фронта факела изменится на величину dU_ϕ , поскольку действует сила аэродинамического сопротивления Q . Применяв закон изменения количества движения, получим

$$(M + dM)(U + dU_\phi - MU_\phi - dMU_c) = -Q dt. \quad (1)$$

После преобразования (1) уравнение движения фронта факела представим в следующем виде:

$$M \frac{dU_\phi}{dt} = -Q + \frac{dM}{dt} (U_c - U_\phi). \quad (2)$$

При изменяющемся давлении топливоподачи текущая скорость впрыска является переменной и определяется через текущее давление впрыска:

$$U_{впр} = \varphi_c \sqrt{2(p_{впр} - p_c / \rho_m)}, \quad (3)$$

где p_c — давление газовой среды; φ_c — коэффициент скорости; ρ_m — плотность топлива. Если принять $U_c = U_{впр}$ для частиц топлива то U_c будет так же функцией давления впрыска или времени. При этом U_c окажется зависящей от x и характеристики вырыска, так как подлетающий элемент топлива может состоять только из тех частиц, которые к данному времени t_i могут достичь зоны фронта и момент впрыска которых τ , удовлетворяет неравенству

$$\varphi_c \sqrt{2(p_{впр} - p_c / \rho_m) (\tau - \tau_i)} \geq x. \quad (4)$$

Масса элемента топлива dM , подлетевшая к фронту в интервале времени $\tau - \Delta\tau$, τ , составит величину

$$dM = \varepsilon_c \rho_m \frac{\pi d_c^2 \tau_c}{4} \int_{\tau_i}^{\tau} U_{впр} dt. \quad (5)$$

Масса топлива в зоне фронта факела M определяется суммированием масс элементов топлива, достигших зоны к моменту t . Для определения среднего диаметра капель могут использоваться уравнения, описывающие функцию распределения капель по размерам в зависимости от давлений впрыска, физических свойств газа и жидкости а также геометрии сопла.

Анализируя результаты экспериментальных и теоретических исследований динамики и структуры топливных факелов [91...110], можно предположить следующую структурную схему факела распыленного в МВС топлива, учитывающую особенности впрыска в наддувных газодизелях.

Возможно предположить, что при большой плотности метановоздушного заряда, характерной для наддувных дизелей, будет происходить более быстрое и значительное торможение капель в периферийных струях шлейфа факела по сравнению с осевым потоком. В объеме факела обнаруживается значительная неоднородность распределения в МВС капель распыленного топлива в поперечном и в продольном направлениях. Наибольшая концен-

трация капель создается в осевом ядре, в переднем фронте факела и во фронтах элементарных пульсирующих струй. Видимо, в шлейфе факела частицы топлива выстраиваются по трассам, двигаясь почти без замедления при незначительном тепло- и массообмене, сопровождаемые потоком МВС, а во фронтальной зоне резко вступают в тепловое и силовое взаимодействие с МВС. Кроме этого, в продольном сечении факела концентрация капель изменяется в зависимости от скорости вырыска топлива и соответствующей ей скорости разрушения осевой струи. Капли, летящие по расходящимся траекториям от сопла, не могут самостоятельно продвигаться на большую глубину и заполняют лишь небольшой объем факела, примыкающий к соплу. В остальной объем развитого факела капли попадают, по-видимому, более сложным путем: основная масса капель транспортируется скоростной осевой струей, достигает головной части факела, где встречается с невозмущенной МВС и затем рассеивается в шлейфе за перемещающимся фронтом факела. Наряду с этим возможен также отрыв некоторого количества капель от боковой поверхности осевой струи. Расположение капли по длине факела еще не определяет время ее пребывания в цилиндре. Действительно, капли, образовавшиеся в начале вырыска в МВС и попавшие на периферийные траектории, могут оказаться недалеко от распылителя, в то время как в головной части факела будут находиться капли, образовавшиеся на более поздних стадиях вырыска.

1.4.2. Особенности процессов смесеобразования, воспламенения и горения в цилиндре дизеля и газодизеля с турбонаддувом

По оценкам исследователей условия возникновения и развития пламени в цилиндре дизеля зависят от типа смесеобразования, фазы горения и локальных температурно-концентрационных и гидродинамических характеристик заряда [91]. Рабочий процесс современных дизелей с турбонаддувом отличается высокими параметрами состояния газового заряда цилиндра в конце сжатия, а горение в наддувных газодизелях происходит в условиях длительного существования многофазной топливовоздушной смеси. Одним из главных условий развития дизельного процесса явля-

ется наличие в камере сгорания высоких температур и давлений, так как движение капель топлива с очень большими скоростями в горячей и плотной среде вызывает развитие одновременно трех процессов: торможения, нагрева и испарения капель. В соответствии с принятой моделью топливного факела теплообмен между воздухом и частицами топлива невелик в шлейфе, а в основном происходит в зоне фронта факела, где капли встречаются со средой. Предполагается, что в нестационарном топливном факеле имеется многофазный топливовоздушный заряд за зоной фронта, а жидкое топливо в основном находится только во фронте факела. В процессе теплообмена в зоне фронта факела температура капель топлива и среды окружающего микрообъема стремятся друг к другу, поэтому условно конец каждого процесса теплообмена будет характеризоваться равенством местных температур топлива, воздуха и смеси: $T_v = T_\phi = T_p$. Следовательно, теплообмен в факеле можно свести к совокупности микропроцессов тепло-массообмена единичных капель топлива, находящихся в зоне фронта, при обтекании их потоком газа со скоростью U_ϕ и с учетом механизмов испарения и коагуляции в зоне фронта факела. Для частного случая без коагуляции возможно применение методики расчета нагрева и испарения капель [101] на основании следующих уравнений: движения капли топлива:

$$\frac{dU_c}{d\tau} = -\frac{3}{8} c \frac{\rho_{ex} U_c}{\rho_c r_c}; \quad (6)$$

подвода теплоты к капле:

$$q = 2\pi R_{cu} Nu \cdot r_c (I_c - I_c) \frac{\lambda}{e^{\lambda r_c} - 1}; \quad (7)$$

прогрева капли:

$$\frac{dT_c}{d\tau} = \frac{1}{m_c c_{pc}} \left(q - \frac{dm_c}{d\tau} \lambda \right); \quad (8)$$

скорости испарения капли:

$$\frac{dm_s}{dt} = - \frac{\pi d_s G_s D}{RT} - Nu \cdot \rho_s \ln \frac{p}{p_s - p_{T,H}} \quad (9)$$

При решении системы уравнений исходными данными являются начальные размер, температура и скорость капли, давление и температура газовой среды, определяются же во времени количество теплоты, поглощенное каплей, количество испаренного топлива, температура жидкости, радиус капли и т. д. Знание характеристик испарения топлива необходимо для понимания природы смесобразования и сгорания в дизельном и газодизельном циклах работы двигателя.

Эффективность работы ДВС – его мощные и экономические показатели – в значительной степени определяется и лимитируется особенностями процесса сгорания. По оценкам специалистов, требования к процессу сгорания в двигателях могут быть сформулированы в общем виде следующим образом: сгорание должно обеспечивать своевременное и возможно более полное выделение тепла с оптимальными в отношении допустимой жесткости работы двигателя скоростями повышения давления при минимальных потерях тепла в стенки, так как замедленное сгорание приводит к снижению эффективности рабочего цикла из-за уменьшения фактической степени расширения [158]. До настоящего времени отсутствуют точные методы расчета процессов горения в двигателях, причина этого заключается в том, что горение представляет собой крайне сложный процесс, развивающийся в условиях быстро изменяющихся температур и концентраций реагирующих веществ.

В данном случае вопрос чрезвычайно осложнен тем, что химическое превращение, составляющее основу процесса горения, осуществляется в условиях обязательно сопутствующих ему физических процессов тепло- и массообмена. Тесное взаимодействие процессов химического превращения и физических процессов теплопередачи и диффузии составляют основную, неотъемлемую сущность горения, причем формы такого взаимодействия могут значительно различаться в тех или иных конкретных слу-

чаях. Формы взаимодействия определяются, с одной стороны, особенностями химических реакций, в частности, зависимостями их скоростей от температуры и концентрации исходных веществ и образующихся промежуточных продуктов, а с другой – особенностями процессов переноса, скорость которых, в свою очередь, тоже зависит от температуры. В большинстве технических процессов горения исходная смесь не бывает однородной – горение происходит в условиях одновременно идущих процессов испарения капель жидкого топлива и смешения его паров с воздухом, причём тепло, необходимое для испарения топлива, подводится из зоны химического превращения. В таких случаях процессы тепло- и массообмена приобретают еще большее значение и оказывают решающее влияние на скорость горения.

Важным этапом в создании теории горения явилась разработка одним из крупнейших ученых, лауреатом Нобелевской премии, академиком Н.Н. Семёновым основ теории цепных химических реакций и теории теплового взрыва. Идеи Н.Н. Семёнова получили дальнейшее развитие в работах его сотрудников: В.Н. Кондратьева, Я.Б. Зельдовича, Д.А. Франк - Каменецкого, О.М. Тодеса, А.С. Соколика и К.И. Щелкина. Процессы горения в двигателях изучали Д.Н. Вырубов, Н.В. Иноземцев, М.М. Масленников, Т.М. Мелькумов и многие другие. Большие работы по теории горения проведены А.С. Предводителевым, Л.Н. Хитрым, Е.С. Щетинковым и их учениками.

В условиях камеры сгорания с повышенным давлением воспламенение связано не только с цепными процессами, но и с тепловым саморазогревом реакций. Источником разветвлений при окислении углеводородов являются относительно устойчивые продукты неполного окисления углеводородных радикалов – органические перекиси и альдегиды. Тепловое ускорение имеет место в завершающей стадии воспламенения; а основные стадии процесса имеют автокаталитический характер. Это объясняет наличие значительного периода индукции при газофазном окислении углеводородов, развивающемся по цепному механизму с выродженными разветвлениями. Медленное окисление углеводородов сопровождается слабым свечением реагирующей смеси в виде распространяющегося холодного пламени [124...129]. Причины ускорения предпламенных реакций могут быть разветвле-

ния цепей (так называемый цепной взрыв) и прогрессивный саморазогрев реагирующей смеси (тепловой взрыв). Обычно оба фактора действуют совместно – в начальных стадиях процесса преобладает цепное самоускорение реакции, в последующих – тепловое, что дает так называемый цепочно-тепловой взрыв.

А.С. Соколик, рассматривая кинетическую гипотезу с позиции цепных окислительных процессов, положил в основу следующие утверждения.

1. В области высоких температур с повышением давления температура воспламенения понижается.

2. При высоких температурах пламя возникает после непрерывного ускорения реакции и фактически сводится к взрыву СО, представляя собой одностадийный процесс. При низких температурах горячее пламя возникает после холодного пламени, и процесс воспламенения проходит в несколько стадий с образованием вначале холодного пламени по перекисной схеме, переходящего затем в голубое пламя с завершающим взрывом СО.

3. Одностадийное воспламенение, очень чувствительное к температуре, имеет точечный характер, многостадийное воспламенение – объемный.

4. В условиях дизеля (повышенное давление), в охлажденном топливном факеле, возможен низкотемпературный многостадийный механизм окисления, проявляющийся как цепное ускорение с вырожденными разветвлениями, создающими условия для теплового взрыва.

На рисунке 1.6 представлены границы областей воспламенения углеводородов: линия АБ – граница одностадийного воспламенения, линия БВГ – граница многостадийного воспламенения. Заштрихованная область определяет границы холодного пламени без воспламенения, а штриховая линия 1 – 2 – границу раздела между одно- и многостадийным воспламенением, указывающую на расширение области многостадийного окисления с ростом давления [129].

Распространение пламени осуществляется без внешнего воздействия на систему. Очередные слои или объемы горючей смеси воспламеняются за счет энергии, выделяющейся при сгорании предшествующих слоев той же смеси.



Рисунок 1.6 – Характеристики воспламенения углеводородных смесей

В отличие от этого для воспламенения необходим подвод энергии извне, например, нагревание горючей смеси адиабатическим или ударным сжатием. При самовоспламенении система "горючее-окислитель" находится в таких условиях, при которых по всей массе смеси или в отдельных ее частях относительно большого объема начинается развитие прогрессивно самоускоряющихся химических реакций, завершающихся возникновением пламени [158].

По имеющимся данным для метана максимальная скорость распространения пламени в воздухе при атмосферных условиях [156]: $u_{\text{н}} = 33,8$ см/с, при содержании топлива в смеси 9,96 %.

В цилиндре газодизеля влияние на $u_{\text{н}}$ давления и температуры при горении CH_4 очень сложное, причем последнее влияет более значительно. Так, по данным Л. И. Хитрина [173] для воздушной смеси метана максимальное значение $u_{\text{н}}$ изменяется в 9,3 раза при возрастании температуры на 660 К.

Данные исследований свидетельствуют, что распространение фронта пламени метана по метановоздушной среде требует больших энергетических затрат. Для распространения пламени в газодизеле характерны критические явления, когда в локальных объемах в определенных случаях незначительные изменения давления, температуры или концентрации способны резко изменить скорость протекания процесса. Это объясняется теорией пределов распространения пламени Я. Б. Зельдовича [172], исходя из зависимости температуры фронта от скорости его распространения

при учёте тепловых потерь. Известно, что от концентрации топлива в смеси и его теплотворности зависят верхний C_u и нижний C_n концентрационные пределы распространения пламени в газодизеле с турбонаддувом. Метан является более легким, чем воздух, и кривые его сгорания (скорость пламени в зависимости от концентрации метана) в метановоздушной среде целиком лежат в тепловой области. Установлено, что для метана стехиометрический концентрационный предел распространения пламени в метановоздушной среде составляет $C_{стех} = 9,5\%$ и имеет граничные значения $C_u = 5,0\%$, а $C_n = 15,0\%$.

Вместе с тем необходимо учитывать тот факт, что влияние увеличения давления на верхний концентрационный предел распространения пламени метана имеет большое значение. Так, если при нормальных условиях для метановоздушной смеси стехиометрического состава $C_u = 5,0\%$, $C_n = 15,0\%$, то при повышении давления до 40 МПа C_u возрастает до 46%. При этом концентрационные пределы распространения пламени в сложных горючих смесях C_u зависит от концентрации C_i компонентов.

Одним из условий протекания процесса горения метановоздушной среды в цилиндре газодизеля является, помимо необходимого уровня энергии активации, возможность соударения реагирующих молекул. Это условие выполнимо лишь в случае хорошего перемешивания метана, углеводородного топлива и воздуха, то есть образования гомогенной смеси. В цилиндре газодизеля с турбонаддувом в объеме топливного факела будет иметь место турбулентный газовый поток, в котором наблюдается турбулентная или молярная диффузия. Однако и при турбулентной диффузии, приводящей к перемешиванию конечных объемов газа, процесс полного, то есть молекулярного, перемешивания заканчивается только за счет молекулярной диффузии. При молекулярной диффузии смешение газов определяется скоростью движения молекул и длиной их свободного пробега и оценивается коэффициентом молекулярной диффузии, который с увеличением температуры возрастает [147...152]. Для метана коэффициент молекулярной диффузии при 0°C и атмосферном давлении составляет $0,196 \cdot 10^5 \text{ м}^2/\text{сек}$ [147...152]. Происходящая в цилиндре газодизеля турбулентная диффузия выражается в переносе молей газа в другую среду за счет турбулентных пульсаций, вследствие

чего процесс перемешивания существенно интенсифицируется. В турбулентном потоке мгновенные значения локальных скоростей непрерывно меняются, а определяющей величиной будет средняя квадратичная величина пульсационной скорости и средняя длина пути смешения, которую проходит элементарный объем газа по отношению к остальному газу, прежде чем он потеряет свою скорость и очертание [154...156]. Интенсивность турбулентной диффузии неизмеримо выше, чем молекулярной, поскольку масштаб турбулентности в десятки тысяч раз больше длины пробега молекулы. Таким образом, в метановоздушном расслоенном топливном заряде турбулентный диффузионный поток ускоряет кинетические процессы переноса промежуточных продуктов низкотемпературного окисления метана, и их активные центры инициируют процессы воспламенения метанотопливовоздушной среды в менее подготовленных локальных объемах.

При анализе рабочих процессов, протекающих в цилиндре дизеля с турбонаддувом, работающего по газодизельному циклу, следует исходить из того, что общими чертами внутрицилиндровых течений метановоздушной среды являются нестационарность, турбулентность, трехмерность, синхронизация крупномасштабных течений с фазами цикла, цикловые вариации локальных характеристик и близость временных масштабов средних и турбулентных составляющих.

В цилиндре дизеля поступает гомогенный заряд метановоздушной смеси, который при горении, очевидно, будет иметь структуру турбулентного пламени с двумя предельными режимами: бесконечно быстрых (относительно временных масштабов турбулентности) химических реакций и объемного горения, при котором реагирование происходит в распределенных зонах. Вероятно, оба режима должны приниматься во внимание, хотя один из них может доминировать, в зависимости от n .

Доминирующим типом течения в цилиндре газодизеля является твердотельное вращение, хорошо сохраняющее энергию движения. При этом генерация турбулентности происходит, в основном, вблизи стенок цилиндра в противоположность распространенным представлениям об интенсификации турбулентности за счет закрутки, усиление закрутки при впуске может даже подавлять турбулентность на фоне твердотельного вращения.

Влияние закрутки на продолжительность процесса сгорания, приписываемое действию турбулентности, скорее, обусловлено растяжением фронта и связанной с этим интенсификацией смешения. Момент импульса вращения заряда падает в период от закрытия клапана до в.м.т. на 30-50%, в зависимости от структуры вихревого поля.

Во впускной системе газодизеля метановоздушная смесь, проходя через клапаны, может порождать кувуркающиеся вихри, сохраняющиеся до периода максимального возрастания напряжений сжатия ($\sim 30^\circ$ п.к.в. до в.м.т.). При уменьшении высоты надпоршневого объема во время сжатия вращение большого кувуркающегося вихря ускоряется и генерирует турбулентность, за счет чего общий уровень турбулизации заметно возрастает, соответственно возрастает и скорость распространения пламени. Интенсификации турбулентности и закрутки способствует камера сгорания в поршне, которая в значительной мере определяет характер течения.

При приближении поршня к в.м.т. возникает радиальное движение газа в надпоршневой полости к оси цилиндра, называемое вытеснительным течением (рис. 1.7).

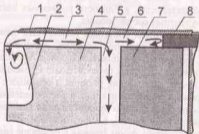


Рисунок 1.7 - Схема генерации вихрей МВС при подходе поршня к ВМТ в цилиндре газодизеля с турбонадувом:

- 1 - головка цилиндра; 2 - камера сгорания типа ЦНИДИ; 3 - надпоршневой зазор; 4 - поршень; 5 - щелевое цилиндрическое пространство; 6 - плоское щелевое пространство; 7 - цилиндр; 8 - прокладка стыка головки с цилиндром

Оно порождает новые движения в аксиальной плоскости с последующей турбулизацией и деформирует профиль скоростей закрутки, что приводит к перераспределению углового момента. Скорость вытеснения зависит от минимальной высоты надпоршневого зазора и площади вытеснения, определяемой диаметром горловины КС в поршне. На нее также оказывают влияние утечки через поршневые кольца, объем кольцевых полостей между поршнем и цилиндром и потери тепла в головке цилиндра. Взаимодействие вращательного и вытеснительного течений в КС в поршне приводит к неоднородности газодинамического поля вдоль оси КС, аналогичной осевой неоднородности закрутки в цилиндре в конце такта выпуска.

При закрутке вытеснительное течение нарушает твердотельный характер движения заряда, турбулентность активно диффундирует от кромок выемки в поршне к ее центру, и поэтому обеспечиваются оптимальные условия быстрого смешения вырскиваемого топлива с метановоздушной смесью. В итоге, эффективность рабочего процесса дизеля возрастает, а дымление снижается.

Интегральный масштаб турбулентности вблизи в.м.т. пропорционален высоте надпоршневого зазора. Микромасштабы турбулентности уменьшаются с ростом п. В КС типа ЦНИДИ турбулентность метановоздушной смеси неоднородна и может быть охарактеризована в разных областях цилиндра различными константами. Суммарная энергия вихрей, влияющих на турбулизацию МВС, соизмерима с другими механическими компонентами энергетического баланса смесеобразования. Существенной является синхронность максимальной интенсивности вихрей с подходом концевых частей топливных факелов. Дробление и испарение последних интенсифицируется встречей с данной совокупностью вихрей.

В дизеле с КС типа ЦНИДИ запальный факел дизельного топлива воздействует на метановоздушный заряд, увлекая его за собой, а испарившееся топливо под влиянием закрутки переносится вдоль факела. Последующий процесс сгорания может определяться скоростью испарения или смешения, которые, в свою очередь, зависят от характеристик впрыскивания и распределения скоростей вращения воздушного заряда.

Конический факел запального топлива характеризуется в области вблизи форсунки наличием жидкого ядра, где скорость и плотность капельной фазы высоки, и углом конуса струи, который определяется параметрами форсунки и отношением плотности газа и жидкости.

Начало дробления определяется как динамикой соплового течения, так и аэродинамическим взаимодействием впрыскиваемой жидкости с окружающим газом. Первый из этих механизмов связан с неоднородностями полей скорости и направления движения топлива в плоскости выходного сечения сопла, кавитацией, осцилляциями давления подачи топлива и отрывом течения. Второй механизм дробления связан с неустойчивостью поверхностных волн, ведущей к распаду жидкой струи.

