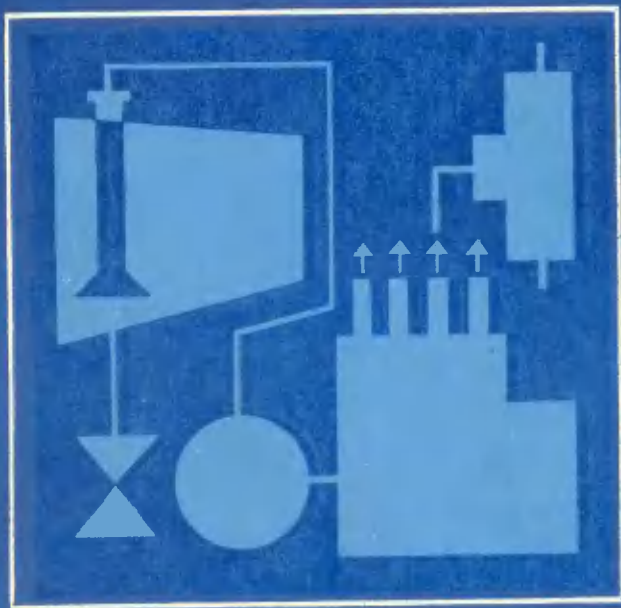


Ю.Б.СВИРИДОВ, Л.В.МАЛЯВИНСКИЙ, М.М.ВИХЕРТ

ТОПЛИВО И ТОПЛИВОПОДАЧА АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ



ББК 39.35

С24

УДК 621.431.36-44

Рецензент д-р техн. наук проф. Н. Х. Дьяченко

Свиридов Ю. Б., Малявинский Л. В., Вихерт М. М.

С24 **Топливо и топливоподача автотракторных дизелей. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. — 248 с., ил. В пер. 1 руб.**

В книге дан анализ проблемы «дизель и топливо» с точки зрения максимального удовлетворения требований к топливу и топливоподаче, использования быстроходных дизелей как наиболее экономичных двигателей. Рассмотрены работа систем питания тракторов и автомобилей на загрязненном топливе в условиях реальной эксплуатации; пути улучшения конструкций насосов, форсунок, фильтров; процессы смесеобразования в зональной модели топливного факела, воспламенения и горения расслоенных зарядов; камеры сгорания дизелей. В книге приведены рекомендации по созданию рационального топлива путем расширения состава фракций (бензиновых, керосиновых и соляровых) для улучшения экономических и токсических характеристик быстроходных дизелей.

Книга предназначена для инженерно-технических работников автотракторной промышленности, транспорта, топливоснабжения и сельского хозяйства. Она может быть также использована студентами вузов автотракторных и энергомашиностроительных факультетов.

С 31803—223
038(01)—79 **223—79** **3603030000**

ББК 39.35
6П2.24

© Издательство «Машиностроение», 1979 г.

ИБ № 774

Юрий Борисович Свиридов
Лев Владимирович Малявинский
Михаил Михайлович Вихерт

**ТОПЛИВО
И ТОПЛИВОПОДАЧА
АВТОТРАКТОРНЫХ
ДИЗЕЛЕЙ**

Редактор издательства *Г. Г. Степанова*
Технический редактор *В. Ф. Костина*
Художник *Н. И. Абрамов*
Корректоры: *Т. Н. Гринчук, И. Г. Жукова*

Сдано в набор 25.04.78. Подписано в печать 31.01.79. М-26043
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная
Печать высокая. Усл. печ. л. 15,5. Уч.-изд. л. 17,43. Тираж 8000 экз. Зак. 1050
Цена 1 руб.

Ленинградское отделение издательства «Машиностроение»
191065, Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 Ленинградского производственного объединения «Техническая книга» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10

Предисловие

Развитие дизелестроения определяется значительными преимуществами дизеля по экономичности и токсичности отработавших газов. Поэтому вслед за использованием дизелей на железнодорожном транспорте и в сельскохозяйственном машиностроении расширяется их применение в автостроении. Это ставит перед конструкторами и эксплуатационниками дизелей проблемы, связанные, с одной стороны, с совершенствованием рабочего процесса дизеля с целью достижения более высоких динамических, экономических и эксплуатационных показателей, а с другой — с обеспечением рациональным по составу топливом с точек зрения топливоподачи, сгорания, эксплуатации, экономики и топливного баланса страны.

Оба направления — совершенствование рабочего цикла дизеля и создание рационального топлива — сливаются в одну проблему «дизель и топливо», решение которой позволит выработать систему рекомендаций, способствующих улучшению конструкций дизелей и составу топлива как цельного экономического комплекса.

Прогресс в дизелестроении неоднозначно определял совершенствование параметров, технологии производства и снабжения перспективным дизельным топливом, поэтому, несмотря на коренные преобразования конструкций дизелей, сложившаяся много десятилетий назад структура дизельного топлива в основном сохранилась. В настоящее время она уже не соответствует быстроходным, высокофорсированным дизелям, работающим в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов.

В данной книге впервые сделана попытка рассмотреть проблему «дизель—топливо», охватывающую совершенствование рабочих процессов дизелей (топливоподачу, смесеобразование и сгорание) и структуру и особенности производства дизельного топлива с целью формирования состава перспективного дизельного топлива для прогрессивных конструкций двигателей и его топливной аппаратуры.

Проведенные обширные исследования позволили авторам сформулировать и обосновать предложения по улучшению организации топливоснабжения в стране путем реконструкции топливозаправочных станций, совершенствованию топливоподачи тракторов и автомобилей и конструкций ее отдельных элементов (баков, фильтров, насосов, форсунок), расчету процессов смесеобразования и сгорания распыленного топлива с целью построения линии сгорания индикаторной диаграммы; созданию перспективного дизельного топлива, обеспечивающего высокoeкономичный рабочий процесс и надежную работу топливной аппаратуры с увеличенным выходом его из нефти на том же технологическом оборудовании нефтеперерабатывающих заводов. В целом годовой экономический эффект этих народнохозяйственных мероприятий составит несколько сот миллионов рублей. Рассмотрен также вопрос

применения в дизелях высокостабилизированного газового конденсата как топлива широкого фракционного состава (ШФС). Изложенный теоретический и экспериментальный материал обобщает исследования последних лет ЦНИТА, НАМИ и ВНИИНП.

Введение, гл. 2—6 написаны д-ром техн. наук Ю. Б. Свиридовым, гл. 1, 8 — канд. техн. наук Л. В. Малявинским, гл. 7, 9 — канд. техн. наук М. М. Вихертом.

Авторы приносят искреннюю благодарность сотрудникам ЦНИТА кандидатам технических наук С. А. Романову, Б. Н. Файнлейбу и Н. В. Вишневному, оказавшим большую помощь в подготовке материалов рукописи, а также сотрудникам ВНИИ НП кандидатам технических наук С. А. Фейгину и Л. М. Нореико.

Введение

Поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС) длительное время будет оставаться основной наземной энергетической установкой, несмотря на бурное развитие атомной энергетики, турбостроения и реактивной техники, ибо этот тип двигателя вырабатывает более 85% энергии. Массовое производство поршневых двигателей во многих странах, однозначное использование их в автостроении, в сельскохозяйственном и дорожно-строительном машиностроении обеспечит это превосходство еще несколько десятилетий, что обусловлено следующими факторами.

Во-первых, термодинамическими свойствами ДВС, обеспечивающими наиболее высокую экономичность, базирующуюся на циклической работе, что позволяет при относительно невысокой средней температуре цикла срабатывать большой температурный перепад, допуская высокие мгновенные температуры сгорания.