Ниже по течению факела существенную роль в эволюции струи играют турбулентное смешение и вовлечение воздуха в факел, в то же время пространственное распределение капель зависит от их размера и существует корреляция между средней скоростью и средним размером капель.

При многофакельной системе впрыскивания улучшается распределение топлива и увеличивается скорость испарения капель в верхней периферийной части КС в поршне, где скорость закрутки выше и где происходит интенсивная генерация турбулентности вытеснительным течением. Процесс сгорания начинается в зонах между струями, где концентрация паров выше, и на границах топливных струй, где условия наиболее благоприятны для дробления капель.

В отсутствие направленных течений в окрестности топливного факела возникает очаг воспламенения, распространяющийся со скоростью ламинарного пламени. Локальные характеристики турбулентности могут влиять на направление распространения, причем в бедных смесях локальные эффекты могут вызывать гашение. В течение начальной фазы, коррелирующей с цикловыми вариациями p_c , основными факторами являются газодинамика и характеристики факела. Позже распространение пламени становится независимым от параметров топливного, но остается чувствительным к окружающему полю течения. В этой переходной второй фазе скорость пламен достигает значений, намного превышающих ламинарные благодаря увеличению площади

фронта пламени. Темп превращения гладкой поверхности очага в сильно искривленную поверхность определяется масштабом и интенсивностью турбулентности несгоревшей смеси, а также сдвиговым действием среднего течения, если таковое имеет место. При дальнейшем увеличении площади фронта распространение пламени переходит в третью фазу полного развития, когда скорость выгорания становится стационарной.

По достижении фронтом наиболее удаленной твердой границы его распространение прекращается, и происходит догорания смеси, охваченной пламенем (четвертая фаза). В большинстве случаев скорость турбулентного горения сопоставляется с интенсивностью турбулентности перед воспламенением, однако возможны случаи, когда интенсивности турбулентности перед фронтом в зоне реагирования и в продуктах сгорания отличаются от соответствующей величины перед воспламенением. Цикловые вариации могут быть связаны с влиянием поля турбулентности и неоднородности состава смеси в окрестности топливного факела в момент воспламенения.

Развитие очага воспламенения усиливает влияние турбулентных пульсаций и приводит, в отсутствие сильных средних течений, к вариациям процесса сгорания. При наличии закрутки с характерной для нее прецессной центра вращения заряда в области резких градиентов скорости возможны также цикловые вариации течения, влияющие на процесс сгорания через растяжение пламени. К моменту достижения струей стенки первая фаза сгорания завершается, и начинается распространение пламени в зонах попадания топлива на стенки.

Зоны воспламенения и распространения пламени в пристеночной области определяются динамикой впрыскивания, и это позволяет контролировать процессы, ведущие к дымлению. При опускании поршня заряд из выемки в нем перетекает обратно в надпоршневой объект, и это течение, обратное вытеснительному, вновь генерирует турбулентность вблизи кромки горловины. За счет этого стимулируется процесс смешения на последней критической стадии горения, когда впрыскивания нет, а скорость закрутки заряда снижена.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И ГОРЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДУВОМ

2.1. Зонная модель смесеобразования в цилиндре газодизеля с турбонадувом при впрыскивании топлива в МВС через многосопловую форсунку

Результаты исследований [91...122] позволяют моделировать смесеобразование в цилиндре газодизеля с турбонадувом при впрыскивании топлива в МВС через многосопловую форсунку следующим образом.

При впрыскивании топлива в МВС через многосопловую форсунку в цилиндр газодизеля с турбонадувом происходит распад одиночных струй и совместное их взаимодействие в КС с образованием характерных зон с различной концентрацией углеводородного топлива и МВС [99].

Модель основывается на предположении [214], что струи топлива состоят условно из 6 областей (рис. 2.1). Кинетическая энергия первых жидких частиц расходуется на преодоление сопротивления МВС и МВВ, что проявляется в увеличении объемов примыкающих к каплям участков МВС и торможении частиц. При этом на границе переобедненной зоны 6 МВС может приобретать скорость частиц менее обедненной зоны 5, а за счет вязкости и действия МВВ увлекаются и прилегающие слои свежей МВС 7.

При этом во фронтальных зонах 8 факелов начинается активное взаимодействие капель жидкого топлива с ядром соседней струи, со стенками КС и с МВС, включающее как силовое взаимодействие, выражающееся в торможении капель топлива, так и тепловое взаимодействие, приводящее к увеличению температуры капель. При вылете факела № II из сопла форсунки (рис. 2.1) образовавшиеся ядро факела и оболочка факела отклоняются под действием закрученного МВВ и часть топлива растекается по стенке КС. Другая часть, преимущественно зоны с обогащенной и переобогащенной МВС, объединяется с зонами топливного факела № III, образуя зону 8.

Топливный факел № V также искривляется под действием турбулентно закрученного МВВ, оседает на стенке КС и сливается с факелом № I.

При этом образуется зона 8, в которой сосредоточена большая часть переобогащенной МВС и в которой происходит молекулярная диффузия метана на поверхности частиц углеводородного топлива. Данная область, в конечном итоге, будет являться самым мощным источником воспламенения МВС в КС и будет охватывать весь объем КС.

При вылете из сопла форсунки факел № IV, в свою очередь, также искривляется под действием МВВ и практически весь испаряется, не доходя до стенок КС с образованием наиболее обедненной концентрации углеводородного топлива в данной части КС. Во фронтальной зоне увеличение температуры капель достигается вследствие полного испарения головной частицы или столкновения последующих частиц с головной.

При этом обязательным условием является изменение режима движения частиц – они с огромной скоростью влетают в завихренную МВС, имеющую начальную температуру, что приводит к интенсивному теплообмену, молекулярной диффузии метана на поверхности частицы и торможению частиц.

Вместе с тем при торможении капли жидкого топлива нагреваются поскольку коэффициент теплообмена велик из-за значительных относительных скоростей и малого диаметра капель [105, 106]. В момент достижения каплей температуры начала разгонки топлива - $T_{ин}$ - начинается испарение топлива, и процесс диффузии метана на поверхности капли усиливается [97, 98]. Именно во фронтальной зоне факела происходит сложный процесс взаимодействия МВС и капель жидкого топлива в соответствии с представлениями о капельном теплообмене и взаимной диффузии, но с той особенностью, что режим выпаривания определяется фракционной функцией топлива.

Возможно предположить, что при этом имеют место следующие особенности процесса парообразования топлива: пары срываются с контролируемых капель, поэтому их отвод не лимитирует процесса парообразования.

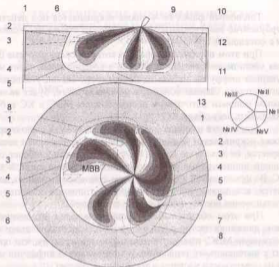


Рисунок 2.1 - Схема процесса смесеобразования топливных факелов при впрыскивании в МВС газодизеля с турбонаддувом:

1 - ядро факела; 2 - оболочка факела; 3 - зона МВС переобогащенная ДТ (МВС + ядро топливного факела); 4 - зона МВС обогащенная ДТ; 5 - объединенная зона МВС; 6 - переобедненная зона МВС; 7 - зона свежей МВС; 8 - зоны совместного влияния соседних факелов; 9 - сопло форсунок; 10 - поршни; 11 - динше головки цилиндра; 12 - стенка цилиндра; 13 - камера сгорания в поршне;
 №I, №II, №III, №IV, №V - топливные факелы

При этом через некоторый промежуток времени после начала впрыскивания жидкого топлива в предварительно завихренную МВС в цилиндре (КС) формируются зоны: оболочка факела 2, зона МВС переобогащенная ДТ 3 и зона МВС обогащенная ДТ 4 (рис. 2.1).

В зоне переобогащенной МВС частицы топливного факела движутся сопровождаемые потоком МВС при незначительном

тепло- и массообмене. Во фронтальной зоне факела частицы резко вступают в силовое и тепловое взаимодействие с завихренной МВС, поскольку встречаются с ее сопротивлением.

В результате капли топлива и сопровождающий их слой МВС начинают тормозиться, увлекая за собой МВС, что характеризуется бурным нагревом частиц топлива из-за скачкообразного коэффициента теплообмена и градиента температур. По мере прогресса может наступить момент, когда тепловой поток ослабнет вследствие уменьшения перепада ($T_c - T_d$), но тем не менее после достижения температуры начала кипения наступает процесс фракционной разгонки капли, и нагрев остатков капле может происходить до T_c .

При вторжении частиц во фронтальную зону резко меняется характер процессов тепломассообмена между частицами топлива и МВС, причем помимо подвода теплоты от свежей МВС может возникнуть теплообмен при коагуляции частиц и диффузии [210].

Необходимо отметить, что коагуляция частиц возможна при относительно невысоких температурах МВС, когда нагрев и испарение во фронтальной зоне происходит недостаточно интенсивно и торможение МВС лидирующих частиц позволяет частицам последующим частицам со скоростью ($W_{всп} - W_{фр}$). Если средняя температура смешения выше начала разгонки топлива $T_{инт}$ то выкипают все легкие фракции с низкой температурой кипения, прибывшие с догоняющей частицей. Охлажденный от слияния жидкий комплекс нагревается от свежей МВС, снова затормаживается, в результате чего в него ударяется следующая частица жидкого топлива и цикл повторяется.

В процессе неоднократного повторения циклов замедления и ускорения жидких комплексов их средняя скорость постепенно падает, а температура повышается вследствие непрерывного подвода теплоты от свежей МВС.

Коагуляция частиц наблюдается на границе зон 3 и 4 вследствие изменения режима движения (торможения) лидирующих капелек углеводородного топлива и уменьшения температуры прилегающей МВС. Коагуляция также происходит от слияния частиц соседних топливных факелов № I и № V из-за большой концентрации углеводородного топлива и из-за оседания на стенках КС вследствие более низкой температуры поверхности КС и

прилегающих слоев МВС.

Вместе с тем возможен случай испарения каплей без коагуляции, когда тепловой поток велик и создаются условия для мгновенного испарения передней капли при торможении в МВС без слияния ее со следующей каплей.

В этом случае возникает тепловой взрыв каплей и распад их на большое количество еще более мелких частиц, разлетающихся в разные стороны во фронтальной зоне. Каждая микрочастица, отлетая с большой скоростью, испаряется быстрее за счет увеличения поверхности раздела фаз.

Вместе с тем увеличение поверхности происходит из-за турбулентного движения МВС вследствие завихрения заряда. При этом ускоряется диффузия паров жидкого топлива и МВС за счет гомогенизации в условиях увеличенной локальной турбуликации.

В КС находятся зоны с различной концентрацией топлива и МВС, что приводит к постоянной диффузии частиц в зоны. Необходимо учитывать, что пары топлива диффундируют с определенной скоростью, и время диффузии равно времени полуспарения частиц топлива [98].

Принимая во внимание, что коэффициенты диффузии газа обратно пропорциональны молекулярной массе [157], для смеси, где присутствуют пары топлива, метан и воздух, в связи с тем, что молекулярная масса метана $M_{CH_4} < M_{\text{в}}$, суммарные коэффициенты диффузии и температуропроводности будут сильно изменяться с концентрацией горючего, что в последующем не может не сказаться на лимитировании скорости распространения пламени по МВС.

Рассмотренная зональная модель смесеобразования в цилиндре газодизеля с турбонаддувом при выстреливании топлива в МВС через многосопловую форсунку чрезвычайно сложна, поэтому точное математическое описание затруднено, а при расчетах используются приближенные зависимости для отдельных характеристик топливного факела.

2.2. Уточненная математическая модель турбулентного горения МВС в цилиндре газодизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 с камерой сгорания типа ЦНИДИ

Очевидно, что процессы, предшествующие воспламенению в газодизелях, трудно четко разделить на химические и физические, поскольку они тесно взаимосвязаны.

На основании работ Семенова Н.Н. и его школы [134...138], предложивших идею о цепном механизме окислительных реакций, Соколик А.А. разработал схемы одно- и многостадийного воспламенения углеводородных топлив в дизелях, дополнив их тепловым механизмом [139]. Им выделены несколько основных стадий процесса с образованием промежуточных продуктов.

В метаноотопливно-воздушных парах сразу после прохода фронтальной зоны начинаются цепные процессы окисления в условиях высоких температур, причем поскольку топлива (метана) в газообразном состоянии и в цилиндре, и в факеле находится больше, а кинетические процессы окисления развиваются только в газовой фазе, можно предположить, что они будут протекать значительно более интенсивно и, что более важно, в большем количестве локальных очагов. Поскольку процесс окисления углеводородов представляет сложную многозвенную цепную реакцию, в которую постепенно вовлекаются молекулы кислорода, а МВС сама по себе гомогенна и в условиях высоких температур и давлений может подвергаться низкотемпературному окислению еще до начала окисления жидких частиц ДТ, возможно предположение, что процесс воспламенения будет зарождаться там, где количество продуктов окисления метана достаточно для ускорения окисления жидких частиц, предположительно на границе участков 3 и 4 (рис. 2.1).

В метанопаровоздушном расслоенном заряде диффузионный поток ускоряет кинетический процесс за счет переноса промежуточных продуктов окисления из одного слоя в другие, ускоряя таким образом последующие акты окисления, охватывая локальные участки 1 и 2, где из-за недостаточного количества продуктов разложения метана процесс окисления жидких частиц за-

держивается. К моменту воспламенения большая часть МВС должна быть насыщена активными и промежуточными продуктами окисления, представляя собой крайне неустойчивую кинетическую систему, готовую в любое мгновение при любом микроимпульсе к воспламенению и быстрейшему завершению реакции окисления [195].

Без впрыскивания ДТ в цилиндр газодизеля низкоцетановая МВС воспламениться не может, поскольку метан, имеющий компактную молекулу, требует для своего разрушения большую энергию активации. Но эта МВС, поданная через газозвдушной смеситель-дозатор во впускной трубопровод газодизеля, крайне гомогенна. Такая гомогенная смесь к моменту впрыскивания топлива, и особенно в момент впрыскивания топлива, претерпевает сложные физико-химические преобразования. Сюда относятся: подогрев заряда до впускного трубопровода, что может привести к увеличению скорости элементарных актов цепи воспламенения ДТ за счет температурного ускорения хода реакций; перемешивание МВС с остаточными газами от предыдущего цикла, что приводит к увеличению скорости течения элементарных актов за счет введения в заряд активных частиц, не вступивших в окислительные реакции, протекавшие непосредственно в цилиндре; увеличение влияния повышающихся давлений и температур в цилиндре при перемещении поршня и, что особенно важно, низко-температурное окисление метана в присутствии достаточного количества окислителя. Такая МВС с исходными и промежуточными продуктами взаимодействия компонентов в элементарных актах может служить промотором воспламенения ДТ при его впрыскивании в цилиндр газодизеля в качестве запального топлива.

То есть начальные, промежуточные и конечные продукты окисления метана промотируют предпламенные реакции ДТ, вызывая его воспламенение. В этом случае оно возможно и при локальных концентрациях ниже предельных по α . Иными словами, метан обеспечивает воспламенение ДТ [195]. Реальный процесс воспламенения сводится к предпламенному цепному реагированию топлива и окислителя, происходящему по общей схеме, но начинающемуся в локальных объемах в разное время с взаимодействием между собой в процессе турбулентной диффузии одинаковых исходных и различных промежуточных продуктов реак-

ции. В КС газодизеля рабочий процесс будет иметь особенности, заключающиеся в наличии нескольких мощных очагов воспламенения. Наиболее мощными источниками воспламенения при впрыскивании запальной порции ДТ через многосопловую форсунку будут зоны 8 (рис. 2.1) с наибольшей концентрационной неоднородностью жидкого углеводородного топлива и окислителя. Интенсивность реагирования и перенос продуктов окисления в данных зонах будут определять ускорение воспламенения и охват всей КС.

В двигателях с наддувом повышение плотности заряда может приводить к усилению влияния периферийного вихреобразования на протекание рабочего процесса. В цилиндре дизеля, работающего по газодизельному циклу, находится метановоздушная смесь (МВС), в которую впрыскивается запальная доза дизельного топлива. При этом рабочий процесс горения идет по схеме горения капель жидкого топлива, впрыскиваемого в МВС, несколько отличающейся от классической схемы диффузионного горения, так как в достаточно бедной части факела появляется нереагирующая смесь воздуха и несгоревшего топлива. Указанная особенность возникает здесь как следствие самого способа организации процесса. В частности, при распылении жидкого топлива в потоке метановоздушной среды из-за скопления фаз часть несгоревших капель проникает в бедные области метановоздушной среды. Другая причина состоит в том, что на ранних этапах из-за высокой интенсивности смешения химические реакции не успевают переработать все топливо, поэтому оно частично попадает в бедные области метановоздушной среды.

Учитывая, что концентрационная неоднородность также будет иметь место, возможно выделить ряд зон в КС, где условия для горения МВС и ДТ будут существенно отличаться [195]. Границы этих характерных зон носят условный характер, и при турбулентном движении можно говорить лишь об устойчивости средних по времени границ, мгновенные же значения скоростей и концентраций непрерывно меняются (рис. 2.2).

Зона 4 представляет собой зону преимущественно обогащенной МВС. Концентрация паров углеводородного топлива и МВС между зонами 1 и 5 распределена неравномерно, а локальные отношения α (топливо/воздух) могут меняться от 0 до беско-

нечности. В зонах 2, 3 и 4 в локальных участках возможно содержание МВС и более верхнего концентрационного предела воспламенения и менее нижнего предела воспламенения, но в зоне 4 находится большее количество таких локальных объемов, где присутствует избыток окислителя.

Зона 3 характеризуется большим количеством локальных объемов, где испытывается недостаток окислителя, в большей степени присутствуют продукты испарения жидкого углеводородного топлива и где процесс быстрого молекулярного перемешивания в ходе турбулентной диффузии осуществляется раньше.

Зона 2 представляет собой зону, где содержится большое количество локальных объемов и где в метанотопливовоздушной среде находится достаточное количество преобразованного и подготовленного к сгоранию вследствие испарения, коагуляции и теплового взрыва жидкого углеводородного топлива, подвергнутого, кроме всего, воздействию турбулентной и молекулярной диффузии. Количество этих продуктов в зоне 2 больше, чем содержание метана, хотя локальные их соотношения могут меняться в широких пределах.

Зона 1 характеризуется недостатком окислителя в целом по зоне и самым большим количеством локальных объемов, содержащих подготовленное к сгоранию углеводородное топливо в его смеси с метаном, и количество этого топлива, даже в локальных участках, превосходит количество метана.

Зона 5 отличается слишком бедной смесью, даже для поддержания горения МВС без углеводородного топлива, и условно названа зоной догорания обедненной МВС (срыва бедного пламени). Размер зоны зависит от многих факторов, но в первую очередь от режимных.

Зона 6 выделяется, так как в достаточно бедной части факела появляется не реагирующая смесь воздуха и несгоревшего топлива.

В зоне 7 практически отсутствует горение углеводородного топлива, так как здесь в основном содержится высокотурбулизованная смесь продуктов сгорания и свежей МВС. Зона 8 является зоной горения и воспламенения МВС в цилиндре, закрученной движением МВВ, и обеспечивает воспламенение горючей смеси в менее богатых зонах КС.

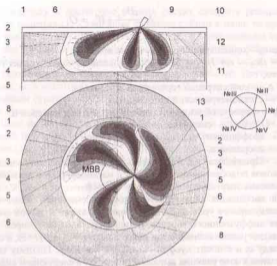


Рисунок 2.2 - Феноменология горения дизельного топлива, впрыскиваемого в МВС цилиндра газодизеля с турбонаддувом: 1 - зона горения ядра факела; 2 - зона горения оболочки факела; 3 - зона воспламенения и горения МВС; 4 - зона горения обогащенной МВС; 5 - зона догорания обедненной МВС; 6 - зона появления не реагирующей смеси воздуха и топлива; 7 - зона с преобладанием свежей МВС и продуктами горения; 8 - зона совместного влияния соседних факелов

Таким образом, практический интерес представляет изучение горения в потоке с сильно переменным составом при наличии непрореагировавшего топлива во всем факеле, т. е. горение частично перемешанных газов.

В настоящей работе предлагается подход, для обоснования которого остановимся на главных результатах, полученных в исследованиях [191...194]. В работах [192, 193] показано, что внутри зоны реакции уравнения переноса приводятся к виду

$$N \cdot \frac{d^2 c_{\alpha}}{dz^2} + W_{\alpha} = 0, \quad (1)$$

где c_{α} — концентрации реагирующих веществ;
 $z = (S c_f - c_{\alpha} + 1)/(1 + S)$ — восстановленная концентрация горючего;

c_f, c_o — концентрации горючего и окислителя;

S — стехиометрический коэффициент;

W_{α} — скорость образования (гибели) вещества с номером α ;

$N = D(\partial z / \partial x)^2$ — скалярная диссипация;

D — коэффициент молекулярной диффузии;

x_k — координата.