Во-вторых, физико-химическими особенностями сгорания в поршневом двигателе, обеспечивающими высокие скорости и полноту смесеобразования и сгорания топлива, вследствие интенсивной турбулентности воздушного заряда вблизи в. м. т., вызываемой изменением направленности перемещения воздуха при переходе поршня через в. м. т., когда кинетическая энергия направленного движения воздушного заряда переходит в энергию беспорядочного движения отдельных молей в камере сгорания [32]. Опыты показывают, что в поршневом ДВС процессы смесеобразования и сгорания развиваются много быстрее, чем в спокойной среде, при ламинарном или «трубном» (без препятствий) турбулентном потоке. Кроме того, турбулентная пульсационная скорость, определяющая скорость сгорания, пропорционально увеличивается с ростом частоты вращения. Это качество, свойственное горению в крупномасштабном турбулентном потоке, и обеспечивает поршневому двигателю в широком диапазоне изменения частоты вращения своевременность и полноту процесса сгорания, несмотря на соответствующее уменьшение времени.

В-третьих, относительно низкими механическими потерями, вследствие невысоких удельных расходов воздуха. Последнее особенно проявляется на частичных нагрузках, так как максимальные коэффициенты избытка воздуха не столь велики, как в газовых турбинах. Все это обеспечивает достижение на полных нагрузках значения эффективного к. п. д. 0,35 - 0,43, поэтому поршневой двигатель является наиболее экономичной тепловой машиной для наземных условий работы.

В-четвертых, возможность осуществить в поршневых двигателях два различных рабочих цикла с воспламенением от искры (с внешним смесеобразованием) и от сжатия (с внутренним смесеобразованием), что позволяет иметь огромный диапазон мощностей в одном агрегате — от долей киловатт до десятков тысяч.

В-пятых, использованием в качестве горючего широкого диапазона топлив — от газового (метан, пропан, водород, их смеси) до тяжелого дизельного.

Однако поршневой двигатель имеет ряд серьезных недостатков, устранение или преодоление которых предопределяет прогресс двигателестроения. Две глобальные проблемы выдвигает бурно развивающееся двигателестроение (если опустить технологические

Т а б л и ц а. Динамика уменьшения токсичных компонентов в отработавших газах американских автомобилей [28]

Год выпуска автомобиля	Фирма	Среднее содержание	
		углеводородов, чм	окиси углерода, %
1966	«Крайслер»	357	1,83
1968		317	1,42
1970		244	1,18
1973		206	0,76
1966	«Форд»	382	1,80
1968		330	1,43
1970		225	1,00
1973		131	0,77
1966	«Дженерал моторс»	316	1,61
1968		342	1,69
1970		221	1,19
1973		132	0,50
1971	Европейские	298	1,62
1973		222	1,21

трудности в производстве и эксплуатации и требования по надежности, долговечности и металлоемкости): мировой дефицит топлива и загазованность окружающей среды. Эти проблемы связаны между собой, так как обе определяются несовершенством сгорания топлива. Действительно, ежегодное сжигание двух миллиардов тонн горючего в ДВС делает эти проблемы одними из наиболее актуальных для человечества. Это означает, что повышение на 1% к. п. д. двигателя может дать колоссальный эффект и по экономии топлива, и по чистоте окружающей среды.

Проблема охраны окружающей среды особенно обострилась в США, где ежегодно выбрасывается более 300 млн. т токсичных веществ, и больше половины из них — от транспортных средств. При этом по окиси углерода (СО) эта доля достигает почти 75%. В от-

дельных городах на долю СО, выбрасываемой ДВС, приходится 99%, соединений свинца — 96%, окислов азота и углеродов — 50%. В целом доля автотракторного парка по всем токсичным компонентам (кроме окислов серы) достигает 86%. Интенсивное загрязнение атмосферы привело к тому, что в некоторых условиях возникают атмосферные процессы, в результате которых образуются новые агрессивные вещества, например озон (г. Лос-Анжелос, США).

Такое положение сохранится еще многие годы, так как увеличение числа автомобилей компенсируется заметным снижением их

токсичности. В таблице приведены данные Агентства по охране окружающей среды (ЕРА) США по измерению содержания углеводородов и окиси углерода в отработавших газах автомобилей трех основных фирм США в сравнении с данными по импортируемым автомобилям из других стран [28]. Проблема снижения токсичности ДВС стала решаться в Европе и в Советском Союзе. Были введены соответствующие нормативные ограничения на токсичность выхлопных газов ДВС по трем компонентам: окиси углерода (CO), углеводородов (CH)_x и окислов азота (NO)_x. Эти ограничения потребовали введения различных мероприятий, среди которых решающее значение имеет совершенствование рабочего процесса, в первую очередь смесеобразования и сгорания. На первом этапе большое значение имеет также нейтрализация отработавших газов. Однако применение нейтрализаторов ухудшает экономичность двигателя. Поэтому основными направлениями следует считать массовое применение дизелей, перспективных топлив, в том числе синтетических и широкофракционных, и совершенствование рабочего процесса двигателя с внешним смесеобразованием.

Совершенствование рабочего процесса двигателей с внешним смесеобразованием составляет особую задачу (в данной работе не рассматривается). Разработка же новых видов топлива тесно связана с прогрессом всего двигателестроения. Она ведется по двум направлениям: для дизелей и для двигателей с искровым зажиганием. Хотя оба направления самостоятельны, они должны рассматриваться совместно, ибо как для дизелей, так и для легких двигателей общий источник получения горючего — нефть. Поэтому топливный кризис семидесятых годов и скачкообразное подорожание топлива равнозначно сказалось на топливоснабжении и дизелей, и бензиновых двигателей. Все же вследствие лучшей экономичности и меньшей токсичности дизелей их помимо железнодорожного и водного транспорта, тракторного и дорожно-строительного машиностроения начинают все шире применять в автомобилестроении. Все возрастающее применение дизелей на грузовых автомобилях всех весовых категорий стало одной из основных тенденций развития автомобильного транспорта в промышленных развитых странах как средство экономии топлива, оздоровления воздушного бассейна городов, введения единого моторного горючего для всей транспортной техники. Эта тенденция получила свое развитие сначала в странах Западной Европы (в первую очередь в Англии, ФРГ и Франции), а затем в США [4]. При этом в последние годы дизели стали устанавливаться и на легковых автомобилях: в Англии — дизели фирм «Перкинс» и «Ровер», в ФРГ — «Мерседес», «Фольксваген», во Франции — «Пежо», в США «Ольдсмобиль», «Форд».

Сложившаяся тенденция широкого применения дизелей на автотранспорте базируется на опыте тракторостроения, подтвердившего преимущества дизеля как транспортной установки,

поскольку они могут иметь малые массы и габариты, экономично работать при неполной нагрузке и на переменных режимах и отвечать дальнейшему совершенствованию транспортных энергетических установок и энергоносителей, направленному на суммарное повышение энергетической и экономической эффективности путем увеличения к. п. д., снижения массы и габаритов на единицу мощности, увеличения срока службы, уменьшения всех видов трудозатрат.

Дизелям, работающим по высокоэффективному рабочему циклу при качественном регулировании, свойственна лучшая и стабильная экономичность во всем диапазоне нагрузок. Поскольку автомобильный двигатель преимущественно работает на частичных нагрузках, эксплуатационный расход топлива у автомобилей с дизелями на 30—50% меньше, чем у автомобилей с бензиновыми двигателями, т. е. эффективность сжигания углеводородного топлива в автомобильном дизеле в 1,5—2 раза выше, чем у карбюраторного двигателя. Следовательно, бензиновые фракции при сжигании их в дизеле будут использованы с большим эффектом, т. е. со значительной экономией топлива.

Отработавшие газы дизелей вследствие отсутствия в них окиси углерода и продуктов частичного окисления углеводородов относительно менее вредны, хотя имеют неприятный запах и содержат сажевую аэрозоль. В современных четырехтактных дизелях дымность отработавших газов невелика и проявляется при износе или разрегулировке топливной аппаратуры, так как дымление, т. е. наличие в выхлопе продукта неполного сгорания — сажи, является следствием горения плохо смешанных топлива и воздуха.

Следует также отметить, что дизельное топливо дешевле бензина, так как вырабатывается в основном прямой перегонкой, в то время как высокооктановый бензин получается в результате дорогостоящих и сложных вторичных процессов: каталитического крекинга, реформинга и т. д.

Основными требованиями к дизельным топливам являются также стабильность их характеристик, отсутствие в них воды, механических примесей, смол и серы. Хотя дизельное топливо безопаснее бензина при обращении с ним в эксплуатации, но сохранение всех его качеств при хранении, транспортировке, заправках является более ответственным делом, так как топливо подается в камеру сгорания с помощью прецизионных узлов. Поэтому дизели должны работать только на кондиционном топливе, вследствие чего вопросам его фильтрации должно уделяться большое внимание.

За последнее время произошло сближение энергетических габаритных и массовых показателей дизелей с аналогичными показателями карбюраторных двигателей вследствие форсирования дизелей по частоте вращения (до 3000 об/мин — для грузовых автомобилей и 5000 об/мин — для легковых) и наддуву, усовершенствования процессов при газообмене, более эффективного

использования воздуха при смесеобразовании и сгорании, а также уменьшения внутренних потерь в короткоходных конструкциях. В результате по габаритным и массовым показателям дизели незначительно уступают бензиновым двигателям, а при дальнейшем повышении быстроходности и наддува они сравниваются с показателями карбюраторных двигателей.

Дизели имеют более высокие моторесурс и надежность работы, так что дизель, всегда считавшийся дорогим двигателем по стоимости производства и обслуживания, приближается к бензиновым двигателям, которые в свою очередь, становятся более дорогими вследствие применения легированных сталей и совершенной технологии изготовления. Таким образом, для применения в автомобилях дизелей открываются в нашей стране широкие перспективы, что сулит значительную экономическую эффективность. Создание дизельных автомобилей КамАЗ, а затем грузовых автомобилей УралАЗ, ЗИЛ и ГАЗ, перевод которых на дизели позволит сэкономить за пятилетие около 25 млн. т топлива.

Намеченные преобразования в автомобильной энергетике требуют увеличения ресурсов дизельных топлив, которые находятся в прямой зависимости от потенциального содержания их в нефти. Если увеличение ресурсов бензиновых фракций возможно за счет вторичной переработки тяжелых остатков нефти посредством различных технологических процессов, то возможность получения дизельного топлива таким путем ограничена. Поэтому оснащение дизелями автомобильного транспорта потребует изыскания дополнительных ресурсов топлива для дизелей за счет применения прямогонного топлива ШФС, включающего в себя дизельные, лигроиновые, керосиновые и бензиновые фракции, и позволяющего получать из нефти в два раза больше дизельного топлива [22].

Проблема формирования («конструирования») широкофракционного топлива как дизельного топлива будущего должна быть тщательно разработана с точек зрения: химмотологической, т. е. оптимального соответствия этого топлива дизелю по физико-техническим характеристикам, определяющим показатели эффективности цикла; химико-технологической, т. е. допустимости получения этого топлива из нефти со значительным выходом на существующем оборудовании нефтеперерабатывающих заводах (НПЗ); эксплуатационной, т. е. максимального соответствия физико-химических характеристик этого топлива условиям эксплуатации с различными климатическими зонами при транспортировке, хранении, заправке и работе, и экономической, т. е. минимальных затрат, в том числе на капитальное строительство и производство при максимальном использовании первичного продукта.

Таким образом, проблема рационального конструирования систем питания и подбора для отечественных дизелей топлива оптимального состава должна рассматриваться как единая система, ибо топливо, дизельный цикл и топливная аппаратура неразделимы.

ГЛАВА 1. ДИЗЕЛЬНЫЕ ТОПЛИВА

1. ТРЕБОВАНИЯ К ДИЗЕЛЬНЫМ ТОПЛИВАМ

Топлива для быстроходных автотракторных дизелей должны обладать определенными физико-химическими и эксплуатационными показателями, обеспечивающими надежную и долговечную работу современных и перспективных дизелей в различных климатических условиях, высокие энергетические и экономические показатели и низкую токсичность отработавших газов. В зависимости от конструктивных особенностей дизелей и их топливной аппаратуры требования к качеству топлива могут изменяться, но в основном они могут быть сформулированы следующим образом: топливо должно иметь оптимальный фракционный состав и вязкость, обеспечивающие необходимую дисперсность факела распыливания и испаряемость топлива, а также смазку прецизионных деталей топливной аппаратуры; обладать легкой воспламеняемостью для обеспечения легкого пуска дизеля в различных климатических условиях и полно сгорать при малом значении периода задержки воспламенения; иметь оптимальные низкотемпературные свойства для заданных климатических условий применения; не содержать коррозионно-активных продуктов, смолистых соединений, механических примесей и воды; обеспечивать хорошую фильтруемость; обладать высокой стабильностью при длительном хранении в различных климатических условиях; не давать повышенных лако- и нагароотложений на деталях двигателя и топливной аппаратуры; не вызывать повышенного износа деталей цилиндро-поршневой группы двигателя; не давать при сгорании повышенных дымности и токсичности отработавших газов.

Указанные требования обеспечиваются отечественными ГОСТами и зарубежными спецификациями на предельные физико-химические и эксплуатационные показатели топлива для быстроходных дизелей. Нормируемые показатели качества дизельных топлив устанавливаются с учетом максимального удовлетворения требований потребителей на основе анализа имеющихся в данное время возможностей нефтеперерабатывающей промышленности.

Фракционный состав. Состав фракции оказывает влияние на распыливание и испарение топлива, полноту сгорания, скорость тепловыделения, содержание токсичных и вредных компонентов, нагарообразование, противозносные свойства. При большом количестве легких фракций двигатель работает более жестко — с большими скоростями нарастания давления при сгорании. Утяжеленное топливо хуже распыливается, в результате снижается скорость образования рабочей смеси, ухудшается ее однородность, а это приводит к повышенному дымлению и ухудшению экономических показателей.

Усовершенствование конструкций современных и перспективных автотракторных дизелей (камер сгорания, впускных трактов и параметров топливной аппаратуры) обеспечивает рациональное смесеобразование и сгорание топлива при высоких значениях частоты вращения, высокие удельные энергетические и экономические показатели при пониженных значениях коэффициента избытка воздуха. В связи с этим к фракционному составу предъявляются определенные требования. В первую очередь должно обеспечивать быструю подготовку и сгорание горючей смеси. Следовательно, оно должно содержать легкие, средние и тяжелые фракции нефти в оптимальных соотношениях.

Дизельное топливо автотракторных дизелей должно хорошо смешиваться при относительно низких температурах газовой среды в камере сгорания на пусковых режимах и неполных нагрузках, быстро воспламеняться, полностью сгорать и обладать смазочной способностью для прецизионных пар топливной аппаратуры.