Предполагается, что учтены все следствия, вытекающие из законов подобия процессов тепло- и массопереноса и законов сохранения энергии и вещества, т. е. W_{α} — функции z и c_{α} . Скалярная диссипация характеризует скорость смешения веществ до молекулярного уровня. Ей можно придать также и другой смысл. Для диффузионного горения типична ситуация, в которой зона реакции расположена вблизи поверхности $z = z_f = 1/(1+S)$, а связь между c_f и z носит кусочно-линейный характер. Поэтому поток топлива к зоне реакции выражается через N в следующем виде:

$$D \partial c_f / \partial n = \sqrt{ND}, \quad \text{где } n \text{ — нормаль к зоне реакции.}$$

Выражение (1) вытекает из уравнений переноса, если пренебречь нестационарным и конвективными слагаемыми и считать, что основную роль играет молекулярный перенос в направлении n (такой подход справедлив, если градиенты концентраций меняются в зоне реакций очень резко). Тогда при переходе от переменной n к переменной z и получается уравнение (1). Оценки, подтверждающие корректность указанной процедуры, приведены, в работе [192], а один из примеров ее использования в практических целях, подтверждающий ее справедливость, содержится в исследовании [193]. Из уравнения (1) видно, что решение определяется лишь одной характеристикой турбулентности — случайным параметром N , т. е. в зоне реакций распределение концентраций не зависит от предъистории процессов смешения и горения.

Поскольку в достаточно бедных смесях скорость реакции мала, то решения (1) — линейные функции z . Если z мало, то при увеличении z должны наблюдаться все более и более сильные отклонения от линейной зависимости. Так как скорость реакции сильно зависит от температуры, а температура связана с z , то такие отклонения должны носить «внезапный» характер. Другими словами, есть некоторая поверхность $z = z_f(N)$ такая, что при $z > z_f$ реакции существенны, а при $z < z_f$, они не играют роли. Подробно этот подход описан в работе [194] на примере окисления СО. Далее используются качественные результаты работы [194], а именно предполагается: 1) в области $z < z_f$ реакции не идут, 2) система (1) проинтегрирована, т. е. найдены зависимости концентрации всех веществ от z и N и зависимость $z_f(N)$, 3) функция $z_f(N)$ слабо зависит от N .

В области $z < z_f$ полученные зависимости несправедливы, так как здесь не выполняется условие пригодности системы (1) (резкое изменение градиентов концентрации типично лишь для зоны реакций). Таким образом, задача сводится к исследованию решения уравнения диффузии без источников для концентрации c какого-нибудь одного вещества (дизельного топлива, метано-воздушной среды, какого-либо продукта неполного сгорания), которое далее для краткости называется горючим. Граничные условия заданы на искривленной, нестационарной поверхности $z = -z_f = \text{const}$ в виде $c_f = \varphi(N)$, где функция φ находится в результате интегрирования уравнения (1).

Укажем сначала ряд упрощающих обстоятельств. При $\varphi = \text{const}$ поля c и z подобны, если на начальной стадии процесса в бедной части факела ($z < z_f$) горючее отсутствовало, т. е.

$$c = \varphi_f / z_f. \quad (2)$$

Эта формула приближенно справедлива и в ряде других случаев. Ясно, что $\varphi \rightarrow 0$ при $N \rightarrow 0$ (поток горючего к зоне реакции уменьшается, и процесс приближается к термодинамическому равновесию).

По мере удаления от точки слияния потоков горячего и окислителя характерные значения N уменьшаются ($z = \text{const}$ при полном смешении). Следовательно, горячее проникает в бедную часть факела в основном на ранних стадиях. Позже оно диффундирует из бедной части факела в зоне реакции, где и сгорает. Если перенос происходит достаточно быстро, то формула (2) приближенно справедлива. Таким образом, формула (2) описывает некоторое равновесное состояние, в котором предистория процесса не существенна.

Скорость достижения такого состояния прежде всего определяется знаком скорости среды v относительно поверхности $z = z_1$. Чтобы пояснить сказанное, рассмотрим простой пример - горение при смешении неограниченных потоков воздуха ($z = 0$) и богатой метановоздушной смеси ($z = z_0$). Варьирование параметра z_0 позволит прояснить основные особенности проблемы. Кроме того, такая задача имеет и самостоятельное значение как некоторая идеализация процессов в зоне камеры сгорания дизеля, где происходит смешение и горение при движении воздуха и дизельного топлива в богатой метановоздушной смеси. Рассматриваемый случай соответствует начальному участку процесса.

Вследствие перемежаемости горячего и окислителя имеется три области 1—3 (см. рисунок 2.3), разделенные случайно колеблющимися границами F_1 и F_2 : 1 — бедная метановоздушная смесь, 2 — богатая метановоздушная смесь. Течение в областях 1 и 2 потенциально. В области 3 (турбулентная жидкость в гидродинамическом смысле) течение завихрено, а концентрация случайно меняется между нулем и z_0 . Поскольку обычно $S \gg 1$, то при $z_0 = 1$ поверхность $z = z_1$ расположена вблизи границы F_1 (бедная область), а при малых z_0 - около границы F_2 (богатая область).

В этих предельных случаях нормальная компонента скорости среды v относительно поверхности $z = z_1$ имеет вполне определенный знак (нормаль направлена в богатую область). Сказанное вытекает из того, что траектории жидких (в гидродинамическом смысле) частиц не могут выходить из завихренной области, и среда всегда втекает в турбулентную жидкость. Поэтому $v > 0$ в первом случае и $v < 0$ во втором.

Отсюда ясно, что при $z_0 = 1$ конвективные движения препятствуют переносу горячего от поверхности $z = z_1$ в бедную область факела, а при $z_0 \ll 1$ - способствуют этому переносу, т. е. состоянию, описываемое соотношением (2), в первом случае достигается быстрее, чем во втором, где оно может вообще не достигаться.

Следовательно, система (1), для которой вытекает соотношение (2), вообще говоря, несправедлива в области $z < z_1$.

Таким образом, важную роль играет правильное описание скорости v . Эта часть задачи сводится к описанию эволюции распределения вероятностей величины z . Чтобы пояснить сказанное, рассмотрим пример - однородную турбулентность, в которой концентрации всех веществ распределены статистически однородно.

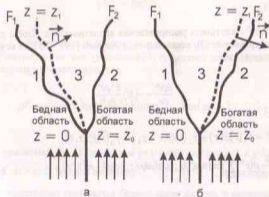


Рисунок 2.3 - Схема смешения горячего и окислителя:

а) $z_0 = 1$; б) $z_0 \ll 1$;
 z - концентрация горячего

Перейдем в систему координат, движущуюся со средней скоростью и вместо эволюции вдоль координаты x рассмотрим

изменение во времени t , считая течение во всех направлениях однородным, а поток неограниченным. Относительный объем областей $z < z_0$ есть вероятность величины z , а изменение этого объема определяется расходом через поверхность $z = z_0$, то есть величиной v .

Пусть $g = \lim_{V \rightarrow \infty} V^{-1} \int_V \rho \delta F dF$ (V — некоторый объем; F — та часть поверхности $z = z_0$, которая заключена внутри этого объема).

Предположим, что химическая неравновесность слабо влияет на плотность ρ , т. е. ρ единственным образом выражается через z [196]. Интегрируя уравнение неразрывности по $z < z_0$, получим

$$g = \lim_{V \rightarrow \infty} V^{-1} \int_{z < z_0} \frac{\partial \rho}{\partial t} d^3x = \frac{\partial}{\partial t} \int_{-\infty}^{z_0} \rho P dz \quad (3)$$

где P — плотность распределения вероятностей z . Чтобы упростить уравнение (3), воспользуемся теорией [197, 198], из которой следует, что

$$\frac{\partial \rho P}{\partial t} = -\langle N \rangle \frac{\partial^2 \rho P}{\partial z^2},$$

$$P = \gamma_1(t) \delta(z) + \gamma_2(t) \delta(z - z_0) + \gamma_3(t) P_1(z, t),$$

$$\rho P = \frac{2}{z_0} \rho(z^0) \sum_{k=0}^{\infty} \sin(\pi k z^0 / z_0) \sin(\pi k z / z_0) \exp(-\pi^2 k^2 \tau) \quad (4)$$

$$(0 < z < z_0), \quad \tau_0 = z_0^{-2} \int_0^{\tau_0} \langle N \rangle dt, \quad \langle N \rangle_1 = \langle N \rangle / \gamma_3.$$

Здесь z^0 — концентрация при $t \rightarrow \infty$; δ — дельта-функция; нижний индекс 1 соответствует условному осреднению по турбу-

лентной жидкости. Три слагаемых во второй формуле в системе уравнений (6) описывают процессы в областях $1-3$, указанных на рисунке. При этом P_1 — условная плотность вероятностей концентрации в турбулентной жидкости. Из (3), (4) получим

$$g = -\langle N \rangle_1 \left. \frac{\partial \rho P}{\partial z} \right|_{z=z_0} \quad (5)$$

Из уравнения (5) следуют те же качественные результаты, что были получены при анализе знака v . Используем соотношение, которое установлено в работе [199] при анализе начального участка смешения ($t \rightarrow 0$):

$$\langle N \rangle_1 = b z_0^2 / t, \quad (6)$$

где b — постоянная. Согласно выражению (6), $\tau \rightarrow \infty$ при $t \rightarrow 0$. Поэтому в системе уравнений (4) существует лишь первый член уравнения второго ряда, т. е.

$$\rho P = \frac{2}{z_0} \rho(z^0) \exp(-\pi^2 \tau) \sin(\pi z^0 / z_0) \sin(\pi z / z_0) \quad (7)$$

Из уравнений (5), (6) получаем $g < 0$ ($v > 0$) при $z_1 < z_0/2$ и $g > 0$ ($v < 0$) при $z_1 > z_0/2$. Введем величину $y = \lim_{V \rightarrow \infty} \int_{z < z_0} \rho c d^3x$, характеризующую содержание горючего в бедной части факела, и выведем для нее приближенное уравнение. Интегрируя уравнение диффузии по области $z < z_0$, получим точное соотношение:

$$\frac{\partial y}{\partial t} = I_1 - I_2; \quad (8)$$

$$I_1 = \lim_{V \rightarrow \infty} V^{-1} \int_F g \varphi \rho dF;$$

$$I_2 = \lim_{V \rightarrow \infty} V^{-1} \int_f D \rho \frac{\partial c}{\partial n} dF.$$

Первое слагаемое в уравнении (8) не описывает процессы переноса, так как оно обуславливает изменение y даже в том случае, когда $c = \text{const}$ при всех z (что объясняется перемешиванием объема $z < z_1$ в процессе смешения). Второе слагаемое определяет массообмен между поверхностью $z = z_1$ и бедной областью факела. Основное допущение состоит в том, что v и φ предполагаются некоррелированными. Тогда, используя уравнение (5), получим

$$I_1 = \langle I_1 \rangle = \langle \varphi \rangle g = - \langle \varphi \rangle \langle N \rangle \left. \frac{\partial \rho P}{\partial z} \right|_{z=z_1} \quad (9)$$

Предположим также, что I_2 можно аппроксимировать формулой, встречающейся в приближенной теории массообмена:

$$I_2 = Ay + B \langle \varphi \rangle, \quad (10)$$

где A, B — функции только t . Они находятся из следующих соображений. Пусть $\varphi = \text{const}$ и $c = \varphi$ в турбулентной жидкости. Тогда $\partial c / \partial n = 0$, следовательно

$$y = \langle \varphi \rangle \gamma_1 \int_0^{z_1} \rho P dz + A \int_0^{z_1} \rho P dz + B = 0 \quad (11)$$

В случае, когда справедливо выражение (2)

$$y = \langle \varphi \rangle Z_1^{-1} \int_0^{z_1} z \rho P dz \quad (12)$$

есть одно из решений уравнения (8). Используя это условие и уравнение (11), найдем A и B . Окончательно получим:

$$\frac{\partial y}{\partial t} = \langle N \rangle \left[- \langle \varphi \rangle \left. \frac{d \rho P}{dz} \right|_{z=z_1} + a \left(\langle \varphi \rangle \int_0^{z_1} \rho P dz - y \right) \right], \quad (13)$$

$$a = \rho(z_1) P(z_1) \left/ \left[\int_0^{z_1} \rho P dz - \int_0^{z_1} z \rho P dz \right] \right.$$

Проанализируем решения этого уравнения на начальном участке смешения и горения ($t \rightarrow 0$). Из уравнений (6), (7) заключаем, что решение однородного уравнения из уравнения (13) есть

$$y \approx t^{-m}, \quad m = \pi^2 b \sin f / (f - \sin f), \quad f = \pi_1 / z_0 \quad (14)$$

Найдем постоянную b , считая, что смешиваются первоначально не турбулентные потоки. В соответствии с часто используемыми аппроксимациями примем $\langle N \rangle = u \sigma^2 / L$, где $u = \sqrt{[(u_1^2) - (u_2^2)] / 3}$ — пульсационная скорость; $\sigma = \sqrt{(z^2) - (z^2)}$ — среднеквадратичная концентрация; $L = u^2 / \varepsilon$ — масштаб турбулентности; ε — диссипация энергии. Используя данные работы [212], полученные в плоском слое смешения, между потоком, движущимся со скоростью U , и неподвижной средой, найдем $\langle N \rangle = 5.7 \cdot 10^{-2} U z_0^2 / x$ (для линии, продолжающей средину сопла

форсунок). Считая, что характерная скорость в слое смешения равна $0,5U$, заключаем, что $x = 0,5Ut$, т. е. $b = 0,1$.

Оценим величину m , полагая $z_1 = z_0 = 0,06$ (последняя цифра характерна для углеводородов). Тогда $m = 85$ при $z_0 = 1$. Можно также показать, что левая часть уравнения (13) и первое слагаемое правой части на два порядка меньше второго, т. е. при $z_0 = 1$ решение дается формулой (12). Этот вывод вполне понятен, так как (14) при $m \gg 1$ описывает очень быстрое исчезновение горючего, проникшего в бедную область факела на ранних стадиях процесса.

Таким образом, возможен режим горения дизельного топлива и МВС, в котором концентрации реагирующих веществ существенно зависят от кинетики химических реакций, а предыстории процессов смешения и горения не играют роли.

Существует и другой режим, в котором предыстория важна, так как постоянная m быстро падает при уменьшении z_0 . Так, $m = 1,5$ при $z_0 = 0,11$ (коэффициент избытка воздуха в богатой смеси равен 0,5). В этом случае уравнение (14) описывает достаточно медленное убывание концентрации горючего, проникшего в бедную область факела на ранних стадиях процесса. Подобное, по-видимому, имеет место в камерах сгорания дизелей при сжигании богатой метановоздушной смеси.

Высказанные соображения позволяют объяснить уменьшение полноты сгорания, которое наблюдается в дизеле при работе на метановоздушной смеси при большом увеличении коэффициента избытка воздуха α .

В этом случае пропорционально α растет коэффициент избытка воздуха в первичной зоне, и, следовательно, из-за уменьшения z_0 во вторичной зоне к зоне реакции переносится все меньше и меньше топлива, проникшего в бедную область факела. Рассмотрим характер решений уравнений (13) при $t \rightarrow \infty$. В этом случае ряд (4) асимптотически сходится к плотности нормального распределения вероятностей [199], т. е. зона реакции наблюдается при всех t (все значения z возможны). Решение тем не менее не стремится к нулю, т. е. все топливо, попавшее в бедную область факела, полностью сгореть не может (формально это следует из того, что при $t \rightarrow \infty$ все коэффициенты в правой части уравнения (13) быстро стремятся к нулю). Из уравнения (5) видно

также, что $g > 0$ ($U < 0$) при $t \rightarrow \infty$ и $(z) < z_1$ (плотность нормального распределения вероятностей - уменьшающаяся функция z в области $z > (z)$). Сделанный вывод вполне естествен, так как на заключительном этапе смешения любая область $z > z_1 > (z)$ стягивается в точку, и поэтому на поверхности $z = z_1$ скорость всегда направлена в бедную область факела. Следовательно, в этом случае концентрация c зависит от предыстории процессов смешения и горения.

Проанализируем влияние интенсификации смешения на полноту сгорания. Очевидно, что

$$\langle \rho c \rangle = \lim_{t \rightarrow \infty} V^{-1} \int_V \rho c d^3x = y = y_2, \quad (15)$$

$$y_2 = \lim_{t \rightarrow \infty} V^{-1} \int_{z > z_1} \rho c d^3x. \quad (16)$$

Величина y_2 дает содержание топлива в богатой области факела. Ее анализ не представляет особого интереса, так как при смешении богатые области пропадают, т. е. $y_2 \rightarrow 0$ при $t \rightarrow \infty$.

Рассмотрим процесс на начальном участке, считая, что $z_0 = 1$, а b варьируется, например, из-за дополнительной турбулизации потока. Следуя работе [205], примем простую модель: при $N < N_c$ процесс равновесен ($\varphi = 0$), а при $N > N_c$ горение невозможно ($N_c \approx t_c^{-1}$ определяется химической кинетикой; t_c — характерное время реакции). Тогда при $t < t_1 = z_0^2 b / N$ происходит чистое смешение, т. е. $c = z$. Из уравнений (4), (6) следует $y(t_1) \approx t_1^{\alpha^2 b}$. Коэффициент пропорциональности в этом соотношении не зависит от b, N и поэтому не выписан. Следовательно, из уравнения (3) получим

$$y(t) \approx t_1^{\alpha^2 b} \cdot (t/t_1)^{-m}. \quad (17)$$

Если оба потока не турбулизуются, то, как показано выше, $b = 0,1$, $m = 85$, т. е. при слабой турбулизации потока основное изменение у обусловлено множителем $(t/t_1)^m$. Поскольку $m = b$, то при увеличении b этот множитель уменьшается, если $nN_0 < Z_0^2/e$, и увеличивается в противном случае.

Таким образом, приходим к выводу о том, что в режиме, когда кинетика химических реакций существенна, интенсификация смешения может приводить к увеличению полноты сгорания. Физическая интерпретация этого вывода основана на том, что в рассматриваемом случае происходит три процесса. Во-первых, на ранних стадиях увеличивается количество горячего, проникшего в бедную область факела, во-вторых, уменьшается длина, на которой это топливо диффундирует к зоне реакции, в третьих, увеличивается перенос топлива к зоне реакций. Взаимодействие указанных факторов приводит к тому, что при интенсификации смешения полнота сгорания может как увеличиваться, так и уменьшаться.

Подчеркнем, что сделанный вывод справедлив, если воздействие направлено только на смешение. Если же воздействие направлено на химическую кинетику (например, N_0 растет вследствие увеличения давления или начальной температуры), эффективность процесса монотонно улучшается ($b = const$, $m = const$).

В заключение остановимся на тех результатах проведенного исследования, которые могут представить практический интерес. Прежде всего отметим, что рациональная организация сжигания должна основываться на создании такого течения, в котором нормальная компонента скорости среды относительно зоны реакции направлена из бедной части факела в богатую. Это условие играет особенно важную роль в начальных стадиях процесса, так как именно здесь и происходит основное проникновение горячего в бедную часть факела. Один из методов реализации указанного условия — сжигание как можно более богатой смеси. Наконец, отметим, что даже в тех случаях, когда химическая кинетика играет важную роль, интенсификация смешения может оказаться полезной.

3. УЛУЧШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДУВМ 4ЧН 11,0/12,5 ПРИ РАБОТЕ НА КПГ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ

3.1. Оптимизация параметров системы дозирования

Очевидно, что разработка модификации газодизеля с турбонадувом Д-245.12С должна предусматривать в первую очередь сохранение мощностных и экономических показателей, присущих серийному дизелю при работе на КПГ.

Если не ставится цель форсирования дизеля, то задача сводится к определению параметров газового смесителя-дозатора, обеспечивающего, с одной стороны, подачу газа в пределах, не превышающих по вносимой в цилиндр теплоте значений, эквивалентных для дизельного топлива, а с другой стороны - качественное смесеобразование газозвушной смеси.

При расчете смесителя-дозатора за основу принята ранее известная методика расчета [90, 213]. Для газодизельной модификации дизеля 4ЧН 11,0/12,5 был изготовлен смеситель-дозатор и произведен расчет основных параметров смесителя, включающих в себя патрубок для подвода воздуха, патрубок газозвушной смеси для подачи во впускной трубопровод дизеля, диффузор, кольцевую щель, через которую природный газ поступает в смесительную камеру.

С целью обеспечения конвертации дизельного и газодизельного процессов и для повышения эффективных показателей при работе по обоим циклам была снята серия характеристик, позволяющих выявить закономерность этих показателей от диаметра диффузора для дальнейшей оптимизации параметров смесителя-дозатора.

Количество газа, поступающего в цилиндры, регулировалось дроссельной заслонкой, установленной в дозаторе, а максимальное количество газа для получения номинальной мощности, исключая форсирование по среднему эффективному давлению, ограничивалось проходным сечением кольцевой щели диффузора смесителя, которое регулируется и подбирается экспериментально.

3.2. Изменение показателей рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на КПГ в зависимости от установочного угла опережения впрыскивания топлива

В соответствии с разработанной методикой проведения стендовых испытаний по переводу для работы на природном газе дизеля Д-245. 12С были сняты регулировочные характеристики дизеля по установочному углу опережения впрыскивания топлива как по газодизельному процессу, так и по дизельному процессу. Данные характеристики снимались для определения оптимальных значений регулировочных углов опережения впрыскивания топлива для дизельного и газодизельного процессов при равных значениях средних эффективных давлений.