Наличие легких фракций необходимо для топлив, применяемых в дизелях с высокой частотой вращения, так как чем быстрее движется двигатель, тем меньше времени отводится для образования рабочей смеси и, следовательно, тем большее значение будет иметь скорость испарения топлива. При условиях, существующих в камерах сгорания дизелей, мелкость распыливания должна соответствовать размерам капель диаметром 10—20 мкм при времени испарения их $\sim 0,6$ —2 мс. Так, например, исследования показали, что время испарения капли солярового масла диаметром 20 мкм при температуре в цилиндре двигателя составляет 4 мс, а капли такого же размера легкого дизельного топлива равно $\sim 2,7$ мс. Топливо более тяжелого фракционного состава требует большего количества воздуха для сгорания. Повышение средней температуры кипения топлива на 30°C вызывает необходимость для полного сгорания увеличения расхода воздуха на $\sim 12\%$. Следовательно, использование топлива с низкой температурой кипения позволит добиться как нужного смесеобразования, так и полноты и скорости сгорания. Фракционный состав топлива определяют перегонкой по ГОСТ 2177—66.

Поверхностное натяжение. Поверхностное натяжение является также важным фактором, влияющим на физико-химические свойства, определяющие подготовку горючей смеси. Поверхностное натяжение характеризуется силой, противодействующей распаду топливной струи и увеличению поверхности частичек, заключенных в топливном факеле, и коэффициентом поверхностного натяжения. Поверхностное натяжение оказывает большое влияние на процесс распыливания топлива. Коэффициент поверхностного натяжения при распыливании обратно пропорционален среднему диаметру капли. Исследования показали [20] существенную разницу в величинах поверхностного натяжения для различных нефтей и нефтепродуктов (табл. 1.1).

Таблица 1.1. Поверхностное натяжение различных нефтей и нефтепродуктов

Продукты	Плотность, г/см ³	Поверхностное натяжение, дин/см
Нефть сураханская	0,797	25,8
» балаханская	0,875	28,9
» бинагадинская	0,932	31,0
Бензин	0,714	20,4
Керосин	0,824	26,1
Масло веретенное	0,894	31,8
» машинное	0,909	35,7

Таблица 1.2. Коэффициенты поверхностного натяжения индивидуальных углеводородов при 20° С и 760 мм рт. ст.

Углеводороды		Коэффициент по- верхностного натя- жения, эрг/см ²
<i>n</i> -Гексан	C ₆ H ₁₄	18,4
Циклогексан	C ₆ H ₁₂	24,9
Бензол	C ₆ H ₆	28,8
<i>n</i> -Октан	C ₈ H ₁₈	21,9
<i>o</i> -Ксилол	C ₈ H ₁₀	31,1
Этилбензол	C ₈ H ₁₀	29,2

По мере утяжеления фракционного состава, т. е. с переходом от низко- к высокомолекулярным углеводородам, поверхностное натяжение возрастает. Структура углеводородов также имеет значение. Ароматические углеводороды обладают значительно большим поверхностным натяжением, чем парафиновые и нафтен-ные (табл. 1.2). Таким образом, ухудшение условий сгорания топлив, содержащих значительные количества ароматических углеводородов, происходит не только из-за их термической стой-кости, но и вследствие дисперсности топливного факела и ухудше-ния испаряемости.

Таблица 1.3. Влияние температуры на величину поверхностного натяжения топлив

Топливо	Плотность, г/см ³	Поверхностное натяжение (дин/см) при температуре, °С		
		10	20	40
Авиационный бензин	0,713	21,3	20,5	19,0
Автомобильный бензин	0,735	22,3	21,6	20,2
Лигроин	0,782	24,6	23,6	21,8
Керосин	0,810	27,4	26,6	25,1
Дизельное топливо	0,898	30,2	29,4	27,8
Соляровое масло	0,907	31,6	30,8	29,2

На величину поверхностного натяжения большое влияние оказывает температура топлива (табл. 1.3). Чем выше температура, тем ниже поверхностное натяжение. Изменение поверхностного натяжения сопровождается значительным изменением размеров капель топлива при распыливании топлива в условиях газовой

Т а б л и ц а 1.4. Влияние иницирующих присадок на моторные характеристики топлив

Топлива + присадка	ЦЧ	$\Phi_1, ^\circ$	$P_{\Sigma},$ кгс/см ²	$\frac{\Delta p}{\Delta \Phi}$ (кгс/см ²)/ град	K (единица Харт- риджа)	g_t г/(л.с.ч)
ДА (ГОСТ 4749—73)	39—40	14,5	83	5,1	69	140
ДА + 0,60 изопропил- нитрата (ИПН)	45	12,5	77	2,95	76	142
ДЗ (ГОСТ 4749—73)	40	14,0	80	4,25	76	140
ДЗ + 0,5 ИПН	46	12,25	76	2,8	82	143
ДЛ (ГОСТ 4749—73)	45	12,5	78	3,12	75	142
ДС (ГОСТ 4749—73)	51	11,5	75	2,66	85	146

среды камеры сгорания дизелей. Так, при изменении коэффициента поверхностного натяжения топлива от 27,5 до 29,68 эрг/см² средний диаметр капли изменялся от 16 до 22 мкм. С увеличением поверхностного натяжения топлива возрастает неполнота сгорания и ухудшаются экономические показатели. Величина поверхностного натяжения зависит от химического состава топлива и главным образом от количества находящихся в нем поверхностно-активных веществ. Чем выше содержание полярных компонентов (смола, асфальтенов и др.), тем больше поверхностное натяжение на границе с воздухом. На границе раздела с водой имеет место обратная зависимость. Хорошо очищенные дизельные топлива парафинового основания имеют минимальные значения поверхностного натяжения и лучше распыливаются.

Воспламеняемость. Одним из основных показателей, характеризующих моторные свойства дизельных топлив, является воспламеняемость, которая оценивается цетановым числом (ЦЧ). Определяют ее на специальной одноцилиндровой установке ИТ9-ЗМ или ИДТ-69 (ГОСТ 3122—67) методом совпадения вспышек при помощи смеси двух эталонных топлив — цетана $C_{16}H_{34}$, воспламеняемость которого принята за 100 единиц, и α -метилнафталина $C_{10}H_7CH_3$, воспламеняемость которого принята за 0. Сущность метода заключается в нахождении степени сжатия, при которой самовоспламенение топлива в камере сгорания происходит в в. м. т. при постоянном угле опережения впрыска, равном 13° до в. м. т., для испытуемого образца и нахождения эквивалентной смеси эталонных топлив. Моменты начала впрыска и начала воспламенения определяются с помощью двух безынерционных ламп, присоединенных к датчикам впрыска и индикатору воспламенения. Лампы установлены на ободе маховика со сдвигом на 13°. Визирная нить смотровой трубы смещена по направлению вращения коленчатого вала на 13° до в. м. т. Поэтому прорезь на ободе маховика для неоновой лампы, фиксирующей момент впрыска топлива, смещена по ходу вращения коленчатого вала на 26°

до в. м. т., а прорезь для второй неоновой лампы, фиксирующей момент воспламенения топлива, смещена на 13° до в. м. т. Таким образом, при совпадении вспышек лампочка индикатора впрыска находится под визирной чертой, когда поршень не доходит на 13° до в. м. т., а лампочка индикатора воспламенения достигает ВМТ. Цетановое число — есть показатель воспламеняемости дизельного топлива, численно равный процентному (по объему) содержанию

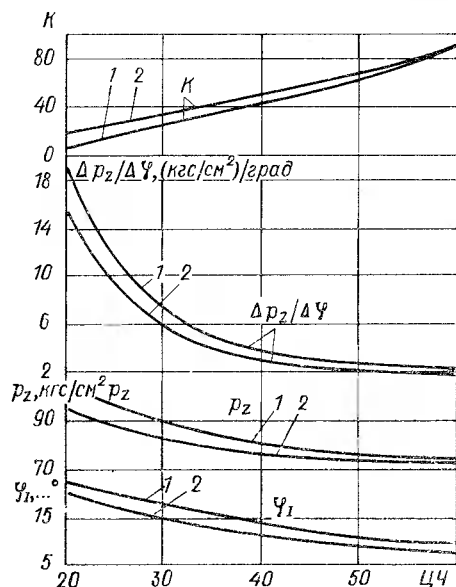


Рис. 1.1. Влияние ЦЧ топлива на показатели процессов воспламенения, горения и дымность отработавших газов для двух скоростных режимов (опыты ВНИИ НП):
1 — 2100 об/мин; 2 — 1400 об/мин

полученные в одноцилиндровом отсеке с размерностью дизеля ЯМЗ-236 на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента. Из представленных данных следует, что с повышением ЦЧ снижаются период задержки воспламенения ϕ_1 , скорость нарастания давления $\Delta p_2/\Delta \phi$ и максимальное давление сгорания p_2 , но одновременно увеличивается дымность отработавших газов K . Повышение ϕ_1 , $\Delta p_2/\Delta \phi$ и p_2 особенно заметно при ЦЧ меньших 40 ед.

Анализ влияния ЦЧ в диапазоне от 40 до 60 ед., характерном для товарных дизельных топлив, показывает, что при возрастании ЦЧ от 40 до 45 ед. и от 45 до 60 ед. соответственно снижаются (на 1 ед. ЦЧ) ϕ_1 на $0,3$ и $0,15^\circ$ поворота коленчатого вала, p_2 на $0,6$ и $0,2$ кгс/см² и $\Delta p/\Delta \phi$ на $0,53$ и $0,2$ кгс/см². При этом показатели дымности K возрастают на $1,6$ и $2,6$ ед. Следовательно, относительный эффект улучшения пусковых свойств от сокращения

цетана в смеси с α -метилнафталином, которая по воспламеняемости в цилиндре специального одноцилиндрового двигателя в стандартных условиях испытания эквивалентна испытываемому топливу.

Цетановое число зависит от химического состава топлива. Легче воспламеняются парафиновые углеводороды как наименее термически стойкие; ароматические углеводороды более стойки к термическому распаду и самовоспламенению; нафтеновые занимают промежуточное положение.

Величина ЦЧ влияет на показатели работы двигателя. На рис. 1.1 показано влияние ЦЧ смеси первичных эталонных топлив (цетана и α -метилнафталина) на показатели процессов воспламенения и сгорания, по-

Φ_1 и снижения жесткости работы двигателя при повышении ЦЧ от 45 до 60 ед. в 1,6—4 раза ниже, чем при повышении ЦЧ в пределах от 40 до 45 ед.

В табл. 1.4 приведены результаты исследования влияния ЦЧ топлив с иницирующими присадками и без присадок на Φ_1 , $\Delta p_z/\Delta \Phi$, p_z и K для одноцилиндрового отсека двигателя ЯМЗ-236, работающего на режиме номинальной мощности.

Из табл. 1.4 следует, что при повышении ЦЧ арктического (ДА) и зимнего (ДЗ) дизельных топлив от 39—40 до 45—46 ед. за счет введения присадки Φ_1 , $\Delta p/\Delta \Phi$ снижаются соответственно на 12—14 и 34—44% при одновременном увеличении K на 8—10% и ухудшении экономичности не более чем на 2%. При повышенных ЦЧ товарных топлив наблюдается ухудшение экономичности двигателя. Так, с ростом ЦЧ от 45 (дизельное летнее топливо ДЛ) до 51 ед. (дизельное специальное топливо ДС), как показали опыты, период задержки воспламенения и динамические показатели процесса сгорания снижаются соответственно на 8 и 15% при повышении дымности на 13% и ухудшении экономичности на 3%. Эти данные подтверждают, что увеличение ЦЧ свыше 40—45 единиц нецелесообразно.

Для дизелей, отличающихся системами смесеобразования и степенью форсирования, требования к величине ЦЧ различны и колеблются от 40 до 50 ед. Поэтому для каждого типа смесеобразования и конструкции камеры сгорания необходимо экспериментально подбирать топливо с соответствующей задержкой воспламенения. Зимние и арктические виды топлив должны иметь повышенные значения ЦЧ для обеспечения надежного пуска и обеспечения более мягкой работы при низких температурах окружающей среды.

Вязкость и плотность. Важными показателями качества дизельных топлив являются вязкость и плотность, определяющие качество распыливания топлива и однородность рабочей смеси. Маловязкое топливо распыливается более однородно и мелко, что способствует лучшему испарению, смесеобразованию, сгоранию и тепловыделению. С повышением вязкости топлива макро- и микроструктура топливного факела получаются грубее. Дальность струи при этом возрастает, что является нежелательным для автотракторных дизелей с относительно малыми объемами камеры сгорания. Кроме того, сгорание топлива происходит в паровой фазе и необходимо, чтобы распыленное топливо успело за короткий срок полностью испариться.

Вязкость определяет также текучесть топлива при низких температурах через трубопроводы, фильтры, насосы и форсунки. Лучшей текучестью обладают маловязкие топлива, застывающие при низкой температуре, однако чрезмерно низкая вязкость может вызвать увеличение просачивания топлива через зазоры прецизионных пар насоса и распылителя форсунки. Важно отметить, что существующее мнение о повышенном износе дизельной

топливной аппаратуры при работе на маловязком дизельном топливе экспериментально не подтверждено. Четко выраженной зависимости между вязкостью топлива и износом плунжерных пар нет, что вытекает из следующих данных НАМИ [26]:

Вязкость топлива при 20° С, сСт 2 3 6,5 7 17
Средний износ плунжеров (мкм) за 550 ч работы 1,5 2,0 1,5 2,3 4,5

Абсолютные величины износов, определенные при помощи оптиметра, показали, что маловязкие топлива обеспечивают смазку плунжерных пар. Резкое повышение вязкости топлива вызвало заметное увеличение износа плунжеров.

Вязкость топлива практически не сказывается на величине часового расхода G_t , в основном зависящего от его плотности. Существуют следующие соотношения вязкости и плотности различных моторных топлив:

Вид топлива	ЦЧ-40 (смесь)	ДА	ДЗ	ДЛ	ДС	Л
Плотность, г/см ³	0,92	0,85	0,84	0,83	0,83	0,81
Вязкость, сСт	3,4	3,4	3,8	4,0	4,9	4,5
Вид топлива	З	А	ТС-1	А-76	ОЧ-76 (смесь изооктана и гептана)	
Плотность, г/см ³	0,81	0,78	0,77	0,71	0,69	
	2,2	1,5	1,3	0,6	0,75	

Плотность топлива весьма значительно сказывается на характеристиках впрыска (рис. 1.2): с увеличением плотности резко

повышается в трубопроводе максимальное давление перед форсункой $p_{\max}$, сдвигается момент начала впрыска $\varphi_{н.вп}$ и возрастает действительная продолжительность впрыска φ_d .

Температура вспышки.