Регулировочные характеристики для мощностных и экономических показателей по установочному углу опережения впрыскивания топлива при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 по дизельному и газодизельному процессам на частотах вращения 2400 и 1900 мин⁻¹ представлены на рисунке 3.1.

Анализируя графики, можно констатировать, что при работе по дизельному процессу установочный угол опережения впрыскивания топлива при частоте вращения 2400 мин⁻¹ по условию наилучшей экономичности равен 14° до в.м.т. Часовой расход топлива при работе по чисто дизельному процессу на указанном установочном угле опережения впрыскивания топлива составляет 18 кг/ч при $n=2400$ мин⁻¹. Удельный эффективный расход топлива на этом угле составляет 210 г/кВт·ч. При изменении угла опережения впрыскивания топлива как в большую, так и в меньшую сторону с шагом 3° п.к.в. увеличивается удельный эффективный расход топлива, при этом наблюдается падение эффективной мощности для установочных углов опережения впрыскивания топлива 8° и 17° до в.м.т. Однако заводом-изготовителем устанавливается оптимальный угол опережения впрыскивания топлива 11° до в.м.т. для обеспечения лучших экологических показателей автомобильного двигателя 4ЧН 11,0/12,5.

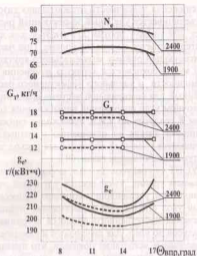


Рисунок 3.1 - Изменение мощностных и экономических показателей дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при различных установочных углах опережения впрыскивания топлива при $n = 2400$ мин⁻¹ и $n = 1900$ мин⁻¹:
 — дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

При работе по газодизельному процессу установочный угол опережения впрыскивания топлива при частоте вращения 2400 мин⁻¹ по условию наилучшей экономичности равен 14° до в.м.т. Часовой расход топлива составляет 16,9 кг/ч, удельный эффективный расход топлива на этом угле составляет 205 г/кВт·ч. При работе на природном газе для обеспечения качественного процесса сгорания необходимо уменьшить УОВОТ из-за повышения жесткости процесса сгорания и максимального давления в цилиндре. С учетом результатов проведенных исследований оптимальный угол опережения впрыскивания топлива принят 11° до в.м.т. для газодизельного процесса с целью улучшения процесса

сгорания и снижения токсичности отработавших газов. При этом несколько увеличивается удельный эффективный расход топлива и составляет 209 г/кВт·ч против 217 г/кВт·ч для дизеля, мощность двигателя остается на том же уровне. При частоте вращения, соответствующей режиму максимального крутящего момента $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$, сохраняется характер изменения кривых эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива, определенный для номинальной частоты вращения двигателя. При установочном угле опережения впрыскивания топлива (УУОВТ) равном 8 градусов до в.м.т. происходит снижение эффективной мощности дизеля по отношению к оптимальному УУОВТ, увеличивается удельный эффективный расход топлива, растет температура отработавших газов (ОГ).

При УУОВТ 14 градусов до в.м.т. мощность двигателя остается на прежнем уровне, уменьшается удельный эффективный расход топлива при увеличении жесткости процесса сгорания. Оптимальный угол опережения впрыскивания топлива по условиям обеспечения качественного процесса сгорания составляет также 11 градусов до в.м.т. для дизельного и газодизельного процессов. Проведенные испытания показали, что дизель устойчиво работает на сжатом природном газе при соотношении на номинальном режиме: газа - 80...85 %, запального топлива - 15...20 %. Исследования рабочего процесса проводились в дальнейшем именно на таком соотношении для определения зависимостей характеристик сгорания и тепловыделения от изменения УУОВТ.

На рисунке 3.2, а представлены показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН11,0/12,5 в зависимости от изменения установочного угла опережения впрыскивания топлива для номинальной частоты вращения 2400 мин^{-1} . Анализ графиков показывает, что при работе по газодизельному процессу возрастает максимальное давление газов в цилиндре двигателя и при $\Theta_{\text{впр}} = 14$ градусов составляет 12,1 МПа, что на 11 % выше, чем при дизельном процессе. В то же время резко возрастает жесткость процесса сгорания и при $\Theta_{\text{впр}} = 14$ градусов $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ превышает 1,0 МПа/град. Одновременно увеличиваются угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, степень повышения давления (на 27 %) и максимальная осредненная температура газов в цилиндре при газодизельном процессе на 18 % (2600 К). При уменьшении ус-

тановочного угла опережения впрыскивания топлива до 11 градусов максимальное давление в цилиндре при дизельном процессе составляет 10,3 МПа, а при газодизельном процессе - 11,2 МПа, что, соответственно, на 8 % выше; угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, увеличивается на 13 % ($\Theta_{\text{впр}} \text{гд} = 17$ градусов п.к.в.). Жесткость процесса сгорания при установочном угле опережения впрыскивания топлива 11 градусов при газодизельном процессе составляет 0,9 МПа/град, что на 20 % ниже, чем при установочном угле опережения впрыскивания топлива 14 градусов. Дальнейшее уменьшение $\Theta_{\text{впр}}$ ведет к снижению максимального давления в цилиндре как при дизельном, так и при газодизельном процессе, одновременному снижению $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ и степени повышения давления, значительному увеличению угла, соответствующего периоду задержки воспламенения.

Показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения УУОВТ для частоты вращения 1900 мин^{-1} представлены на рисунке 3.2, б. После проведенного анализа графиков необходимо отметить, что при работе по газодизельному процессу, возрастает максимальное давление газов в цилиндре двигателя (при $\Theta_{\text{впр}} = 14$ градусов $P_{z \text{ max}} = 12,1 \text{ МПа}$, что на 6 % выше), одновременно возрастает жесткость процесса сгорания и при $\Theta_{\text{впр}} = 14$ градусов $(dp/d\varphi)_{\text{max}}$ превышает 1,0 МПа/град, что превышает установленные значения для данного двигателя.

При этом увеличиваются угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, и степень повышения давления для газодизеля (на 30 %). Вместе с тем при уменьшении установочного УУОВТ до 8° п.к.в. происходит значительное снижение максимального давления газов в цилиндре и максимальной жесткости процесса сгорания. При этом резко уменьшается индикаторная мощность двигателя и эффективность работы. Основные закономерности изменения показателей рабочего процесса, рассмотренные ранее для номинальной частоты вращения ($n=2400 \text{ мин}^{-1}$), сохраняются и при частоте вращения, соответствующей максимальному значению крутящего момента ($n = 1900 \text{ мин}^{-1}$).

Таким образом, по показателям процесса сгорания необходимо для газодизельного процесса устанавливать угол опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр}} = 11$ градусов с целью снижения жесткости работы двигателя.

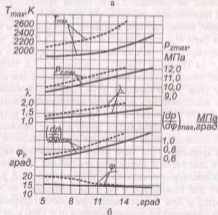
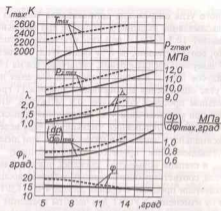


Рисунок 3.2 - Изменение показателей процесса сгорания дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от УЮВТ:

а - $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; б - $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$;

— - дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

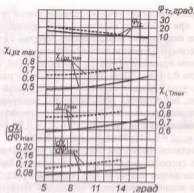
По характеристикам тепловыделения дизеля ($n = 2400 \text{ мин}^{-1}$) видно, что при работе по газодизельному процессу при установочном угле опережения впрыскивания топлива 14 градусов возрастает максимум скорости активного тепловыделения. Так, при газодизельном процессе $(dy/d\phi)_{\text{max}}$ составляет 0,14, а при дизельном процессе 0,1 (рис. 3.3, а). Вместе с тем на 1 градус п.к.в. увеличивается угол, соответствующий максимальной осредненной температуре, наблюдается рост величины полезного выделения теплоты при максимальной осредненной температуре газов в цилиндре и максимальном давлении: $\chi_{T_{\text{max}}} = 0,82$ (увеличивается на 19%), $\chi_{Pz_{\text{max}}} = 0,74$ (увеличивается на 30%).

При установочном угле опережения впрыскивания топлива 11 градусов скорость активного тепловыделения при газодизельном процессе возрастает на 44 % и составляет 0,13. Увеличивается значение величины полезного выделения теплоты при максимальной осредненной температуре газов в цилиндре и максимальном давлении на газодизельном цикле работы: $\chi_{T_{\text{max}}} = 0,79$ (на 23%), $\chi_{Pz_{\text{max}}} = 0,69$ (на 31 %).

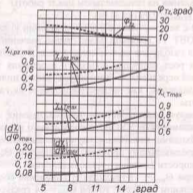
Вместе с тем значение ϕ_{Tz} при увеличении угла понижается и при УЮВТ 11 градусов лежит выше значений дизельного процесса для газодизеля на 4 градуса п. к. в. С увеличением $\Theta_{\text{впр}}$ наблюдается рост величины полезного выделения теплоты при максимальной осредненной температуре газов в цилиндре и максимальном давлении как на дизельном, так и на газодизельном циклах работы.

Анализируя характеристики тепловыделения дизеля (рис. 3.3, б) в зависимости от УЮВТ и подаваемого топлива ($n = 1900 \text{ мин}^{-1}$), необходимо отметить следующие закономерности. При работе по газодизельному процессу и увеличении $\Theta_{\text{впр}}$ возрастает максимум скорости активного тепловыделения.

Если при $\Theta_{\text{впр}} = 11$ градусов его значение составляет 0,17 при газодизельном процессе, то при $\Theta_{\text{впр}} = 14$ градусов уже 0,21. Наблюдается также рост величины полезного выделения теплоты при максимальной осредненной температуре газов в цилиндре, значение угла, соответствующего максимальной осредненной температуре газов в цилиндре ϕ_{Tz} , лежит выше значений дизельного процесса на 17 %.



а



б

Рисунок 3.3 - Характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5

в зависимости от УОУВТ при работе на КПГ:

а - при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; б - при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$;

— - дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

Проведенный анализ позволяет отметить, что подача КПГ вызывает увеличение максимальной температуры, степени повышения давления и угла, соответствующего периоду задержки воспламенения. При большей длительности периода задержки воспламенения возрастает количество топлива, введенного к моменту воспламенения, то есть улучшается однородность смеси и степень ее химической подготовки к самовоспламенению. Таким образом, увеличение показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения для газодизеля на всех исследуемых углах объясняется в первую очередь тем, что при работе на КПГ увеличивается угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, то есть процесс сгорания происходит в меньший период времени и более интенсивно.

Изменение содержания токсичных компонентов в ОГ дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от УОУВТ для частоты вращения 2400 мин^{-1} представлено на рисунке 3.4, а. Из графиков видно, что при изменении установочного угла опережения впрыскивания топлива содержание оксидов азота при работе по газодизельному процессу изменяется по зависимости, аналогичной зависимости установочного УОУВТ содержание оксидов азота имеет меньше на 6...8 % значения для газодизеля. Так, при УОУВТ = 11 градусов содержание NO_x снижается на 6,5 % (172 ppm).

Сравнение содержания сажи в отработавших газах показывает, что при увеличении установочного угла опережения впрыскивания топлива содержание сажи практически не возрастает при работе по газодизельному процессу, в то время как при работе по дизельному процессу концентрация сажи существенно возрастает, содержание сажи при газодизельном процессе ниже дизельного процесса в 15...20 раз.

Вместе с тем газодизельный процесс сопровождается увеличением выбросов суммарных углеводородов - их содержание в отработавших газах выше по сравнению с дизельным процессом. Концентрация CH_4 в зависимости от УОУВТ при газодизельном процессе уменьшается при увеличении УОУВТ (от 0,45 % при установочном угле 5 градусов до 0,20 % при установочном угле 14 градусов). Характер изменения концентрации CH_4 в зависимо-

сти от УУОВТ при дизельном процессе аналогичен. Содержание в отработавших газах СО при работе по газодизельному циклу ниже на 15...30% при УУОВТ 11, 14 градусов и уменьшается с увеличением установочного угла опережения впрыскивания топлива. При работе по дизельному процессу содержание в отработавших газах СО растет с увеличением установочного угла опережения впрыскивания топлива.

Содержание токсичных компонентов в отработавших газах дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения УУОВТ для частоты вращения, соответствующей максимальному значению крутящего момента 1900 мин^{-1} , представлено на рис. 3.4, б.

Рассматривая данные характеристики, можно сделать вывод, что при работе по дизельному и газодизельному процессам закономерности изменения содержания токсичных компонентов в отработавших газах аналогичны закономерностям, характерным для частоты вращения 2400 мин^{-1} .

Во всем диапазоне изменения УУОВТ содержание оксидов азота имеет меньшие на 18...23 % значения для газодизеля. Так, при УУОВТ = 11 градусов содержание NO_x снижается на 18,5 % (190 ppm). Содержание сажи при газодизельном процессе ниже дизельного процесса в 10...25 раз и практически не зависит от УУОВТ.

На основании анализа представленных графиков можно сделать вывод, что с точки зрения снижения токсичности ОГ дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам (для частот вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$) оптимальным является установочный УУОВТ 11° п.к.в., так как на этом угле суммарная токсичность ОГ минимальная.

В результате оценки влияния УУОВТ на мощностные, экономические показатели, параметры процесса сгорания, характеристики токсичности ОГ для частот вращения 2400 и 1900 мин^{-1} и с точки зрения быстрого перевода дизеля на использование КПГ без изменения $\Theta_{\text{впр}}$ было установлено оптимальное значение установочного угла опережения впрыскивания топлива для работы двигателя по газодизельному циклу.

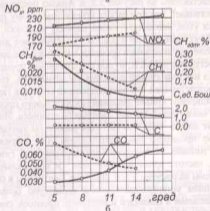
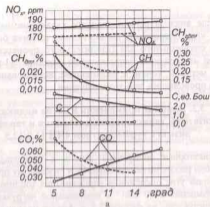


Рисунок 3.4 - Содержание токсичных компонентов в ОГ дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от УУОВТ:

а - $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$; б - $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$;

— - дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

После анализа регулировочных характеристик по установочному углу опережения впрыскивания топлива был выбран в качестве оптимального для газодизельного процесса установочный угол опережения впрыскивания топлива 11 градусов до верхней мертвой точки и дальнейшие исследования рабочего процесса проводились при этом значении.

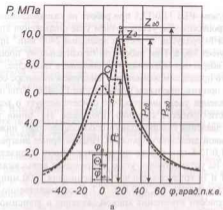
3.3. Влияние применения КПГ на индикаторные показатели, характеристики сгорания и тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5

Индикаторные диаграммы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе по газодизельному и дизельному процессам при установочном угле опережения впрыскивания топлива 8 градусов, частоте вращения 2400 мин⁻¹ и номинальной нагрузке ($P_e = 0,84$ МПа) представлены на рисунке 3.5, а. Анализ представленных графиков показывает, что при работе по газодизельному процессу увеличивается угол, соответствующий периоду задержки воспламенения (на 27 %), значительно возрастает максимальное давление в цилиндре. Если для дизельного процесса максимальное давление в цилиндре составляет 9,7 МПа, то при газодизельном процессе уже 10,5 МПа. Угол наклона кривой давления увеличивается, что свидетельствует о возрастающей жесткости процесса сгорания газодизеля. На линии расширения кривая давления газодизельного процесса проходит ниже аналогичной кривой дизельного процесса. Индикаторные диаграммы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по газодизельному и дизельному процессам при установочном угле опережения впрыскивания топлива 11 градусов (оптимального для газодизельного процесса), частоте вращения 2400 мин⁻¹ и номинальной нагрузке представлены на рисунке 3.5, б. Для этой диаграммы в соответствии с измененным установочным углом характерно большее максимальное давление в цилиндре и жесткость процесса, смещение точки максимального давления в цилиндре в сторону в.м.т. по сравнению с предыдущим графиком. При газодизельном процессе также увеличивается угол, соответствующий периоду задержки воспламенения (на 12 %), возрастает максимальное давление в цилиндре (на 9 %) и составляет 11,2 МПа. Индикаторные диаграммы дизеля с тур-

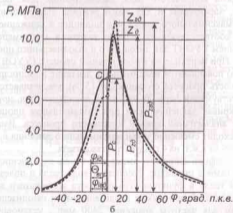
бонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе по газодизельному и дизельному процессам при установочном угле опережения впрыскивания топлива 14 градусов и частоте вращения 2400 мин⁻¹ представлены на рисунке 3.6, а. При работе по газодизельному процессу значительно возрастает максимальное давление в цилиндре. Так, для дизельного процесса максимальное давление в цилиндре составляет 11 МПа, а при газодизельном процессе уже 12 МПа. Угол наклона кривой давления увеличивается, что свидетельствует о возрастающей жесткости процесса сгорания газодизеля. На линии расширения кривая давления газодизельного процесса проходит ниже аналогичной кривой дизельного процесса. Индикаторные диаграммы дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по газодизельному и дизельному процессам на установочных углах опережения впрыскивания топлива 8, 11 и 14 градусов при частоте вращения 1900 мин⁻¹ представлены на рисунках 3.7, а, 3.6, б, 3.7, б, соответственно. Общие закономерности изменения кривой давления в зависимости от угла поворота коленчатого вала, рассмотренные для частоты 2400 мин⁻¹, характерны и для этого режима. Необходимо отметить рост максимального давления в цилиндре и снижение величины угла, соответствующего периоду задержки воспламенения с увеличением УУОВТ для дизельного и газодизельного процессов.

При переходе на газодизельный процесс (УУОВТ = 11 градусов) повышаются максимальное давление в цилиндре (на 9 %), жесткость процесса сгорания (на 15 %), увеличивается угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, при расширении кривая давления газов при газодизельном процессе лежит ниже аналогичной кривой дизельного процесса. Вместе с тем происходит смещение точки максимального давления в цилиндре в сторону от в.м.т. на 4 градуса для газодизеля.

Графики динамики выделения тепла, осредненной температуры газов в цилиндре, скорости отвода тепла и полезного выделения тепла в функции угла поворота коленчатого вала дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам для частоты вращения 2400 мин⁻¹, установочного угла опережения впрыскивания топлива 8 градусов и номинальной нагрузки ($P_e = 0,84$ МПа) представлены на рисунке 3.8, а.

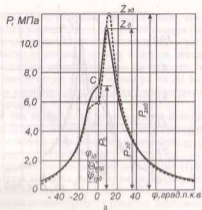


а

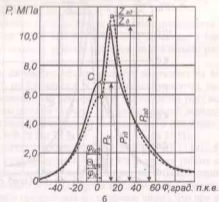


б

Рисунок 3.5 - Влияние применения природного газа на индикаторные диаграммы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5: а - $n = 2400$ мин⁻¹; $\Theta_{впр} = 8^\circ$; $p_c = 0,84$ МПа; б - $n = 2400$ мин⁻¹; $\Theta_{впр} = 11^\circ$; $p_c = 0,84$ МПа;
 — — — — — дизельный процесс; - - - - - газодизельный процесс



а



б

Рисунок 3.6 - Влияние применения природного газа на индикаторные диаграммы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5: а - $n = 2400$ мин⁻¹; $\Theta_{впр} = 14^\circ$; $p_c = 0,84$ МПа; б - $n = 1900$ мин⁻¹; $\Theta_{впр} = 11^\circ$; $p_c = 0,92$ МПа;
 — — — — — дизельный процесс; - - - - - газодизельный процесс

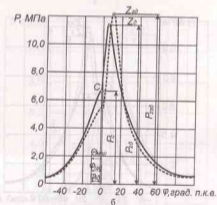
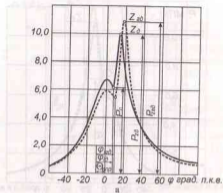


Рисунок 3.7 - Влияние применения природного газа на индикаторные диаграммы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5: а - $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$; $\Theta_{\text{впр}} = 8^\circ$; $p_c = 0,92 \text{ МПа}$; б - $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$; $\Theta_{\text{впр}} = 14^\circ$; $p_c = 0,92 \text{ МПа}$; — дизельный процесс; - - - газодизельный процесс

При анализе представленных графиков видно, что при работе по газодизельному процессу резко увеличивается (почти в 1,5 раза) скорость активного выделения тепла и достигает 0,118, изменяется характер протекания кривых скорости отвода тепла и полезного выделения тепла. При этом происходит увеличение средней температуры газов в цилиндре на 20 % (2400 К), смещение угла максимального значения температуры в сторону от в.м.т. на 4 градуса.

Вместе с тем наблюдается рост величины полезного выделения теплоты при максимальной средней температуре газов в цилиндре и при максимальном давлении в цилиндре: $\chi_{T_{\text{max}}} = 0,76$ (на 27 %), $\chi_{P_{\text{max}}} = 0,66$ (на 32 %).

Характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от угла поворота коленчатого вала при работе по дизельному и газодизельному процессам для частоты вращения 2400 мин^{-1} , установочного угла 11 градусов (оптимального для газодизельного процесса) и номинальной нагрузки ($P_e = 0,84 \text{ МПа}$) представлены на рисунке 3.8, б.

По сравнению с предыдущим графиком повышается динамика выделения тепла при газодизельном процессе, а характер протекания остальных кривых остается аналогичным рассмотренному выше.

Скорость активного тепловыделения возрастает на 44 % и достигает 0,13, на 3 градуса п. к. в. увеличивается угол, соответствующий максимальной температуре, наблюдается рост величины полезного выделения теплоты при максимальной средней температуре газов в цилиндре и максимальном давлении в цилиндре: $\chi_{T_{\text{max}}} = 0,79$ (на 23 %), $\chi_{P_{\text{max}}} = 0,69$ (на 31 %).

Характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от угла поворота коленчатого вала, при работе по дизельному и газодизельному процессам для частоты вращения 2400 мин^{-1} , установочного угла 14 градусов представлены на рисунке 3.9.

При анализе представленных графиков видно, что при работе по газодизельному процессу увеличивается динамика выделения теплоты (на 40 %), изменяется характер протекания кривых скорости отвода тепла и полезного выделения тепла.

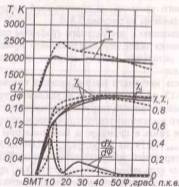
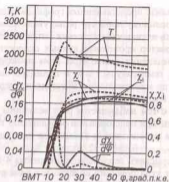


Рисунок 3.8 - Влияние применения природного газа на характеристики тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при $n = 2400$ мин^{-1} и $p_h = 0,84$ МПа: а - $\Theta_{кр} = 8^\circ$; б - $\Theta_{кр} = 11^\circ$;
 — дизельный процесс; - - - газодизельный процесс

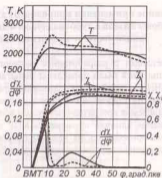


Рисунок 3.9 - Влияние применения природного газа на характеристики тепловыделения в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при $n = 2400$ мин^{-1} и $p_h = 0,84$ МПа; $\Theta_{кр} = 14^\circ$;
 — дизельный процесс; - - - газодизельный процесс

Для газодизельного процесса характерно увеличение средней температуры газов в цилиндре на 18 % (2600 К), смещение угла, соответствующего максимальному значению температуры в сторону от в.м.т. на 2 градуса. При этом необходимо отметить рост величины полезного выделения теплоты при максимальной средней температуре газов в цилиндре и максимальном давлении: $\chi_T \text{ макс} = 0,82$ (на 21 %), $\chi_P \text{ макс} = 0,74$ (на 32 %). При рассмотрении графиков характеристик тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при частоте вращения, соответствующей максимальному значению крутящего момента ($n = 1900$ мин^{-1}), были выявлены аналогичные зависимости на различных УУОВТ. Увеличение процентного выгорания топлива в начальный период, при работе по газодизельному процессу, приводит к снижению доли потерь тепла в этот период. Это вызывает увеличение коэффициента активного тепловыделения, что предопределяет более эффективное использование тепла в цилиндре дизеля в начальный период сгорания основной части топлива.

3.4. Влияние применения природного газа на показатели работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки

В соответствии с разработанной методикой проведения стендовых испытаний были проведены испытания дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 по исследованию влияния применения природного газа на показатели процесса сгорания и характеристики тепловыделения при различных установочных УОВТ.

Исследования влияния применения КПГ на показатели работы двигателя проводились на каждом скоростном режиме на трёх углах опережения впрыскивания топлива 8, 11 и 14 градусов до в.м.т.

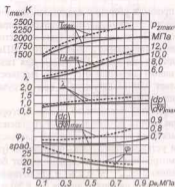
3.4.1. Влияние применения природного газа на характеристики сгорания и тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5

Показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам в зависимости от изменения нагрузки для частоты вращения 2400 мин⁻¹ и установочного угла 8 градусов представлены на рисунке 3.10, а.

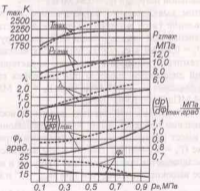
Анализируя графики, необходимо отметить, что увеличиваются максимальное давление газов в цилиндре дизеля (на 13 %) и степень повышения давления (на 18 %) при газодизельном процессе на режиме номинальной нагрузки ($p_e = 0,84$ МПа), при этом с увеличением нагрузки максимальное давление газов в цилиндре дизеля и степень повышения давления возрастают.

Максимальная осредненная температура газов в цилиндре превышает значения дизельного процесса при всех значениях среднего эффективного давления (при $P_e = 0,12$ МПа на 8 % (1650 К), при $P_e = 0,84$ МПа (2400 К) на 20 %) и увеличивается с возрастанием нагрузки.

Угол, соответствующий периоду задержки воспламенения при газодизельном процессе, выше во всем диапазоне изменения нагрузок (при $P_e = 0,84$ МПа на 12 %).



а



б

Рисунок 3.10 - Изменение показателей процесса сгорания дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при $n = 2400$ мин⁻¹: а - $\Theta_{сп} = 8^\circ$ п.к.в., б - $\Theta_{сп} = 14^\circ$ п.к.в.; — — — дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

Жесткость процесса сгорания для дизеля увеличивается при возрастании нагрузки от минимального значения при минимальной нагрузке (0,62 МПа/градус при среднем эффективном давлении 0,11 МПа) до максимального значения (0,7 МПа/градус при среднем эффективном давлении 0,92 МПа). Для газодизеля при среднем эффективном давлении 0,11 МПа жесткость процесса сгорания составляет 0,65 МПа/градус, а при нагрузке 0,84 МПа жесткость составляет уже 0,8 МПа/градус.

Характер изменения показателей процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам в зависимости от изменения нагрузки для частоты вращения 2400 мин⁻¹ и установочного угла 14 градусов (рис. 3.10, б.) аналогичен рассмотренному выше. Однако имеют большие значения (по сравнению с $\Theta_{\text{впр}} = 8^\circ$ п.к.в.) и увеличиваются максимальное давление газов в цилиндре дизеля (на 9 %) и степень повышения давления (на 28 %) при газодизельном процессе на режиме номинальной нагрузки ($p_e = 0,84$ МПа).

При этом выявлено, что с увеличением нагрузки максимальное давление газов в цилиндре дизеля возрастает и имеет большие значения при использовании КПГ для нагрузки $P_e > 0,6$ МПа (при $P_e = 0,84$ МПа $P_{e \text{ гд}} = 12$ МПа). Для максимальной средней температуры газов в цилиндре характерно превышение значений дизельного процесса при значениях среднего эффективного давления $P_e > 0,25$ МПа (при $P_e = 0,5$ МПа на 12 %, при $P_e = 0,84$ МПа (2600 К) на 18 %).

Угол, соответствующий периоду задержки воспламенения при газодизельном процессе, выше во всем диапазоне изменения нагрузок и имеет равные значения (14 градусов) при номинальной нагрузке ($P_e = 0,84$ МПа). Вместе с тем жесткость процесса сгорания увеличивается при возрастании нагрузки и имеет значительно более высокие значения, чем при $\Theta_{\text{впр}} = 8^\circ$ п.к.в. и $\Theta_{\text{впр}} = 11^\circ$ п.к.в..

При дизельном процессе жесткость процесса сгорания снижается с максимального значения (0,98 МПа/градус при среднем эффективном давлении 0,84 МПа) до минимального значения при минимальной нагрузке (0,73 МПа/градус при среднем эффективном давлении 0,11 МПа).

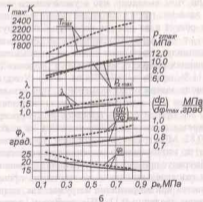
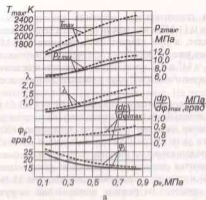


Рисунок 3.11 - Изменение показателей процесса сгорания дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при $\Theta_{\text{впр}} = 11^\circ$ п.к.в.: а - $n = 2400$ мин⁻¹, б - $n = 1900$ мин⁻¹;

— дизельный процесс; - - - газодизельный процесс

Для газодизельного процесса при среднем эффективном давлении 0,11 МПа жесткость процесса сгорания составляет 0,88 МПа/градус, а при номинальной нагрузке 0,84 МПа жесткость составляет уже 1,1 МПа/градус. Очевидно, что жесткость работы при $\Theta_{\text{всп}} = 14^\circ$ п.к.в. превышает установленные значения и накладывает ограничения на использование двигателя с данным УУ-ОВТ.

Показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам в зависимости от изменения нагрузки для частоты вращения 2400 мин⁻¹ и установочного угла 11 градусов (оптимального для дизельного процесса) представлены на рисунке 3.11, а. Из графиков видно, что увеличиваются максимальное давление газов в цилиндре дизеля (на 10 %) и степень повышения давления (на 35 %) при газодизельном процессе на режиме номинальной нагрузки ($P_e = 0,84$ МПа). При этом выявлено, что с увеличением нагрузки, максимальное давление газов в цилиндре дизеля и степень повышения давления растут и на режиме номинальной нагрузки ($P_e = 0,84$ МПа) $P_{e \text{ гд}} = 11,2$ МПа. Максимальная осредненная температура газов в цилиндре превышает значения дизельного процесса при всех значениях среднего эффективного давления (при $P_e = 0,12$ МПа на 11 %, при $P_e = 0,84$ МПа на 16 %). Угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, при газодизельном процессе выше во всем диапазоне изменения нагрузок (при $P_e = 0,84$ МПа на 7 %). При дизельном процессе жесткость процесса сгорания снижается с максимального значения на максимальной нагрузке (0,82 МПа/градус при среднем эффективном давлении 0,92 МПа) до минимального значения при минимальной нагрузке (0,72 МПа/градус при среднем эффективном давлении 0,11 МПа).

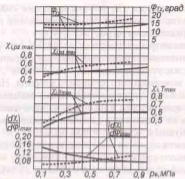
При газодизельном процессе жесткость процесса сгорания увеличивается при возрастании нагрузки. Так, если при среднем эффективном давлении 0,11 МПа жесткость процесса сгорания составляет 0,78 МПа/градус, то при нагрузке 0,84 МПа жесткость составляет уже 0,9 МПа/градус. Резкое увеличение жесткости процесса при газодизельном процессе происходит при нагрузках выше 0,55 МПа, не превышая при этом допустимых значений.

Показатели процесса сгорания дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам в зависимости

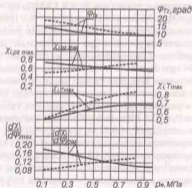
от изменения нагрузки для частоты вращения 1900 мин⁻¹ и установочного угла 11 градусов (оптимального для газодизельного процесса) представлены на рисунке 3.11, б.

При рассмотрении графиков очевидно, что общие закономерности изменения показателей процесса сгорания в зависимости от нагрузки, установленные для $n = 2400$ мин⁻¹, сохранились и для режима максимального крутящего момента. На этом режиме при газодизельном процессе увеличилась максимальная осредненная температура газов в цилиндре во всем диапазоне изменения нагрузок по сравнению с дизельным процессом (при $P_e = 0,12$ МПа (1600 К) на 14 %, при $P_e = 0,84$ МПа (2350 К) на 23 %). Степень повышения давления при газодизельном процессе несколько ниже дизельного процесса на малых нагрузках, но при $P_e > 0,2$ МПа увеличивается (при $P_e = 0,84$ МПа на 27 %). Вместе с тем угол, соответствующий периоду задержки воспламенения, при газодизельном процессе больше, чем при дизельном, во всем диапазоне изменения нагрузок (при $P_e = 0,12$ МПа ($\phi = 26$ град.) на 18 %, при $P_e = 0,84$ МПа ($\phi = 16$ град.) на 7 %). При дизельном и газодизельном процессах жесткость сгорания увеличивается по мере возрастания нагрузки, и при этом большие значения соответствуют работе с использованием в качестве топлива КПГ ($dp/d\phi = 0,94$ при $P_e = 0,84$ МПа). Жесткость процесса сгорания при газодизельном процессе лежит выше значений дизельного процесса во всем диапазоне изменения нагрузок. Вместе с тем с увеличением нагрузки максимальное давление газов в цилиндре растет и при $P_e > 0,5$ МПа имеет большие значения при газодизельном процессе (для $P_e = 0,84$ МПа (на 5,5 %) $P_{e \text{ гд}} = 11,6$ МПа).

Характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам при частоте вращения 2400 мин⁻¹ и установочном угле опережения впрыскивания топлива 8 градусов в зависимости от изменения нагрузки представлены на рисунке 3.12, а. Установлено, что при дизельном цикле работы максимум скорости активного тепловыделения с увеличением нагрузки снижается, а при газодизельном процессе увеличивается и имеет большие значения в области нагрузок $P_e > 0,6$ МПа (при $P_e = 0,2$ МПа $dy/d\phi_{\text{max}} = 0,07$, при дизельном процессе $dy/d\phi_{\text{max}} = 0,13$, при $P_e = 0,84$ МПа $dy/d\phi_{\text{max}} = 0,11$, а при дизельном процессе $dy/d\phi_{\text{max}} = 0,08$).



а

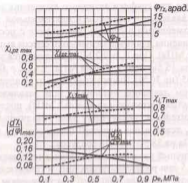


б

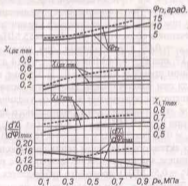
Рисунок 3.12 - Изменение характеристик тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$:

а - $\Theta_{\text{всп}} = 8^\circ \text{ п.к.в.}$, б - $\Theta_{\text{всп}} = 14^\circ \text{ п.к.в.}$;

— - дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс



а



б

Рисунок 3.13 - Изменение характеристик тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при $\Theta_{\text{всп}} = 11^\circ \text{ п.к.в.}$:

а - $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, б - $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$;

— - дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

Вместе с тем графики активного выделения тепла при максимальном давлении в цилиндре и максимальной температуре в цилиндре изменяются в сторону увеличения с ростом нагрузки, при этом значения для газодизельного процесса выше (для $\chi_{Pz \max}$ при $P_e > 0,2$ МПа). При $P_e = 0,2$ МПа наблюдается увеличение $\chi_{T \max} = 0,55$ (на 15 %), при $P_e = 0,84$ МПа $\chi_{T \max} = 0,75$ (на 25 %), $\chi_{Pz \max} = 0,65$ (на 30 %). Значения активного выделения тепла при максимальном давлении в цилиндре для газодизеля несколько ниже при малых нагрузках (до $P_e = 0,2$ МПа), после чего наблюдается значительное увеличение. При газодизельном процессе значения φ_{12} лежат выше значений при дизельном процессе (при $P_e = 0,84$ МПа на 38 %: $\varphi_{12} = 18$ градусов).

Аналогичный характер имеют кривые тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам при частоте вращения 2400 мин⁻¹ и установочном угле опережения впрыскивания топлива 14 градусов в зависимости от изменения нагрузки (рис. 3.12, б). При дизельном цикле работы максимум скорости активного тепловыделения с увеличением нагрузки снижается, а при газодизельном процессе увеличивается и имеет большие значения в области нагрузок $P_e > 0,55$ МПа (при $P_e = 0,2$ МПа $dy/d\varphi_{\max} = 0,09$ для газодизеля, при дизельном процессе $dy/d\varphi_{\max} = 0,17$, при $P_e = 0,84$ МПа $dy/d\varphi_{\max} = 0,14$ для газодизеля, а при дизельном процессе $dy/d\varphi_{\max} = 0,11$). Кривые активного выделения тепла при максимальном давлении в цилиндре и максимальной температуре изменяются в сторону увеличения с ростом нагрузки, при этом значения для газодизельного процесса выше дизельного (при $P_e = 0,2$ МПа $\chi_{T \max} = 0,57$ (на 7 %), при $P_e = 0,84$ МПа $\chi_{T \max} = 0,83$ (на 22 %), $\chi_{Pz \max} = 0,71$ (на 20 %)). Вместе с тем значения активного выделения тепла при максимальном давлении в цилиндре для газодизеля несколько ниже при малых нагрузках (до $P_e = 0,53$ МПа), после чего наблюдается значительное увеличение. Значения φ_{12} при газодизельном процессе лежат выше значений при дизельном процессе (при $P_e = 0,84$ МПа на 15 %: $\varphi_{12} = 11,5$ градусов).

Характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам при $n = 2400$ мин⁻¹ и УОВОТ 11 градусов (оптимальном для дизельного процесса) в за-

висимости от изменения нагрузки представлены на рисунке 3.13, а. Очевидно, что при газодизельном процессе характеристики тепловыделения несколько отличаются от характеристик тепловыделения дизельного процесса. Так, при дизельном цикле работы максимальное значение скорости активного тепловыделения с увеличением нагрузки снижается, а при газодизельном процессе увеличивается и имеет большие значения в области нагрузок $P_e > 0,5$ МПа (при $P_e = 0,2$ МПа $dy/d\varphi_{\max} = 0,09$, при дизельном процессе $dy/d\varphi_{\max} = 0,15$, при $P_e = 0,84$ МПа $dy/d\varphi_{\max} = 0,13$, а при дизельном процессе $dy/d\varphi_{\max} = 0,1$). Кривые активного выделения тепла при максимальном давлении в цилиндре и максимальной температуре изменяются в сторону увеличения с ростом нагрузки, при этом значения для газодизельного процесса выше (при $P_e = 0,2$ МПа $\chi_{T \max} = 0,7$ (на 27 %), при $P_e = 0,84$ МПа $\chi_{T \max} = 0,79$ (на 23 %), $\chi_{Pz \max} = 0,69$ (на 31 %)). Значения активного выделения тепла при максимальном давлении в цилиндре для газодизеля несколько ниже при малых нагрузках (до $P_e = 0,4$ МПа), после чего наблюдается значительное увеличение. При газодизельном процессе значения φ_{12} лежат выше значений при дизельном процессе (при $P_e = 0,84$ МПа на 25 %: $\varphi_{12} = 15$ градусов).

Характеристики тепловыделения дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам при частоте вращения 1900 мин⁻¹ и установочном угле опережения впрыскивания топлива 11 градусов в зависимости от изменения нагрузки представлены на рисунке 3.13, б. Из графиков видно, что максимум скорости активного тепловыделения при газодизельном процессе лежит выше аналогичных значений дизельного процесса при больших нагрузках. Так, если при дизельном процессе эти значения при увеличении нагрузки снижаются, то при газодизельном процессе - возрастают. Более высокие значения при газодизельном цикле работы характерны также и для активного выделения тепла при максимальном давлении газов в цилиндре и максимальной температуре (при $P_e = 0,2$ МПа $\chi_{T \max} = 0,65$ (выше на 18 % по сравнению с дизелем), $\chi_{Pz \max} = 0,3$ (выше на 50 %), при $P_e = 0,84$ МПа $\chi_{T \max}$ выше на 23 %, $\chi_{Pz \max}$ выше на 31 %). При этом значения показателей увеличиваются с ростом нагрузки. Значения φ_{12} при использовании КПГ лежат выше значений

при дизельном процессе (при $P_e = 0,84$ МПа на 40 %: $\phi_{12} = 14$ градусов) и при увеличении нагрузки возрастает. Таким образом, рассмотренные характеристики сгорания и тепловыделения подтверждают выбор в качестве оптимального $\Theta_{\text{всп}} = 11^\circ$ п.к.в. с точки зрения оптимальной жесткости работы двигателя и эффективности процесса сгорания.

3.4.2. Влияние применения природного газа на мощностные и экономические показатели работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5

Исследования влияния применения природного газа на эффективные показатели работы двигателя проводились на каждом скоростном режиме на трех углах опережения впрыскивания топлива 8, 11 и 14 градусов до в.м.т.

Изменение мощностных и экономических показателей работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при $n = 2400$ мин⁻¹ по дизельному и газодизельному процессам на установочном угле опережения впрыскивания топлива 11 градусов в зависимости от нагрузки представлены на рисунке 3.14, а.

Из представленных графиков видно, что величина запального (дизельного) топлива практически не изменяется с увеличением нагрузки. Так, на номинальной нагрузке ($P_e = 0,84$ МПа) эта величина составляет 2,9 кг/ч. На малых нагрузках удельный эффективный расход топлива при газодизельном процессе несколько выше (при $P_e = 0,16$ МПа на 8 %: $g_e = 325$ г/кВт·ч), чем при дизельном процессе, видимо, это связано с ухудшением условий воспламенения газозвушной смеси запальным дизельным топливом и процесса сгорания. При увеличении нагрузки удельный эффективный расход топлива при газодизельном процессе уменьшается и по сравнению с дизельным процессом на номинальной нагрузке ($P_e = 0,84$ МПа) на 5 % меньше (209 г/кВт·ч).

Эффективный коэффициент полезного действия возрастает с увеличением нагрузки и при использовании КПГ на номинальном нагрузочном режиме составляет $\eta_{e\text{га}} = 0,37$, что на 10 % выше, чем для дизельного процесса. Кривая значений суммарного часового расхода топлива проходит ниже для газодизеля в обла-

сти нагрузок более 0,25 МПа и с увеличением нагрузки часовой расход топлива растет (на номинальном режиме при работе на природном газе G , меньше на 8 %, чем при работе по дизельному процессу, и составляет 16,9 кг/ч).

Температура отработавших газов увеличивается на номинальной нагрузке с 400 до 490°С при переходе с дизельного на газодизельный процесс.

Вместе с тем при работе на газообразном топливе снижается значение коэффициента избытка воздуха во всем диапазоне нагрузок. Расход воздуха также снижается при переходе с дизельного на газодизельный процесс работы двигателя, что говорит о частичном замещении воздуха, поступающего в цилиндры двигателя природным газом.

Расход воздуха на газодизельном процессе несколько ниже, чем на дизельном процессе, на всех нагрузочных режимах работы. Так, при $P_e = 0,84$ МПа и $n = 2400$ мин⁻¹ $G_a = 450$ кг/ч (на 9 % меньше, чем для дизеля).