Температуру вспышки топлива принято считать показателем пожароопасности при транспортировке, хранении и применении. В зависимости от условий работы двигателя и расположения топливных баков нормы для величины температуры вспышки различны. Для авто- тракторного парка эти требования минимальны, так как эксплуатация двигателей, хранение и за-

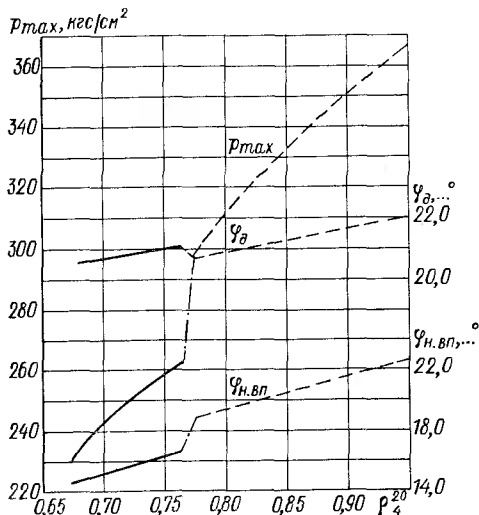


Рис. 1.2. Влияние плотности топлива ρ_4^{20} на показатели процесса впрыска при номинальном режиме одноцилиндрового отсека ЯМЗ-236 ($n_H = 2100$ об/мин):

— бензин; — — — дизельное топливо; — · — · — ТС-1

правка топлива происходят на открытом воздухе. Топлива с повышенным содержанием легких фракций быстро испаряются, являются пожароопасными и непригодны для применения для судовых, стационарных и тепловозных дизелей, работающих в закрытых помещениях.

Минимально допустимое значение температуры вспышки дизельных топлив лимитируется условиями их применения и для товарных топлив колеблется в пределах от 30 до 40° С.

Фильтруемость. Большое значение имеет чистота топлива и его склонность к забиванию бумажных фильтров тонкой очистки.

Чистота топлива оценивается коэффициентом фильтруемости по ГОСТ 19006—73. Коэффициент фильтруемости определяется на приборе, разработанном в ЦНИТА, по изменению пропускной способности фильтра из бумаги БФДТ при последовательном пропускании через него 47 мл топлива и выражается отношением времени фильтрации каждых последующих двух миллиметров топлива ко времени первых двух миллиметров. По ГОСТ 19006—73 коэффициент фильтруемости $K_f = K_{10}/K_1$ (рис. 1.3). Для товарных топлив K_f не должен превышать 2.

Исследования показали, что ряд физико-химических показателей дизельных топлив оказывает существенное значение на ухудшение коэффициента фильтруемости. Так, например, смолистые соединения оказывают отрицательное действие на фильтруемость; наличие в топливе мыл нафтеновых кислот и воды также ухудшает фильтруемость топлива.

Низкотемпературные свойства. Возможность применения дизельных топлив при низких температурах окружающей среды обуславливается их низкотемпературными свойствами, которые характеризуются по ГОСТу температурами застывания и помутнения. Низкотемпературные свойства зависят от фракционного и углеводородного состава.

Для условий эксплуатации важно знать не только температуру застывания, от которой зависит возможность прокачивания топлива по трубопроводам при низких температурах, но и температуру его помутнения, при которой в топливе выделяются кристаллы твердого парафина, способные забивать сетки фильтров

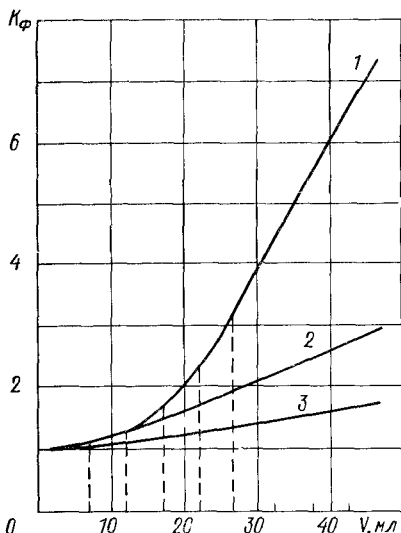


Рис. 1.3. Изменение коэффициента фильтруемости топлива с различным содержанием воды (по опытам ЦНИТА), %:

1 — 0,1; 2 — 0,03; 3 — 0,014

грубой очистки, элементы фильтров тонкой очистки и вызывать прекращение подачи топлива.

Прокачиваемость топлив при низких температурах оценивается по ГОСТ 22254—76. Метод заключается в постепенном охлаждении испытуемого топлива, просасывании его при каждом понижении температуры на 1°C через фильтр из металлической сетки с квадратными ячейками нормальной точности (№ 004 по ГОСТ 6613—73) в пипетку при постоянном вакууме 200 мм вод. ст. и фиксировании конечной температуры, при которой топливо перестает проходить через фильтр, или времени просасывания и заполнения пипетки испытуемым топливом до метки. Записывается конечная температура, при которой топливо фильтровалось и поднималось до контрольной метки менее чем за 60 с.

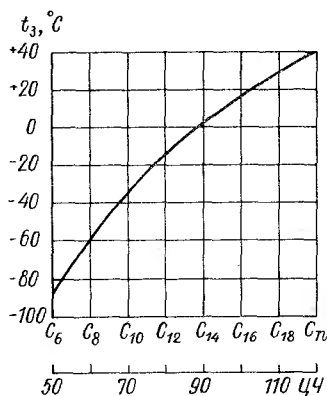


Рис. 1.4. Зависимость температуры застывания t_z парафиновых углеводородов от длины их цепи C_n и ЦЧ

Низкотемпературная фильтруемость через бумажные фильтры оценивается на специальной установке, разработанной ВНИИ НП, при фильтрации постепенно охлаждаемого топлива через бумажный фильтр тонкой очистки ТФ-2 с замером перепада давлений на фильтре. Опыт прекращается при достижении перепада в $1,0 \text{ кгс/см}^2$.

Показатели низкотемпературных прокачиваемости и фильтруемости являются более важными эксплуатационными показателями, чем температура помутнения топлива, которая не определяет предельной низкой температуры применения топлива. Температуры застывания и помутнения топлив определяются их групповым углеродным составом. В ряду нормальных парафинов с повышением молекулярной массы возрастает температура застывания, но одновременно повышается также ЦЧ.

Влияние длины цепи нормальных парафиновых углеводородов на температуру застывания и ЦЧ показано на рис. 1.4. Как следует из представленных данных, несмотря на то что нормальные парафиновые углеводороды имеют высокие ЦЧ, их использование для зимних и арктических топлив неприемлемо.

Непредельные углеводороды имеют более низкие температуры застывания по сравнению с близкими к ним по молекулярной массе нормальными парафиновыми углеводородами. Однако их включение в состав дизельных топлив нецелесообразно из-за их низкой стабильности и образования повышенных нагаров в двигателе. Температура застывания изопарафиновых углеводородов значительно ниже, чем температура застывания соответствующих им по молекулярной массе нормальных парафиновых

углеводородов. При этом в зависимости от степени изомеризации наблюдается большее или меньшее понижение температуры застывания. Так, *n*-додекан $C_{12}H_{26}$ имеет температуру застывания $-12^{\circ}C$, а 2, 2, 4, 6, 6-пентаметилгептан $C_{12}H_{26}$ $-70^{\circ}C$; цетан $C_{16}H_{34}$ $20^{\circ}C$, и 7, 8-диметилтетрадекан $C_{16}H_{34}$ $-70^{\circ}C$.

Низкотемпературные свойства дизельных топлив, полученных прямой перегонкой, определяются исключительно химической природой нефтей, из которых они получены.

Из нефтей нафтенового основания могут получаться зимние и арктические топлива с пределами кипения от 200 до $330-340^{\circ}C$

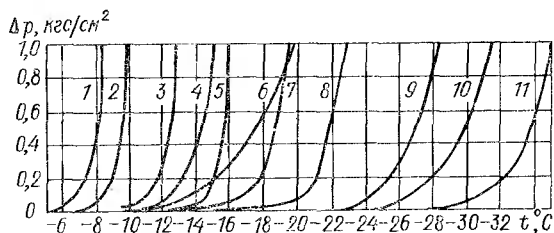


Рис. 1.5. Сопротивление фильтров $\Delta\rho$ для дизельных топлив с различными температурами помутнения и застывания:

1 — Л (1-я партия); 2 — Л (2-я партия); 3 — смесь Л и А ($80 + 20\%$); 4 — микробиологической депарафинизации (МБД); 5 — опытный образец Л; 6 — карбамидной депарафинизации (КД); 7 — смесь Л и А ($50 + 50\%$); 8 — смесь Л и А ($30 + 70\%$); 9 — смесь Л и А ($15 + 85\%$); 10 — по МРТУ-38-1-173-65; 11 — 3

с температурой застывания -60 и $-45^{\circ}C$ соответственно. Из парафинистых нефтей зимние и арктические топлива получают за счет облегчения фракционного состава или путем депарафинизации дизельных топлив различными технологическими процессами, из которых наиболее распространенными являются карбамидная и микробиологическая. Последнее время для получения зимних топлив начали применять депрессорные присадки, из которых наибольшее распространение получили присадки на базе сополимера этилена с винилацетатом. Такого типа присадки в количестве до $0,2\%$ позволяют понизить температуру застывания топлива на $35-40^{\circ}C$. Однако они практически не влияют на температуру помутнения топлива.

Как было сказано выше, большое значение имеет фильтруемость дизельных топлив при низкой температуре через бумажные фильтры тонкой очистки. Результаты испытаний различных топлив по методике ВНИИ НП при использовании фильтров типа ТФ-2 показаны на рис. 1.5. Топлива, полученные методом карбамидной депарафинизации, из которых удалены значительные количества нормальных комплексобразующих парафинов при относительно высоком значении температуры помутнения, обеспечивают

хорошую фильтруемость при низкой температуре. Низкотемпературные характеристики образцов испытанных дизельных топлив представлены в табл. 1.5.

Т а б л и ц а 1.5. Низкотемпературные характеристики различных образцов дизельных топлив

Дизельные топлива	Температура, °C		Разность температур застывания и помутнения, °C	Температура фильтруемости, °C
	помутнения	застывания		
Л (1-я партия)	—5	—10	5	—8,3
Л (2-я партия)	—7	—12	5	—9,7
Смесь Л и А (80+20%)	—9	—18	9	—12,8
Смесь Л и А (50+50%)	—15	—26	11	—19,5
Смесь Л и А (30+70%)	—18	—35	17	—23,0
Смесь Л и А (15+85%)	—22	—40	18	—28,5
Опытный образец Л	—12	—22	10	—16,0
Дизельное топливо карбамидной депарафинизации	—11	—37	26	—20,0
То же, микробиологической депарафинизации	—11	—19	8	—15,0
З	—27	—38	11	—35,0
Дизельное топливо по МРТУ-38-1-173—65	—27	—38	11	—31,5

Антинагарные и антиизносные свойства. Моторесурс дизелей в значительной мере определяется антинагарными и антиизносными свойствами топлива. В зависимости от фракционного состава, содержания смол и непредельных углеводородов антинагарные свойства топлива изменяются. В связи с тем, что непредельные углеводороды повышают нагарообразование, их содержание в топливе строго регламентировано. Иодное число, характеризующее количество непредельных углеводородов, не должно быть больше 6 г иода на 100 мл топлива. Легкие дизельные топлива обладают лучшими антинагарными свойствами, чем тяжелые, что связано в значительной степени с повышением дымности отработавших газов и увеличением в них частиц сажи.

Ухудшение антинагарных свойств с утяжелением топлива также обусловлено увеличением содержания смол в тяжелых фракциях топлива. В табл. 1.6 приведены данные по изменению содержания серы и смол в отдельных фракциях дизельного топлива, полученного из смесей нефтей татарских месторождений. Из данных табл. 1.6 следует, что смолы и сера концентрируются в концевых фракциях дизельного топлива.

Антиизносные свойства топлив зависят главным образом от содержания сернистых соединений. Содержащаяся в топливе сера, неактивная сама по себе, при сгорании вызывает коррозию деталей цилиндрико-поршневой группы и, как следствие, их повы-

шенные износы. В зависимости от содержания серы износ гильз цилиндров и поршневых колец изменяется.

На рис. 1.6 приведен износ поршневых колец (по опытам ВНИИ НП) при испытании на топливах с различным содержанием серы. С повышением содержания последней износ увеличивается по экспоненте. При снижении содержания серы с 1,0 до 0,5% износ первых поршневых колец снижается на 70%, а при последующем ее снижении до 0,1% — только на 18%. Исходя из этого в отечественных ГОСТах содержание серы в дизельных топливах регламентируется в пределах 0,2—0,5%.

При работе на топливах, содержащих смолистые вещества и непредельные углеводороды, наблюдаются повышенные нагарообразования на распылителях форсунок и закоксовывание отверстий распылителей, в связи с чем предусматривается ограничение содержания в дизельных топливах смол и непредельных углеводородов. На количество отложений также влияет коксуемость и зольность дизельных топлив. Кроме того, зола может увеличивать износ деталей цилиндро-поршневой группы. Поэтому эти показатели при выработке топлив строго регламентируются. В товарных дизельных топливах содержание смол не должно превышать 30—40 мг на 100 мл топлива, зольность допускается не более 0,01%, а коксуемость 10% остатка не должна быть выше 0,3%. Коррозия деталей двигателя и его топливной аппаратуры повышается при наличии в топливе водорастворимых кислот, щелочей и органических кислот, в связи с чем стандартом устанавливается их отсутствие или незначительное содержание.

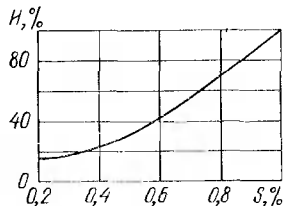


Рис. 1.6. Влияние содержания серы в топливе на относительный износ поршневых колец H (100% износа при 1% S)

Таблица 1.6. Содержание серы и смол во фракциях дизельного топлива

Пределы кипения фракций, °С	Отбор от нефти (массовая доля, %)	Сера, (массовая доля, %)	Смолы фактические, мг на 100 мл
180—250	10,7	0,35	2,0
250—300	9,0	1,00	4,0
300—350	9,5	1,40	39,0
350—400	9,0	1,48	>1000

Таблица 1.7. Групповой состав (%) фракции (200—300°С) нефтей различных месторождений

Нефть	Парафины	Нафты	Ароматические
Сураханская (Баку)	45	39	16
Парафинистая (Грозный)	61	22	17
Беспарафинистая (Грозный)	8	59	33
Ишимбайская	41	26	33
Туймазинская	37	40	23

Теплота сгорания топлив. Теплота сгорания топлив зависит от элементарного состава и колеблется в небольших пределах. Групповой химический состав, полученный прямой перегонкой, может колебаться в довольно широких пределах в зависимости от состава исходной нефти. Еще более значительно он колеблется для топлив, полученных при вторичной нефтепереработке. На рис. 1.7 приведен групповой углеводородный состав узких фракций дизельного топлива, полученных прямой перегонкой и каталитическим крекингом.