Основные закономерности изменения мощностных и экономических показателей работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при $n = 1900$ мин⁻¹ по дизельному и газодизельному процессам на установочном угле опережения впрыскивания топлива 11 градусов в зависимости от нагрузки представлены на рисунке 3.14, б.

Характерные кривые изменяются аналогично рассмотренным графикам для $n = 2400$ мин⁻¹. При этом величина запального (дизельного) топлива практически не изменяется с увеличением нагрузки. На малых нагрузках удельный эффективный расход топлива при газодизельном процессе несколько выше, чем при дизельном процессе, это связано с ухудшением процесса сгорания.

При больших и средних нагрузках ($P_e > 0,5$ МПа) удельный эффективный расход топлива при газодизельном процессе лежит ниже дизельного процесса (при $P_e = 0,84$ МПа (195 г/кВт·ч) на 3 % меньше по сравнению с дизелем.

Эффективный коэффициент полезного действия при работе на газе на максимальной нагрузке составляет $\eta_{e\text{га}} = 0,39$, что выше дизельного процесса.

Суммарный часовой расход топлива на малых нагрузочных режимах при газодизельном процессе лежит несколько выше ди-

зельного процесса, но при $P_e > 0,3$ МПа снижается (при работе на газе G_z меньше на 11 %, чем при работе по дизельному процессу, при $P_e = 0,84$ МПа) и составляет 12 кг/ч).

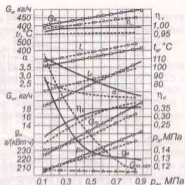
Температура отработавших газов при газодизельном процессе на нагрузках близких к максимальным больше, чем при дизельном процессе, на 28 %. Расход воздуха на газодизельном процессе несколько ниже, чем на дизельном процессе, во всем диапазоне изменения нагрузок.

Нагрузочные характеристики работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 по дизельному и газодизельному процессам на установочных углах опережения впрыскивания топлива 8 и 14 градусов представлены на рисунках 3.15, а, б.

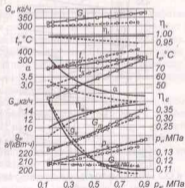
Из рассматриваемых графиков видно, что общая картина изменения показателей работы дизеля осталась прежней, однако эффективный к.п.д. при работе на газе на номинальном нагрузочном режиме ниже, чем для дизельного процесса, при $\Theta_{впр} = 8$ градусов, а удельный эффективный расход топлива при газодизельном процессе лежит выше дизельного процесса во всем диапазоне изменения нагрузок.

Расход запального дизельного топлива остался на том же уровне. Вместе с тем при $\Theta_{впр} = 14$ градусов и $P_e > 0,75$ МПа кривая удельного эффективного расхода топлива при газодизельном процессе лежит ниже дизельного процесса (при $P_e = 0,84$ МПа на 2 %: $g_e = 208$ г/кВт.ч.).

Часовой расход топлива на малых нагрузочных режимах при газодизельном процессе лежит несколько выше дизельного процесса, но при $P_e > 0,75$ МПа снижается на 1...10 %. Расход воздуха на газодизельном процессе несколько ниже, чем на дизельном процессе, в диапазоне изменения нагрузок $P_e > 0,3$ МПа. Вместе с тем при работе на газообразном топливе снижается значение коэффициента избытка воздуха во всем диапазоне нагрузок.



а



б

Рисунок 3.14 - Влияние применения природного газа на мощностные показатели дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при $\Theta_{впр} = 11^\circ$ п.к.в.: а - $n = 2400$ мин⁻¹; б - $n = 1900$ мин⁻¹; — — — дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

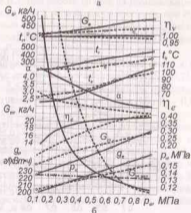
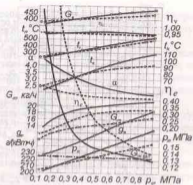


Рисунок 3.15 - Влияние подачи природного газа на мощностные и экономические показатели работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$:

а - $\Theta_{\text{всп}} = 8$ градусов; б - $\Theta_{\text{всп}} = 14$ градусов;
 ——— дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс;
 ····· расход запального ДТ

3.4.3. Влияние применения природного газа на экологические показатели работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5

Изменение содержания токсичных компонентов в отработавших газах дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при частоте вращения 2400 мин^{-1} и установочном угле опережения впрыскивания топлива 11 градусов (оптимально для дизельного процесса) представлено на рисунке 3.16, а.

Из представленных графиков видно, что содержание оксидов азота в отработавших газах при работе по газодизельному процессу ниже, чем по дизельному, практически во всем диапазоне изменения нагрузок и имеет равные значения (165 ppm) при $P_e = 0,2 \text{ МПа}$ и меньшие значения при увеличении нагрузки (при $P_e = 0,84 \text{ МПа}$ содержание NO_x снизится на $6,5\%$ и составит 172 ppm).

Существенно снижается содержание в отработавших газах сажи при работе по газодизельному процессу. Эффект значителен особенно в диапазоне нагрузок выше $0,6 \text{ МПа}$. Так, если при среднем эффективном давлении $0,84 \text{ МПа}$ содержание сажи в отработавших газах при работе по дизельному процессу составляет $2,5$ единиц шкалы bosch, то при работе по газодизельному процессу всего $0,1$ единицы шкалы bosch.

Вместе с тем необходимо отметить, что при работе по газодизельному процессу возрастает содержание в отработавших газах CO на малых нагрузках. Так, при среднем эффективном давлении $0,11 \text{ МПа}$ содержание CO в отработавших газах составляет $0,06\%$ при работе по газодизельному процессу, в то время как по дизельному процессу всего $0,035\%$.

Однако с увеличением нагрузки содержание CO в отработавших газах при работе по газодизельному процессу снижается и при среднем эффективном давлении $0,70 \text{ МПа}$ равняется содержанию CO в отработавших газах дизельного процесса, а при дальнейшем увеличении нагрузки лежит ниже значений дизельного процесса (снижение до 20%).

Содержание в отработавших газах диоксида углерода ниже во всем диапазоне изменения нагрузок при работе по газодизель-

ному процессу. Причем с увеличением нагрузки разность в концентрациях при работе по дизельному и газодизельному циклам возрастает.

Это объясняется тем, что при росте нагрузки увеличивается относительное замещение газом дизельного топлива, поскольку цикловая подача его остается постоянной, а регулирование нагрузки осуществляется изменением количества подаваемого в цилиндры газа.

Зависимость содержания в отработавших газах суммарных углеводородов при работе по газодизельному циклу имеет иной характер: концентрация существенно возрастает при уменьшении нагрузки и достигает максимума при сбросе нагрузки до режима близкого к холостому ходу.

Изменение содержания токсичных компонентов в отработавших газах дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при частоте вращения 1900 мин⁻¹ и установочном угле опережения впрыскивания топлива 11 градусов (оптимальном) представлено на рисунке 3.16, б.

Закономерности изменения содержания токсичных компонентов в отработавших газах при работе по дизельному и газодизельному процессам аналогичны рассмотренным выше. Изменяются только абсолютные значения.

Содержание сажи в отработавших газах при работе по дизельному процессу снижается (по сравнению с номинальным режимом работы $n = 2400$ мин⁻¹) и достигает при номинальных значениях нагрузки 2 единиц шкалы Bosch. Значения содержания сажи в отработавших газах при работе по газодизельному процессу во всем диапазоне нагрузок не превышает 0,2 единиц шкалы Bosch.

Значения концентраций оксидов азота при $n = 1900$ мин⁻¹ лежат ниже значений при $n = 2400$ мин⁻¹ при обоих процессах во всем диапазоне изменения нагрузок.

Так, при $P_e = 0,84$ МПа содержание NO_x снижается на 15 % по сравнению с дизелем и составляет 170 ppm для газодизельного процесса.

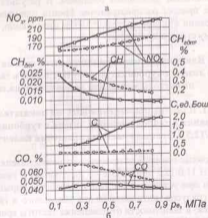
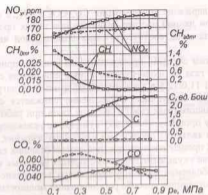


Рисунок 3.16 - Влияние применения природного газа на экологические показатели дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при $\Theta_{впр} = 11^\circ$ п.к.в.:
а - $n = 2400$ мин⁻¹; б - $n = 1900$ мин⁻¹;
— - дизельный процесс; - - - газодизельный процесс

Содержание концентрации CO , CO_2 и CH_4 в отработавших газах при данной частоте вращения при обоих процессах лежат выше значений, соответствующих номинальной частоте вращения.

Таким образом, проанализировав влияние применения природного газа на экологические показатели дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки, можно утверждать следующее. Существенно снижается содержание в отработавших газах сажи и оксидов азота при работе по газодизельному процессу. Поскольку суммарные углеводороды и оксид углерода являются продуктами неполного сгорания, то на увеличение их процентного содержания в отработавших газах оказывает влияние ухудшение процесса сгорания на малых нагрузках из-за переобеднения газозвушной смеси вследствие использования качественного способа регулирования мощности и воспламенения запальным дизельным топливом. В результате на малых нагрузках процесс распространения фронта пламени и весь процесс сгорания в целом протекает менее интенсивно, способствуя неполному сгоранию топлива.

3.5. Влияние применения природного газа на показатели работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

3.5.1. Влияние применения КПГ на показатели процесса сгорания и тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН11,0/12,5 в функции частоты вращения коленчатого вала

Основные показатели процесса сгорания дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе по дизельному и газодизельному процессам при установочном угле опережения впрыскивания топлива 11° градусов (оптимальном для дизельного и газодизельного процесса) в зависимости от изменения частоты вращения представлены на рисунке 3.17, а.

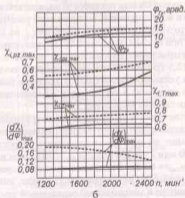
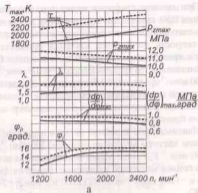


Рисунок 3.17 - Влияние применения природного газа на показатели рабочего процесса дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения при $\Theta_{\text{оп}} = 11^\circ$ п.к.в.: а - показатели процесса сгорания; б - характеристики тепловыделения; — — — дизельный процесс; - - - - газодизельный процесс

Из графиков следует, что при увеличении частоты вращения во всем рассматриваемом диапазоне изменения частот вращения содержание в отработавших газах сажи ниже при работе на природном газе с запальной порцией ДТ. Содержание сажи с увеличением частоты вращения растет при работе по дизельному процессу с 1,6 до 2,5 ед. Bosch из-за снижения количества времени, отводимого на окисление сажевых частиц. При работе по газодизельному процессу содержание сажи в ОГ практически не изменяется (0,1...0,2 ед. Bosch) и определяется величиной запальной порции дизельного топлива. Содержание оксидов азота при работе по газодизельному процессу ниже дизельного процесса во всем диапазоне изменения частоты вращения, причем с увеличением частоты вращения концентрация оксидов азота уменьшается. При $\Theta_{\text{впр}} = 11$ градусов с увеличением частоты вращения содержание NO_x в ОГ снижается с 270 до 170 ppm для дизельного процесса. Для газодизеля с турбонаддувом содержание NO_x значительно меньше и изменяется в диапазоне от 170 до 190 ppm. Содержание суммарных углеводородов выше для газодизельного цикла для всех скоростных режимов. Содержание в отработавших газах CO при работе по дизельному процессу растет с увеличением частоты вращения, причем при газодизельном процессе концентрация CO лежит несколько выше дизельного процесса. При этом содержание CO для газодизельного процесса становится ниже, чем для дизельной модификации, при $n > 2000 \text{ мин}^{-1}$.

3.5.3. Влияние применения природного газа на мощностные и экономические показатели дизеля с турбонаддувом 4СН11,0/12,5 в функции частоты вращения коленчатого вала

Зависимость мощностных и экономических показателей работы дизеля 4СН 11,0/12,5 по дизельному и газодизельному процессам на установочном угле опережения впрыскивания топлива 11 градусов (оптимальном для дизельного процесса) в функции частоты вращения коленчатого вала без регуляторной ветви представлены на рисунке 3.19.

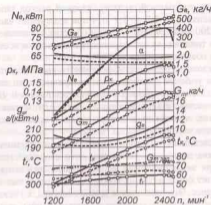


Рисунок 3.19 - Влияние применения природного газа на мощностные показатели дизеля с турбонаддувом 4СН 11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения при $\Theta_{\text{впр}} = 11^\circ$ п.к.в.;
 ———— - дизельный процесс; - - - - - газодизельный процесс

Из графиков видно, что при равных значениях эффективной мощности и крутящего момента (поскольку цели форсирования дизеля не было) во всем диапазоне частот вращения суммарный удельный эффективный расход топлива на газодизельном процессе меньше, чем на дизельном. Так, при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ $g_e = 209 \text{ г/кВт.ч}$ (снижение - 5%), при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$ $g_e = 190 \text{ г/кВт.ч}$ (снижение - 4,5%) для газодизеля.

Снижается также и суммарный часовой расход топлива, поскольку удельная теплота сгорания газа выше, чем у дизельного топлива на 14%. Так, при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ для газодизеля суммарный $G_t = 16,9 \text{ кг/ч}$ (снижение - 8%), при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$ $G_t = 13 \text{ кг/ч}$ (снижение - 8%).

Температура отработавших газов при газодизельном процессе выше, чем при дизельном процессе, во всем диапазоне частот вращения. Цикловая подача запального дизельного топлива

оставалась постоянной, поэтому часовой расход запального топлива изменялся от 1,7 до 2,9 кг/ч при изменении частоты вращения от 1200 до 2450 мин⁻¹. Таким образом, снижение расхода дизельного топлива за счет замещения его газом на всех скоростных режимах составило не менее 80 %.

Снижение удельного эффективного расхода топлива во всем основном рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала для газодизельного процесса объясняется высокой удельной теплотой сгорания газа и снижением в связи с этим массового расхода топлива, что также подтверждается и графиками изменения суммарного часового расхода топлива.

Проведенное индцирование процесса сгорания газодизельного цикла позволило установить, что сгорание газозудушной смеси при воспламенении ее запальным дизельным топливом происходит более активно, с большими скоростями и закапчивается быстрее. Это приводит, с одной стороны, к увеличению максимального давления сгорания p_z и увеличению скорости нарастания давления $(dp/d\phi)_{\max}$. С другой стороны, возрастает индикаторный к.п.д., поскольку потери тепла в данном случае уменьшаются. Это подтверждается графиком эффективного к.п.д., который учитывает удельную теплоту сгорания топлива. Значения эффективного к.п.д. выше во всем диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала при работе на природном газе.

Все указанные особенности изменения показателей для газодизельного процесса свидетельствуют о более эффективной работе двигателя на КПГ с запальной порцией ДТ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Все представленные в данной работе материалы посвящены исследованию процессов сгорания и тепловыделения, дальнейшему развитию теории горения метановоздушной смеси в цилиндре дизеля с турбонаддувом при работе на природном газе при впрыскивании запального дизельного топлива в камеру сгорания типа ЦНИДИ через многоструйную форсунку.

На основании проведенных на кафедре ДВС Вятской ГСХА экспериментальных стендовых исследований рабочего процесса дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.12С) при работе на природном газе установлена возможность улучшения эффективных показателей дизеля путем оптимизации параметров процесса сгорания и тепловыделения. Экспериментальными исследованиями установлена минимальная величина запального ДТ при работе дизеля 4ЧН 11,0/12,5 по газодизельному процессу, которая составляет 15...20 % от расхода топлива, подача природного газа 85...80 %. Установочный угол опережения впрыскивания топлива газодизельного процесса установлен 11 градусов п.к.в. для снижения «жесткости» работы газодизеля.

На основании теоретических исследований предложены:

- уточненная зонаная модель распространения топливных факелов при впрыскивании дизельного топлива (запальной порции) в метановоздушную среду цилиндра дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе на КПГ с камерой сгорания типа ЦНИДИ через многоструйную форсунку;

- уточненная феноменологическая модель воспламенения и горения метановоздушной среды в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе при впрыскивании запального дизельного топлива в камеру сгорания типа ЦНИДИ через многоструйную форсунку;

- математическая модель турбулентного горения метановоздушной среды в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 с камерой сгорания типа ЦНИДИ при работе на природном газе.

В результате экспериментальных исследований рабочего процесса в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе установлено следующее.

1. Определены оптимальные параметры регулировочных показателей, значения допустимых показателей процесса горения и характеристик тепловыделения:

а) по результатам индцирования на оптимальном $\Theta_{\text{нр}} = 11$ градусов п.к.в. и номинальном скоростном режиме $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ установлено, что $P_{z \text{ max}}$ возрастает на 10 % для газодизельного процесса и составляет 11,2 МПа при соответствующем значении для дизельного процесса 10,2 МПа;

б) установлено, что на номинальном режиме для газодизеля при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значение $dp/d\phi$ увеличивается на 11% и составляет 0,9 МПа/градус, на 19% увеличивается T_{max} в цилиндре и достигает 2500 К, на 2 градуса увеличивается угол ϕ ;

в) при этом $dx/d\phi_{\text{max}}$ возрастает на 44 % и достигает 0,13, на 3 градуса п. к. в. увеличивается угол, соответствующий максимальной температуре, наблюдается рост величины полезного выделения теплоты при максимальной средней температуре газов в цилиндре и максимальном давлении: $\chi_{T \text{ max}} = 0,79$ (на 23 %), $\chi_{Pz \text{ max}} = 0,69$ (на 31 %);

г) выявлено, что T_{max} в цилиндре превышает значения дизельного процесса при всех значениях среднего эффективного давления (при $P_e = 0,12 \text{ МПа}$ на 11 %, при $P_e = 0,84 \text{ МПа}$ на 16 %). При газодизельном процессе ϕ выше во всем диапазоне изменения нагрузок (при $P_e = 0,84 \text{ МПа}$ на 7 %). При дизельном процессе $dp/d\phi$ снижается с максимального значения на максимальной нагрузке (0,82 МПа/градус при $P_e = 0,92 \text{ МПа}$) до минимального значения (0,72 МПа/градус при $P_e = 0,11 \text{ МПа}$). При газодизельном процессе $dp/d\phi$ увеличивается при увеличении нагрузки, и при $P_e = 0,84 \text{ МПа}$ «жесткость» составляет 0,9 МПа/градус. Резкое увеличение $dp/d\phi$ при газодизельном процессе происходит при нагрузках свыше 0,55 МПа;

д) при $\Theta_{\text{нр}} = 11$ градусов п.к.в с увеличением нагрузки $dx/d\phi_{\text{max}}$ при газодизельном процессе возрастает и имеет большие значения в области нагрузок $P_e > 0,5 \text{ МПа}$ (при $P_e = 0,84 \text{ МПа}$ $dx/d\phi_{\text{max}} = 0,13$, а при дизельном процессе $dx/d\phi_{\text{max}} = 0,1$). Кривые активного выделения тепла при максимальном давлении в цилиндре и максимальной температуре изменяются в сторону увеличения значений с ростом нагрузки, при этом значения для газодизельного процесса выше (при $P_e = 0,84 \text{ МПа}$ $\chi_{T \text{ max}} = 0,79$ (на

23 %), $\chi_{Pz \text{ max}} = 0,69$ (на 31 %)). Значения ϕ_{Tz} лежат выше значений при дизельном процессе (при $P_e = 0,84 \text{ МПа}$ $\phi_{Tz} = 15$ градусов);

е) все показатели процесса сгорания ($\Theta_{\text{нр}} = 11$ градусов п.к.в) при газодизельном процессе лежат выше показателей дизельного процесса во всем диапазоне частот вращения. При этом $dp/d\phi$ снижается с увеличением частоты вращения и имеет большие значения для газодизельного процесса. $P_{z \text{ max}}$ в цилиндре снижается с увеличением частоты вращения (при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ $P_z = 12 \text{ МПа}$, при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ $P_z = 11,2 \text{ МПа}$). T_{max} газодизеля превышает значения дизельного процесса при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ на 20 % (2160 К), при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ на 19 % (2500 К). Для газодизеля значение ϕ выше во всем рассматриваемом диапазоне частоты вращения (при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ на 11 % (13,2 градуса п.к.в.), при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ на 7 % (16 градусов п.к.в.);

ж) $dx/d\phi_{\text{max}}$ выше, чем у дизельного процесса, во всем скоростном диапазоне: при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ на 25% ($dx/d\phi_{\text{max}} = 0,18$), при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ на 30 % ($dx/d\phi_{\text{max}} = 0,13$). Увеличение значений характерно и для активного тепловыделения в характерных точках, максимальном давлении в цилиндре и максимальной средней температуре газов в цилиндре (при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ $\chi_{T \text{ max}} = 0,77$ (на 10 %), $\chi_{Pz \text{ max}} = 0,67$ (на 39 %), при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ $\chi_{T \text{ max}} = 0,79$ (на 23 %), $\chi_{Pz \text{ max}} = 0,69$ (на 31 %)). Значения ϕ_{Tz} при газодизельном процессе выше, чем при дизельном процессе во всем диапазоне частот вращения.

2. Экспериментальными исследованиями рабочего процесса в цилиндре газодизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на природном газе определены основные мощностные и экономические показатели работы двигателя:

а) при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ G_i уменьшается на 8 % и составляет 16,9 кг/ч (оптимальный установочный УОВТ = 11 градусов п.к.в), g_e на этом угле меньше на 5 % и составляет 209 г/кВт.ч., мощность двигателя остается на том же уровне;

б) величина расхода запального (дизельного) топлива практически не изменяется с увеличением нагрузки и на номинальной нагрузке ($P_e = 0,84 \text{ МПа}$) составляет 2,9 кг/ч. На малых нагрузках g_e на 8 % выше, чем при дизельном процессе, это связано с ухуд-

шением процесса сгорания (при $P_e = 0,16$ МПа $g_e = 325$ г/кВт.ч.). При увеличении нагрузки g_e снижается по сравнению с дизельным процессом. При работе на газе η_e на номинальном режиме составляет $\eta_{e\text{га}} = 0,37$, что на 10 % выше, чем для дизельного процесса. Температура ОГ увеличивается на номинальной нагрузке с 400 до 490°С при переходе на газодизельный процесс. G_p на газодизельном процессе несколько ниже, чем на дизельном процессе, на всех нагрузочных режимах работы. Так, на номинальном режиме при $P_e = 0,84$ МПа и $n = 2400$ мин⁻¹ $G_p = 450$ кг/ч (на 9 % меньше для газодизеля);

в) при равных значениях эффективной мощности и крутящего момента (поскольку цели форсирования дизеля не было) во всем диапазоне частот вращения (оптимальный установочный УОВТ = 11 градусов п.к.в) суммарный g_e на газодизельном процессе меньше, чем на дизельном. Снижается для газодизеля и G_p , поскольку удельная теплота сгорания природного газа выше, чем у ДТ, на 14 % (при $n = 1900$ мин⁻¹ $G_p = 13$ кг/ч (снижение 8 %)). Температура ОГ при газодизельном процессе выше, чем при дизельном процессе, во все диапазоне частот вращения. G_p запального топлива изменялся от 1,7 до 2,9 кг/ч при изменении частоты вращения от 1200 до 2450 мин⁻¹. Таким образом, снижение расхода дизельного топлива за счет замещения его газом на всех скоростных режимах составило не менее 80 %.

3. В результате проведенного анализа ОГ установлено:

а) при увеличении $\Theta_{\text{впр}}$ содержание NO_x несколько возрастает. Во всем диапазоне изменения установочного УОВТ содержание NO_x имеет меньше на 6...8 % значения для газодизеля. Так, при оптимальном $\Theta_{\text{впр}} = 11$ градусов содержание NO_x снижается на 6,5 % (172 ppm). Сравнение содержания сажи в ОГ показывает, что при увеличении $\Theta_{\text{впр}}$ содержание сажи практически не возрастает при работе по газодизельному процессу, значения же ниже в 10...25 раз (уменьшаются с 2,5 до 0,1 единиц по шкале bosch при $\Theta_{\text{впр}} = 11$ градусов). Вместе с тем газодизельный процесс сопровождается увеличением выбросов CH_x — их содержание в ОГ выше по сравнению с дизельным процессом. Концентрация CH_x в зависимости от установочного УОВТ при газодизельном процессе уменьшается при увеличении $\Theta_{\text{впр}}$ (от 0,45 % при $\Theta_{\text{впр}} = 5$ градусов до 0,20 % при $\Theta_{\text{впр}} = 14$ градусов). Характер

изменения концентрации CH_x в зависимости от установочного УОВТ при дизельном процессе аналогичен. Содержание СО в ОГ при работе двигателя по газодизельному циклу ниже на 15...30 % при $\Theta_{\text{впр}} = 11, 14$ градусов и уменьшается с увеличением $\Theta_{\text{впр}}$. При оптимальном $\Theta_{\text{впр}} = 11$ градусов содержание в отработавших газах СО снижается с 0,046 до 0,039 % (на 18 %) для газодизеля;

б) при переходе на газодизельный процесс ($n = 2400$ мин⁻¹, $\Theta_{\text{впр}} = 11$ градусов) существенно снижается содержание сажи в ОГ, особенно в области нагрузок более 0,6 МПа (с 2,5 до 0,1 единиц по шкале bosch), а так же содержание оксидов азота, имеющих равные значения (165 ppm) при $P_e = 0,2$ МПа и меньшие значения при увеличении нагрузки (при $P_e = 0,84$ МПа содержание NO_x снижается на 6,5 % и составляет 172 ppm). Содержание в отработавших газах СО при работе по газодизельному циклу снижается при нагрузках выше 0,7 МПа (до 20 %);

в) при $\Theta_{\text{впр}} = 11$ градусов с увеличением частоты вращения содержание NO_x в ОГ снижается с 270 до 170 ppm для дизельного процесса. Для газодизеля с турбонаддувом содержание NO_x значительно меньше и изменяется в диапазоне от 170 до 190 ppm. Содержание сажи с увеличением частоты вращения растет при работе по дизельному процессу с 1,6 до 2,5 ед. bosch из-за снижения количества времени, отводимого на окисление сажевых частиц. При работе по газодизельному процессу содержание сажи в ОГ практически не изменяется (0,1...0,2 ед. bosch) и определяется величиной запальной порции дизельного топлива. Во всем рассматриваемом диапазоне изменения частот вращения содержание в ОГ сажи ниже при работе на природном газе с запальной порцией ДТ. Вместе с тем наблюдается увеличение содержания углеводородов CH_x в ОГ, особенно на малых частотах вращения. При этом содержание СО для газодизеля становится ниже, чем для дизельной модификации, при значениях $n > 2000$ мин⁻¹.

Проведенные исследования подтверждают перспективность работ по оптимизации процессов сгорания и тепловыделения дизелей с турбонаддувом при их модернизации для работы по газодизельному циклу с целью решения важных научно — технических проблем, имеющих практическое значение для развития нашей страны.

ЛИТЕРАТУРА

- Звонов В.А., Козлов А.В., Кутнев В.Ф. Экологическая безопасность автомобиля в полном жизненном цикле. – НАМИ, 2001. – 248 с.
- Распоряжение Правительства РФ от 31 августа 2002 г. № 1225-р. Экологическая доктрина Российской Федерации.
- Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных двигателей. – М.: Агропромиздат, 1991. – 208 с.
- Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных двигателей. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Колос, 1994. – 224 с.
- Новиков Л.А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей (продолжение) // Двигателестроение. – 2002. – № 3. – С. 32-34.
- Хачян А.С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта // Двигателестроение. – 2002. – № 1. – С. 34-36.
- Карницкий Е. Экологическая безопасность страны // Автомобильный транспорт. – 2006. – № 1. – С. 25-29.
- Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: РУДН, 1998. – 214 с.
- Гетьманец Г.В., Лиханов В.А. Социально-экологические проблемы автомобильного транспорта. – М.: Аспло, 1993. – 340 с.
- Звонов В.А., Заиграев Л.С., Азрова Ю.В. Относительная агрессивность вредных веществ и суммарная токсичность отработавших газов // Автомобильная промышленность. – 1997. – № 3. – С. 20-22.
- Кутнев В.Ф., Каменев В.Ф., Никитин И.М. Экологически чистые альтернативные топлива. Перспективы применения // Автомобильная промышленность. – 1997. – № 11. – С. 24-25.
- Кутнев В.Ф., Звонов В.А., Корнилов Г.С. Научно-технические проблемы улучшения экологических показателей автотранспорта // Автомобильная промышленность. – 1998. – № 11. – С. 7-11.
- Звонов В.А., Козлов А.В., Терещенко А.С. Экология: Альтернативные топлива с учетом их полного жизненного цикла // Автомобильная промышленность. – 2001. – № 4. – С. 10-12.
- Салова Т.Ю., Громова Н.Ю. Новое в природоохранном законодательстве // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей: Сб. науч. тр. между науч.-техн. конф. – Санкт-Петербург, 2002. – С. 398-402.
- Смайлис В.И. Малотоксичные двигатели. – Л.: Машиностроение, 1972. – 186 с.
- Жегалин О.И., Сайкин А.М., Френкель А.И. Методы снижения токсичности отработавших газов тракторных двигателей. – М.: ЦНИИЭИТракторсельхозмаш, 1976. – 30 с.
- Кутнев В.П., Свиридов Ю.Б. Экологические проблемы автомобильно-

- го двигателя и путь оптимального решения их // Двигателестроение. – 1990. – № 10. – С. 55-62.
- Ипатов А.А., Эйденов А.А. О реализации в среднесрочной перспективе (2005-2008 гг.) приоритетных задач, предусмотренных «Концепцией развития автомобильной промышленности России» // Автомобиль и техносфера: Материалы IV Международной научно-практической конференции. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2005. – с. 29-48.
- Терентьев Г.А., Тюков В.М., Смоль Ф.В. Моторные топлива из альтернативных сырьевых ресурсов. – М.: Химия, 1989. – 272 с.
- Шенцов В.А. Проблемы и перспективы перевода автомобильного транспорта на газомоторное топливо // Автомобиль и техносфера: Материалы IV Международной научно-практической конференции. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2005. – с. 71-74.
- Гусаров А.П., Вайсблом М.Е., Соколов М.Г. Газ как средство решения «Евро-2» // Автомобильная промышленность. – 1997. – № 11. – С. 27-29.
- Титков А.И. Природный газ – моторное топливо XXI века // Автомобильная промышленность. – 1998. – № 2. – С. 26-29.
- Шкрабак В.С., Николаенко А.В., Капустин А.А. Экономия жидкого дизельного топлива путем перевода дизелей на газодизельный процесс // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей: Сб. науч. тр. между науч.-техн. конф. – Санкт-Петербург, 2002. – С. 30-39.
- Минкин И.М., Карницкий В.В. Газодизель – силовая установка XXI века // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 5. – С. 4-8.
- Результаты исследований двигателей КамАЗ, питаемых природным газом / В.Н. Луканин, А.С. Хачян, В.Е. Кузнецов, В.М. Федоров, И.Г. Пинзлов, Р.Х. Хамидуллин // Экология двигателя и автомобиля: Тр. НАМИ. – М.: 1998.
- Табалин В.В., Серезкин А.М. Международный симпозиум «Газовое моторное топливо – топливо будущего» // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 6. – С. 28-29.
- Минниханов Р.Н., Павлов Б.П., Дегтярёв Г.Л., Валеев Д.Х., Гафуров Р.А. Проблемы и пути обеспечения конкурентоспособности отечественной техники // Автомобиль и техносфера: Материалы IV Международной научно-практической конференции. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2005. – с. 49-70.
- Долганов К.Е., Лисовал А.А., Колесник Ю.И. Система питания и регулирование для переоборудования дизелей в газодизели // Двигателестроение. – 1999. – № 1. – С. 37-40.
- Долганов К.Е., Поляков А.П., Парсаданов И.В. Газовые двигатели с искровым зажиганием // Автомобильная промышленность. – 1996. – № 2. – С. 6-8.

30. Гуляев С.А. Сжатый газ как моторное топливо // Автомобильная промышленность. - 1995. - № 2. - С. 28-30.
31. Перевод двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо / Под ред. Д.Н. Вырубова. - М.: Машгиз, 1946. - 239 с.
32. Перевод нефтяных двигателей на газообразное топливо / Под ред. Я.И. Кеймаха, Ф.А. Парфентьева. - М.: Машгиз, 1946. - 252 с.
33. Равич М.Б. Газ и его применение в народном хозяйстве. - М.: Наука, 1974. - 37 с.
34. Коллеров Л.К. Газовые двигатели поршневого типа. - Л.: Машиностроение, 1968. - 247 с.
35. Коллеров Л.К. О развитии газовых поршневых судовых двигателей большой мощности // Энергомашиностроение. - 1973. - № 12. - С. 46-47 с.
36. Генкин К.И. Газовые двигатели. - М.: Машиностроение, 1977. - 196 с.
37. Самоль Г.И., Гольдблат И.И. Газобаллонные автомобили. - М.: Машгиз, 1963. - 285с.
38. Природный газ как моторное топливо на транспорте / Ф.Г. Гайнуллин, А.И. Грищенко, Ю.Н. Васильев, Л.С. Золотаревский. - М.: Недра, 1986. - 237 с.
39. Карницкий В.В., Филиппович Т.Р. Газодизельные модификации // Автомобильная промышленность. - 1988. - № 11. - С. 26-28.
40. Карницкий В.В., Тер-Мкртчян Г.Г. Газодизельные автомобили НАМИ // Автомобильная промышленность. - 1993. - № 10. - С. 27-30.
41. Гоц А.Н., Машаренко И.П., Мокеева В.Н. Тенденции развития автомобильных и тракторных дизелей за рубежом // Двигателестроение. - 1992. - № 8-9. - С. 65-67,80.
42. Коллеров Л.К. Газовые двигатели поршневого типа. - Л.: Машиностроение, 1968. - 247 с.
43. Равичинд А.А. Унифицированные газовые дизельные двигатели. - М.: Недра, 1976. - 196с.
44. Whitehouse H.D. Advances in British dual fuel and gas engines // Diesel Eng. and Fuels Assoc. - 1973. - № 353. - p. 1-11.
45. Васильев В. Криогенный КамАЗ // Автомобильный транспорт. - 2006. - № 1. - С. 50-54.
46. Дизели: Справочник. 3-е изд. / Под ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова - Л.: Машиностроение, 1977. - 480 с.
47. Генкин К.И., Аксенов Д.Т., Струнне Б.Н. Газовые двигатели ГД-100 и агрегаты на их базе. - Л.: Недра, 1970. - 238 с.
48. Chen T.N., Alford R.N. Combustion characteristics of large gas engines // Pap. ASME. - 1971. - P. 6-8.
49. Ивлева И. Всемирная автобусная выставка // Автомобильный транспорт. - 2006. - № 2. - С. 29-33.
50. Daugas M. Pielstick tests on afb biogas diesels give promising results // Mod. Power Syst. - 1983. - № 2. - P. 43-45.

51. 6L6G32X marine gas diesel developed by Fuji Diesel // Zosen. - 1982. - № 4. - P. 32-33.
52. Natural gas will fuel bulk carrier // Mot. Ship. - 1980. - № 725. - P. 35.
53. Gasmotorenautrub? // Schiff-Ing. - 1982. - № 161. - P. 41-42.
54. NKK proposes dual fuel diesel LNGC with reliquefaction // Mot. Ship. - 1985. - № 777. - P. 33-35.
55. Vickers Jeffrey. Development of a system for methane operation in a four cylinder light duty diesel engine // SAE Techn. Pap. Ser. - 1983. - № 831197. - P. 39-45.
56. Ramsey David. Propane for diesel fuel system // Diesel Progr. N.Amer. - 1983. - № 3. - 27 p.
57. Karim G.A., Amoozegar N. Determination of the performance of a dual fuel diesel engine with the addition of various liquid fuels to the intake charge // SAE Techn.Pap.Ser. - 1983. - № 830265. - p. 9.
58. Karim G.A., Amoozegar N. Examination of the performance of a Dual Fuel Diesel Engine with Particular Reference to the Presence of Some Inert Diluents in the Engine Intake Charge // SAE Techn. Pap. Ser. - 1982. - № 821222. - p. 8.
59. Miles J.A. Power unit modification to accommodate interruptible flow of natural gas // Trans. ASAE. - 1977. - № 3. - P. 406-407.
60. Балабева И. Италия - лидер в использовании газовых автомобилей // Автомобильный транспорт. - 2006. - № 1. - С. 56-58.
61. Быков В.И., Парсаданов И.В., Виноград С.Л. Дизель СМД-31.15 для автомобилей КраЗ // Автопалеховик Украины, 1995. - №4. - С. 27-29.
62. Самсонов Р.О. Комплексное исследование смешанного дизельного и газодизельного рабочих процессов на базе одноцилиндрового отсека ОГД-100 // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 69.
63. Долганов К.Е. Автомобильные газодизели // Двигателестроение. - 1995. - С. 6-10.
64. Карницкий В.В., Валеев Д.Х., Фучкин С.В. Опыт эксплуатации газодизельных КамАЗов // Автомобильная промышленность. - 1992. - № 8. - С. 20-21.
65. Трынов В., Паденко С., Фучкин С. Газодизель для КамАЗов // Автомобильный транспорт. - 1988. - № 11. - С. 39-43.
66. Егоров А.В. Газобаллонный КамАЗ. - М.: Машиностроение, 1992. - 250 с.
67. Газодизельные автомобили КамАЗ моделей 53208, 53218, 53219, 54118, 55118, 53217: Дополнение к руководству по эксплуатации автомобилей КамАЗ-5320 / Под ред. Д.Х. Валеева. - М.: Машиностроение, 1988. - 60 с.
68. Газобаллонные автомобили / Е.Г. Григорьев, Б.Д. Колубнев, В.И. Ерохов, А.А. Зубарев. - М.: Машиностроение, 1989. - 216 с.
69. Автомобили с бензоголовыми двигателями и газодизелями: особенности конструкции и технического обслуживания / К.Е. Долганов, А.Г. Гово-

рук, А.И. Патниченко, А.М. Мансуров, А.П. Левковский. - К.: Техника, 1991. - 123 с.

70. Разработка и исследование системы питания и регулирования газодизеля ЯМЗ-240ГД / К.Е. Долганов, В.С. Вербовский, Г.В. Кулич, С.Б. Кубенко // Химическая технология. - 1988. - № 5. - С. 13-15.

71. Разработка и исследование системы питания и регулирования газодизеля ЯМЗ-240Н1-ГД / К.Е. Долганов, В.С. Вербовский, А.И. Патниченко, С.Б. Кубенко // Химическая технология. - 1989. - № 6. - С. 45-47.

72. Система питания для газодизеля с двухрежимным регулятором частоты вращения / К.Е. Долганов, А.А. Лисовал, А.П. Поляков // Двигателестроение. - 2001. - № 3. - С. 29-31.

73. Газобаллонный БелАЗ / К.Е. Долганов, Н.Е. Основенко, А.И. Патниченко и др. // Промышленный транспорт. - 1988. - № 5. - С. 12-13.

74. Суи С., Хилл Р.С. Двухтопливный режим работы предкамерного дизельного двигателя на природном газе // Тр. Америк. общ-ва инженеров-механиков. - 1985. - № 4. - С. 60-68.

75. Куряши А.П., Маракховский В.П., Кайдалов А.А. Исследования рабочего процесса газодизеля // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 75.

76. Михайлов И.Д., Шаловалов М.Э., Каграман А.А. Экспериментальное и аналитическое определение запальной дозы дизельного топлива для осуществления газодизельного цикла // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 79.

77. Матвеевский Д.Д., Свистула А.Е. Исследование системы питания дизеля для работы на газообразном и жидком топливе // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 80.

78. Фучкин С.В., Гадаев С.А., Иванов Ю.В. Совершенствование системы газового питания 8-ми цилиндрового автомобильного газодизеля размером 12/12 с целью улучшения его показателей // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 82.

79. Строков А.П., Киктенко В.В., Красников Н.С. Особенности регулирования топливного насоса газодизеля // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 89.

80. Долганов К.Е., Сиянко Ю.В. Переоборудование автомобильных дизелей ЯМЗ-236, 238 в газодизели // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 76-77.

81. Долганов К.Е., Вербовский В.С., Кубенко С.Б. Перевод на газодизельный процесс двигателей ЯМЗ-240, 240Н // Альтернативные топлива в дви-

гателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. - Киров, 1988. - С. 78.

82. Создание макетного образца трактора Т-25А для работы на газе в качестве моторного топлива: Отчет о НИР / Киров. с.-х. ин-т; Руковод. В.А. Лиханов. № ГР 0186.0037397. - Киров, 1987. - 57 с.; прилож.

83. Создание газодизеля Д-144 для работы на сжатом природном газе: Отчет о НИР / Киров. с.-х. ин-т; Руковод. В.А. Лиханов. - № ГР 0188.0059777. - Киров, 1988. - 54 с.; прилож.

84. Создание макетного образца трактора «Универсал-445» для работы на сжатом природном газе: Отчет о НИР / Киров. с.-х. ин-т; Руковод. В.А. Лиханов. - № ГР 0188.0059778. - Киров, 1990. - 65 с.; прилож.

85. Создание макетного образца погрузчика для работы на сжатом природном газе: Отчет о НИР / Киров. с.-х. ин-т; Руковод. В.А. Лиханов. - Киров, 1991. - 68 с.; прилож.

86. Лиханов В.А. Вместо дизтоплива - природный газ // Сельский механикатор. - 1996. - № 11. - С. 28.

87. Лиханов В.А. Мощностные, экономические и токсические показатели дизеля Д-3900 при работе на природном газе // Технические средства для ресурсосберегающих технологий в растениеводстве и животноводстве: Сб. науч. тр. НИИСХ Северо-Востока. - Киров, 1997. - С. 210-218.

88. Лиханов В.А. Результаты исследований работы дизелей сельскохозяйственных тракторов на сжатом природном газе // Энергосберегающие технологии и технические средства механизации животноводства Северо-Востока России: Сб. тр. науч.-практ. конф. - Киров, НИИСХ Северо-Востока, 1999. - Т. 2. - С. 145-152.

89. Лиханов В.А. Разработка и создание семейства газобаллонных тракторов и погрузчиков для работы на сжатом природном газе // Машинные технологии и новая сельскохозяйственная техника для условий Евро-Северо-Востока России: Материалы II - ой Международной науч.-практ. конф. в 3 т. - Киров, 2001. - Т. 3. - С. 98 - 108.

90. Лиханов В.А. Природный газ как моторное топливо для тракторных дизелей. - Киров: Вятская ГСХА, 2002. - 280 с.

91. Разлейшев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. - Харьков: Высшая школа, 1980. - 169 с.

92. Вихерт М.М., Мазин М.В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей. - М.: Машиностроение, 1978. - 176 с.

93. Балакин В.И., Еремеев А.Ф., Семенов Б.Н. Топливная аппаратура бытовых дизелей. - Л.: Машиностроение, 1967. - 298 с.

94. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. Л.: Машиностроение, 1972. - 224 с.

95. Свиридов Ю.Б., Гриншпан А.З., Романов С.А. О расчете испаряющегося дизельного топлива // Тр. ЦНИТА. - 1977. - Вып. 69. - С. 3-12.

96. Файнштейн Б.Н., Баряев В.И. Повышение эффективности смесеобразо-

- вания в дизелях путем воздействия на динамику распыленной струи топлива // Двигателестроение. - 1986. - № 9. - С. 8-12.
97. Свиридов Ю.Б. Принципы построения обобщенной теории сгорания в дизелях // Двигателестроение. - 1980. - № 9. - С. 21-23.
98. Свиридов Ю.Б. Принципы построения обобщенной теории сгорания в дизелях (продолжение) // Двигателестроение. - 1980. - № 11. - С. 10-15.
99. Лиханов В.А. Сгорание и сажеобразование в цилиндре газодизеля. - Киров: НИИСХ Северо-Востока, 2000. - 104 с. - ил.
100. Свиридов Ю.Б. Расчет испарения и температурно-концентрационной неоднородности в факеле распыленного топлива // Тр. НАМИ. - 1966. Вып. 88. - С. 75-105.
101. Свиридов Ю.Б., Малаянский Л.В., Вихерт М.М. Топливо и топливоподача автотракторных дизелей. - Л.: Машиностроение, 1979. - 248 с.
102. Yauweera K.O., Mason B.J., Slack G.W. Clusters of spheres falling in fluid. - J. Fluid Mechanics. - 1964. - 121 p.
103. Raghavendra N.M., Rao M.N. - Indian J. Technol 3. - 1965. - 303 p.
104. Базовый эксперимент по природе дизельной струи / Свиридов Ю.Б., Кобзев А.И., Кукушкин В.Л., Романов С.А. // Двигателестроение. - 1992. - № 1-3. - С. 3-7.
105. Калужин С.А., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Экспериментальное исследование скоростей движения жидкой и газообразной фаз в дизельном топливном факеле // Двигателестроение. - 1980. - № 7. - С. 5-8.
106. Калужин С.А., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Распределение жидкого топлива в объеме дизельного факела // Двигателестроение. - 1980. - № 8. - С. 6-8.
107. Гельфанд Б.Е., Губин С.А., Когарко С.М. Разновидности дробления капель в ударных волнах и их характеристики // ИФЖ. Т. 27. - 1974. - № 1.
108. Гриншпан А.З., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Аналитическая модель факела распыленного жидкого топлива в неподвижной газовой среде // Тр. ЦНТИ. Вып. 64. - 1975.
109. Трусов В.И., Иванов Л.Л. Некоторые предпосылки к формированию физической модели распыленной струи при впрыске топлива в дизеле. - В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. Ярославль: Изд-во Яросл. политех. ин-та, 1975, с. 31-39.
110. Кукушкин В.Л., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Экспериментальное исследование с помощью голографии нестационарной струи распыленного дизельного топлива // Двигателестроение. - 1989. - № 2. - С. 3-7.
111. Баранов В.Г., Пугачев Б.П. Основы расчета процессов смесеобразования и тепловыделения по объему неразделенной камеры сгорания форсированных дизелей // Рабочие процессы компрессоров и двигателей внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. ЛПИ. - Л., 1980. - № 370. - С. 57-63.
112. Дьяченко Н.Х., Пугачев Б.П., Баранов В.Г. Процессы массо- и теплопереноса при смесеобразовании и сгорании в цилиндре дизелей // Тр. ЛПИ.

- 1977. - № 358. - С. 105-109.
113. Дьяченко Н.Х., Пугачев Б.П., Баранов В.Г. О расчете процессов массо- и теплопереноса при смесеобразовании и сгорании в цилиндре дизелей // Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания. - М., 1978. - С. 4-5.
114. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. - М.: Физматгиз, 1960. - 715 с.
115. Дейч М.Е., Филипов Г.А. Газодинамика двухфазных сред. - М.: Энергия, 1968. - 315 с.
116. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1990. - 352 с.
117. Сербинов А.И. Самовоспламенение распыленных жидких топлив // Сгорание в транспортных поршневых двигателях. - М.: АН, СССР. - 1951.
118. Lost W. Explosions-und Verbrennungsvogange in Gasen. - Berlin, 1939.
119. Вырубов Д.Н. О методике расчета испарения топлива. - М.: Машгиз, 1964.
120. Кutowой В.А. Впрыск топлива в дизелях. - М.: Машиностроение, 1981. - 118 с.
121. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян и др. - М.: Машиностроение, 1972. - 367 с.
122. Лышевский А.С. Системы питания дизелей. - М.: Машиностроение, 1981. - 215 с.
123. Иванченко Н.Н., Семенов Б.Н., Соколов В.С. Рабочие процессы дизелей с камерой в поршне. - Л.: Машиностроение, 1972. - 228 с.
124. Семенов Н.Н. Цепные реакции. - Л.: ОНТИ, Госхимтехиздат, 1934. - 555 с.
125. Семенов Н.Н. Развитие теории цепных реакций и теплового воспламенения. - М.: Знание, 1969. - 95 с.
126. Семенов Н.Н. О некоторых проблемных химических кинетики и реакционной способности. - М.: Изд-во АН СССР, 1958. - 685 с.
127. Кондратьев В.Н. Свободные радикалы - активная форма вещества. - М.: Изд-во АН СССР, 1960. - 54 с.
128. Кондратьев В.Н., Никитин Е.Е. Кинетика и механизм газофазных реакций. - М.: Наука, 1974. - 558 с.
129. Соколик А.С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. - М.: Изд-во АН СССР, 1960. - 427 с.
130. Иванов К.И. Промежуточные продукты и промежуточные реакции автоокисления углеводородов. - М. - Л.: Гостехиздат, 1949. - 216 с.
131. Штерн В.Я. Механизм окисления углеводородов в газовой фазе. - М.: Изд-во АН СССР, 1960. - 496 с.
132. Зельдович Я.Б., Франк-Каменецкий Д.А. Теория теплового распространения пламени // ЖФХ. - 1938. - Т. 12. - Вып. 1.
133. Свиридов Ю.Б., Скворцов В.А. Гомогенизация топливовоздушной смеси - основа прогресса ДВС // Двигателестроение. - 1982. - № 1. - С. 3-7.

134. Свиридов Ю.Б., Скворцов В.А. Гомогенизация топливовоздушной смеси - основа прогресса ДВС (продолжение) // Двигателестроение. - 1982. - № 2. - С. 3-6.
135. Малов Р.В. Механизм воспламенения низкооктановых дизельных топлив // Автомобильная промышленность. - 1994. - № 10. - С. 11-14.
136. Прошкин В.И. О химических превращениях в углеводородных топливах при сгорании в дизелях // Двигателестроение. - 1990. - № 2. - С. 58-59.
137. Горак В.В. Расчет цикла ДВС на основе химической кинетики // Двигателестроение. - 1990. - № 4. - С. 14-16.
138. Красовский О.Г., Матвеев В.В. Численное моделирование рабочего процесса дизелей, газовых двигателей и газодвигателей // Двигателестроение. - 1990. - № 11. - С. 11-13.
139. Мальцев В.М., Мальцев М.И., Каширов Л.Я. Основные характеристики горения. - М.: Химия, 1977. - 320 с.
140. Лыров Н.В. Физико-химические основы процесса горения топлива. - М.: Наука, 1971. - 272 с.
141. Гаврилов Б.Г. Химизм предпламенных процессов в двигателях. - Л.: Изд-во ЛГУ, 1970. - 190 с.
142. Лушпа А.И. Основы химической термодинамики и кинетики химических реакций. - М.: Машиностроение, 1981. - 240 с.
143. Эмигуль Н.М., Кнорре Д.Г. Курс химической кинетики. - М.: Высшая школа, 1974. - 400 с.
144. Еремин Е.Н. Основы химической кинетики. - М.: Высшая школа, 1976. - 256 с.
145. Каратыянц М.Х. Химическая термодинамика. - М.: Химия, 1975. - 584 с.
146. Магарид Р.З. Механизм и кинетика гомогенных термических превращения углеводородов. - М.: Химия, 1970. - 224 с.
147. Михеев В.П., Медников Ю.П. Сжигание природного газа. - Л.: Недра, 1975. - 391 с.
148. Вудле Л.А., Ершин Ш.А., Ярин Л.П. Основы теории газового факела. - Л.: Энергия, 1968. - 204 с.
149. Сжигание горючих газов в топочных устройствах / Н.В. Лапов, В.М. Попов, Л.И. Истомин, А.К. Шубников. - Л.: Энергия, 1966. - 269 с.
150. Друскин Л.И. Использование газа в котлах и технологических установках. - М.: Недра, 1973. - 262 с.
151. Михеев В.П. Сжигание природного газа в промышленных установках. - Л.: Госонтгехиздат, 1962. - 232 с.
152. Михеев В.П. Газовое топливо и его сжигание. - Л.: Недра, 1966. - 327 с.
153. Венсон С. Термохимическая кинетика: Пер. с англ. / Под ред. Н.С. Енколлопяна. - М.: Мир, 1971. - 308 с.
154. Гивневский А.С. Теория турбулентных струй и следов. - М.: Наука, 1969. - 222 с.

155. Основы практической теории горения / В.В. Померанцев, К.М. Арефьев, Д.Б. Ахмедов и др.; Под ред. В.В. Померанцева. - Л.: Энергоатомиздат, 1986. - 312 с.
156. Кеандопуло Г.И., Дубинин В.В. Химия газофазного горения. - М.: Химия, 1987. - 240 с.
157. Брозе Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях. - М.: Машиностроение, 1969. - 247 с.
158. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1977. - 277 с.
159. Иост В. Взрывы и горение в газах. - М.: Изд-во иностр. лит., 1952. - 668 с.
160. Мелькумов Т.А. Теория быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия. - М.: Оборонгиз, 1953. - 407 с.
161. Петриченко Р.М., Опосовский В.В. Рабочие процессы поршневых машин. - М.: Машиностроение, 1972. - 167 с.
162. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. - М.: Машгиз, 1960. - 409 с.
163. Вильямс Ф.А. Теория горения. - М.: Наука, 1971. - 615 с.
164. Иеваев В.М. Турбулентное движение высокотемпературных сплошных сред. - М.: Наука, 1975. - 256 с.
165. Кондратьев В.Н. Кинетика химических газовых реакций. - М.: Изд-во АН СССР, 1958. - 688 с.
166. Кондратьев В.Н. Константы скорости газофазных реакций. - М.: Наука, 1970. - 352 с.
167. Франк-Каменецкий Д.А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике. - М.: Наука, 1967. - 492 с.
168. Хавце И.О. Турбулентность. - М.: Академиздат, 1963. - 680 с.
169. Шенкин К.И., Трошин Я.К. Газодинамика горения. - М.: Академиздат, 1963. - 255 с.
170. Шетников Е.С. Физика горения газов. - М.: Наука, 1965. - 291 с.
171. Истратов А.Г., Либрович В.Б. Устойчивость пламени. - М.: Академиздат, 1966. - 208 с.
172. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт, В.Б. Либрович, Г.М. Махвиладзе. - М.: Наука, 1980. - 478 с.
173. Хитрин Л.И. Физика горения и взрыва. - М.: Изд-во МГУ, 1957. - 576 с.
174. Кеандопуло Г.И. Химия пламени. - М.: Химия, 1980. - 241 с.
175. Пюхля П.Ф., Мальцев В.М., Зайцев В.М. Методы исследования процессов горения и детонации. - М.: Наука, 1969. - 296 с.
176. Льюис Б., Ээльбе Г. Горение, пламя и взрывы в газах: Пер. с англ. / Под ред. В.Н. Кондратьева. - М.: Мир, 1968. - 592 с.
177. Гейдон А.Г., Вольфгард Х.Г. Пламя, его структура, излучение и температура. - М.: Металлургияиздат, 1959. - 333 с.

178. Kono Seiko, Nagao Akihito, Motooka Hiroaki. Prediction of in-cylinder flow and spray formation effects on combustion in direct injection diesel engines // SAE Techn. Pap. Ser. - 1985. - № 850108. - 32 p.
179. Najt Paul M., Foster Favid E. Compression-ignited homogeneous charge combustion // SAE Techn. Pap. Ser. - 1983. - № 830264. - 16 p.
180. Hoche A. Rechnerische und experimentelle Untersuchung von Elementen der Innen-Vorgänge im Dieselmotor // KFT. - 1988. - № 11. - S. 332-335.
181. Few P.C., Newen H.A. Dual fuel combustion in a turbocharged diesel engine // SAE Techn. Pap. Ser. - 1987. - № 871671. - 5 p.
182. Сполдинг Д.Б. Горение и массообмен. Пер. с англ. - М.: Машиностроение, 1985. - 240 с.
183. Кузьмин В.А., Лиханов В.А. Феноменология смесеобразования в топливном факеле, впрыскиваемом в метано-воздушную среду цилиндра газодизеля // Региональн. науч.-техн. конф. «Наука - производство - технология - экология»: Сб. материалов. - Киров, 1998. - Т. 2. - С. 138-140.
184. Кузьмин В.А., Лиханов В.А. Феноменология воспламенения метано-воздушной среды в цилиндре газодизеля // Региональн. науч. - техн. конф. «Наука - производство - технология - экология»: Сб. материалов. - Киров, 1998. - Т. 2. - С. 140-141.
185. Сравнительные кинетические расчеты турбулентного горения воздушных смесей водорода и метана / В.Я. Басевич, В.П. Володин, С.М. Когарко, Н.И. Перегудов // Физика горения и взрыва. - 1986. - № 3. - С. 44-50.
186. Маркштейн Дж. Г. Нестационарное распространение пламени: Пер. с англ. - М.: Мир, 1968. - 438 с.
187. Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П. Теория ракетных двигателей. - М.: Машиностроение, 1980. - 531 с.
188. Пантакар С., Сполдинг Д. Тепло- и массообмен в поргачечных слоях. - М.: Энергия, 1971. - 125 с.
189. Себеси Н., Бредшоу П. Конвективный теплообмен. - М.: Мир, 1987. - 590 с.
190. Пантакар С.В. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 320 с.
191. Зимонт В.Л. Горение гетерогенных и газовых систем. - Черноголовка: ОИХФ АН СССР, 1977. - С. 76 - 80.
192. Кузнецов В.Р. Изв. АН СССР. МЖТ, 1982, 6, 3.
193. Бурико Ю.Я., Кузнецов В.Р. Физика горения и взрыва, 1983. - т. 19. - №2. - С. 71.
194. Кузнецов В.Р. Физика горения и взрыва, 1983, т. 19. - № 4. - С. 42.
195. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р., Лопатин О.П. Феноменология горения дизельного топлива, впрыскиваемого через многодырчатую форсунку в МВС цилиндра газодизеля // Улучшение эксплуатационных показателей

- двигателей внутреннего сгорания: Межвуз. сб. науч. тр. - С. - Петербург - Киров: Российская Академия транспорта, Вятская ГСХА, 2003. - С. 46-52.
196. Кузнецов В.Р., Лебедев А.Б. и др. Изв. АН СССР. МЖТ, 1977. - № 1. - С. 30.
197. Кузнецов В.Р. Изв. АН СССР. МЖТ, 1972. - № 5. - С. 85.
198. Кузнецов В.Р., Лебедев А.Б. и др. Изв. АН СССР. МЖТ, 1977. - №4. - С. 3.
199. Кузнецов В.Р., Сабельников В.А. Усп. механики, 1981. - № 4. - С. 123.
200. Девятьяров Р.Р. Особенности процесса смесеобразования в цилиндре газодизеля при впрыскивании дизельного топлива через многодырчатую форсунку // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания: Межвуз. сб. науч. тр. - С. - Петербург - Киров: Российская Академия транспорта, Вятская ГСХА, 2003. - С. 41-46.
201. Кумган С. Горение. - М.: Химия, 1979. - 255 с.
202. Фристром Р.М., Вестенберг А.А. Структура пламени: Пер. с англ. - М.: Металлургия, 1969. - 363 с.
203. Кондратьев В.Н., Никитин Е.Е. Химические процессы в газах. - М.: Наука, 1981. - 321 с.
204. Новиков Л.А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей // Двигателестроение. - 2002. - № 2. - С. 23-27.
205. S.K. Liew, K.N. C. Bray, J.B. Moss. Comb. Flame, 1984. - № 2. - С. 199.
206. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика. - М.: Наука, 1965. - 203 с.
207. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика сплошных сред. - М.: Гостехиздат, 1954. - 795 с.
208. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1988. - 360 с.
209. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р. Диумерная модель неустойчивости пламени, распространяющегося во вращающемся газе // Улучшение эксплуатационных показателей мобильной энергетики: Материалы 12-ой науч. - практ. конф. вузов Поволжья и Предуралья. - Киров, 2001. - С. 3-13.
210. Неглеон М. Дегонация в газах: Пер. с англ. - М.: Мир, 1989. - 280 с.
211. Натанзон М.С. Неустойчивость горения. - М.: Машиностроение, 1986. - 248 с.
212. Кузнецов В.Р., Сабельников В.А. Турбулентность и горение. - М.: Наука, 1986. - 288 с.
213. А.с.1409768 СССР, МКИ F02M 21/02. Газовоздушный смеситель-дозатор для двигателя внутреннего сгорания / С.Е. Богатырев, В.А. Лиханов, В.М. Попов, А.М. Сайкин (СССР). - 3 с.: ил.3.
214. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р., Лопатин О.П., Выделгяев П.Н. Исследование рабочих процессов в цилиндре газодизеля 4Ч 11,0/12,5. Монография. - Киров: Вятская ГСХА, 2004. - 330 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	3
ВВЕДЕНИЕ	5
1. ПРОБЛЕМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВС И ПУТИ ИХ РЕШЕНИЯ ОПТИМИЗАЦИЕЙ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КПГ..	8
1.1. Проблемы влияния автомобильных двигателей на мировую социально-экологическую обстановку	8
1.2. Проблемы и перспективы применения природного газа для автомобильного транспорта	14
1.3. Применение КПГ в качестве альтернативного топлива для дизелей	18
1.3.1. Основные способы перевода дизелей для работы на КПГ	18
1.3.2. Некоторые результаты создания и применения газодизелей с использованием КПГ в качестве моторного топлива	21
1.4. Особенности рабочих процессов дизельных и газодизельных двигателей с турбонаддувом	26
1.4.1. Основные характеристики топливоподачи, впрыска и распыливания топлива в КС дизеля и газодизеля	26
1.4.2. Особенности процессов смесеобразования, воспламенения и горения в цилиндре дизеля и газодизеля с турбонаддувом	34
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И ГОРЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ	46
2.1. Зонная модель смесеобразования в цилиндре газодизеля с турбонаддувом при впрыскивании топлива в МВС через многословную форсунку	46
2.2. Уточнённая математическая модель турбулентного горения МВС в цилиндре газодизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 с камерой сгорания типа ЦНИДИ	51

3. УЛУЧШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ 4ЧН 11,0/12,5 ПРИ РАБОТЕ НА КПГ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ	67
3.1. Оптимизация параметров системы дозирования	67
3.2. Изменение показателей рабочего процесса дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при работе на КПГ в зависимости от установочного угла опережения впрыскивания топлива	68
3.3. Влияние применения КПГ на индикаторные показатели, характеристики сгорания и тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5	78
3.4. Влияние применения природного газа на показатели работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки	86
3.4.1. Влияние применения природного газа на характеристики сгорания и тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5	86
3.4.2. Влияние применения природного газа на мощностные и экономические показатели работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5	96
3.4.3. Влияние применения природного газа на экологические показатели работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5	101
3.5. Влияние применения природного газа на показатели работы дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала	104
3.5.1. Влияние применения КПГ на показатели процесса сгорания и тепловыделения дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в функции частоты вращения коленчатого вала	104
3.5.2. Влияние применения природного газа на показатели токсичности дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в функции частоты вращения коленчатого вала	107
3.5.3. Влияние применения природного газа на мощностные и экономические показатели дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в функции частоты вращения коленчатого вала	108
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	111
ЛИТЕРАТУРА	116

Научное издание

Лиханов Виталий Анатольевич,
Лопарев Аркадий Афанасьевич,
Рудаков Леонид Викторович

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ
И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ
С ТУРБОНАДДУВОМ 4ЧН 11,0/12,5 ПРИ РАБОТЕ
НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ**

Монография

Редактор А.В. Зверева

Заказ № 208. Подписано к печати 12.09.2006г.
Тираж 500 экз. Формат 60x84 1/8. Бумага офсетная.
Усл.п.л. 8,13. Цена договорная.
Отпечатано в типографии ФГОУ ВПО «Вятская ГСХА»
610017, г. Киров, Октябрьский проспект, 133