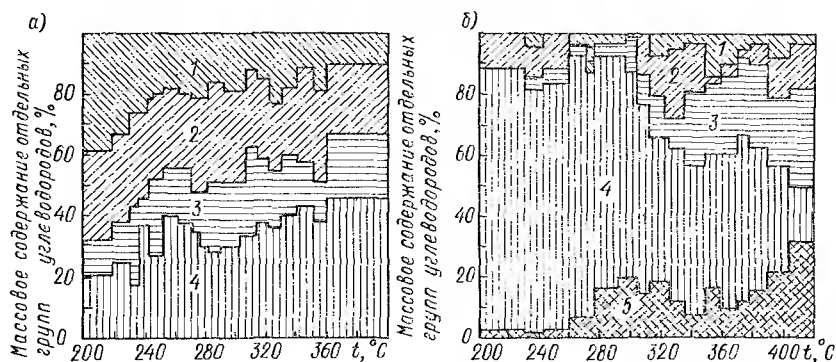


Рис. 1.7. Групповой состав узких фракций дизельных топлив, полученных путем прямой перегонки из Туймазинской нефти (а) и каталитическим крекингом из Ромашкинской нефти (б):

1 — нафтены; 2 — изопарафины; 3 — н-парафины; 4 — ароматические углеводороды; 5 — непредельные углеводороды

групповой химический состав значительно различается в зависимости от фракционного состава и способа получения [18].

В зависимости от месторождений групповой состав топлив может также изменяться в широких пределах. В табл. 1.7 приведен групповой состав фракции (200—300°С) для нефтей различных месторождений [20].

Содержание основных элементов — углерода и водорода для каждого типа топлива колеблется в очень незначительных пределах. Для дизельного топлива содержание углерода обычно находится в пределах 86,0—86,5%, водорода — 12,5—13,0%. Элементарный состав отдельных видов топлива приведен в табл. 1.8. Содержание серы и кислорода в сумме $O + S + N$, может значительно колебаться. Для топлива, полученного из сернистых нефтей, основная доля из этой суммы элементов будет приходиться на серу. В некоторых мазутах содержание серы может достигать 3—4%, в этом случае сумма $C + H$ будет равна 96—97%. С утяжелением топлива возрастает содержание в нем нежелательных элементов — серы, кислорода и азота, а также содержание минеральных веществ (зола).

Для автотракторных дизелей отечественной промышленностью вырабатываются дизельные топлива по ГОСТ 4749—73 и ГОСТ 305—73 следующих марок: арктическое (ДА и А), зимнее северное (ЗС), зимнее (ДЗ и З) и летнее (ДЛ и Л). Физико-химические показатели товарных топлив приведены в табл. 1.9.

Основная масса дизельных топлив получается в результате прямой перегонки нефти и отбора фракций с заданным интервалом кипения. В зависимости от характеристики нефтей получают больше или меньше дизельных фракций, а также топлива с различной сернистостью. Из малосернистых нефтей топливо получается с содержанием серы до 0,2%, из сернистых нефтей — до 1,0—1,3%. Для повышения моторесурса дизелей основная масса сернистых топлив очищается на установках гидроочистки до остаточного содержания серы в 0,2—0,5%. В товарных топливах допускается использование в качестве компонента до 20% газойля каталитического крекинга. Применение продуктов термических процессов переработки — крекинга, коксования, термоконтактного крекинга и других — не допускается без их дополнительного облагораживания.

Таблица 1.8. Элементарный состав различных топлив

Топливо	Элементарный состав, %		
	С	Н	$\sum$ + S + О
Бензин	85,3	14,5	0,2
Керосин	86,0	13,0	1,0
Дизельное топливо	86,2	12,5	1,3
Мазут	86,5	12,0	1,5

Зимние и арктические марки дизельных топлив с низкими значениями температуры застывания и помутнения получают как за счет облегчения фракционного состава фракций прямой перегонки, так и за счет применения карбамидной или микробиологической депарафинизации. Вырабатываемые по ГОСТ 4749—73 и ГОСТ 305—73 марки топлив предназначены для применения при следующих температурах окружающей среды: Л и ДЛ — выше 0° С, З — выше —20° С, ЗС и ДЗ — выше —30° С, А и ДА — выше —50° С. В дизельных топливах не допускается присутствие сероводорода, растворимых кислот и щелочей, механических примесей и воды.

Требование безопасности и производственной санитарии. Температура самовоспламенения дизельного топлива составляет: для марок ДЛ и Л — 310° С, для марок ДЗ, З и ЗС — 240° С и для марок ДА и А — 230° С, температура воспламенения топлива всех марок составляет 62—119° С.

Дизельное топливо представляет собой горючую жидкость, взрывоопасная концентрация его паров в смеси с воздухом составляет 2—3%, предельно допустимая концентрация составляет 0,3 мг/л (при пересчете на углерод).

Т а б л и ц а 1.9. Характеристика товарных топлив

Наименование показателей	Топливо			
	ДЛ и Л	З	ЗС и ДЗ	ДА и А
Цетановое число, не менее	45	45	45	45
Фракционный состав:				
50% перегоняется при температуре, °С, не выше	280—290	250	280	240—255
96% перегоняется при температуре, °С, не выше	360	340	340	330
Кинематическая вязкость при 20°С, сСт	3,0—6,0	1,8—5,0	1,8—6,0	1,5—4,0
Температура, °С:				
застывания, не выше	—10	—35	—45	(—55) —
помутнения, не выше	—5	—25	—35	(—60) —
вспышки, не ниже	40—65	35—40	35—50	30—35
Содержание серы, %	0,2—0,5	0,2—0,5	0,2—0,5	0,2—0,4
Содержание меркаптановой серы, %, не более	0,01	0,01	0,01	0,01
Содержание фактических смол, мг на 100 мл топлива, не более	40—50	30	30	30
Кислотность, мг КОН на 100 мл топлива, не более	5	5	5	5
Йодное число, г йода на 100 мл топлива	6	6	6	6
Зольность, %, не более	0,01	0,01	0,01	0,01
Коксуемость 10%-го остатка, %, не более	0,30	0,30	0,30	0,30
Коэффициент фильтруемости, не более	2	2	2	2

2. ПРОИЗВОДСТВО ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ

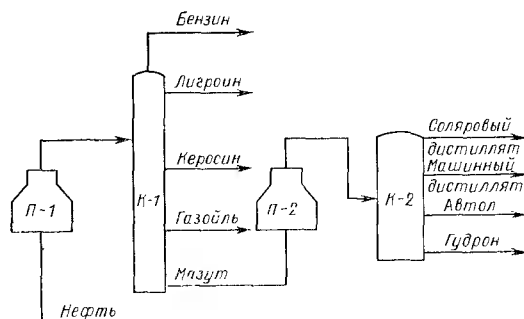
Дизельные топлива получают из нефти, которая представляет собой сложную смесь парафиновых, нафтеновых и ароматических углеводородов, различных по молекулярной массе и температуре кипения. Для производства многочисленных продуктов различного назначения применяют методы разделения нефти на фракции, а также изменяют ее химический состав. В связи с этим различают первичные и вторичные методы переработки нефти. К первичным относится процесс разделения нефти на фракции, при котором используются ее потенциальные возможности по ассортименту, количеству и качеству получаемых продуктов и полупродуктов. Ко вторичным методам относят процессы деструктивной переработки нефти и очистки нефтепродуктов. При этом происходит

изменение ее химического состава за счет термического и каталитического воздействия.

Основным первичным процессом на нефтеперерабатывающих заводах является разделение нефти на фракции или ее прямая перегонка с последующей ректификацией паровой и жидкой фаз. Прямая перегонка нефти производится при атмосферном давлении и под вакуумом в так называемых атмосферных и атмосферно-вакуумных установках. При этом получается ряд дистиллятных продуктов (бензин, керосин, дизельные топлива) и в остатке при атмосферной перегонке мазут или при атмосферно-вакуумной перегонке полуудрон.

Рис. 1.8. Схема прямой перегонки нефти на атмосферно-вакуумной установке:

П-1 и П-2 — трубчатые печи;
К-1 и К-2 — ректификационные колонны

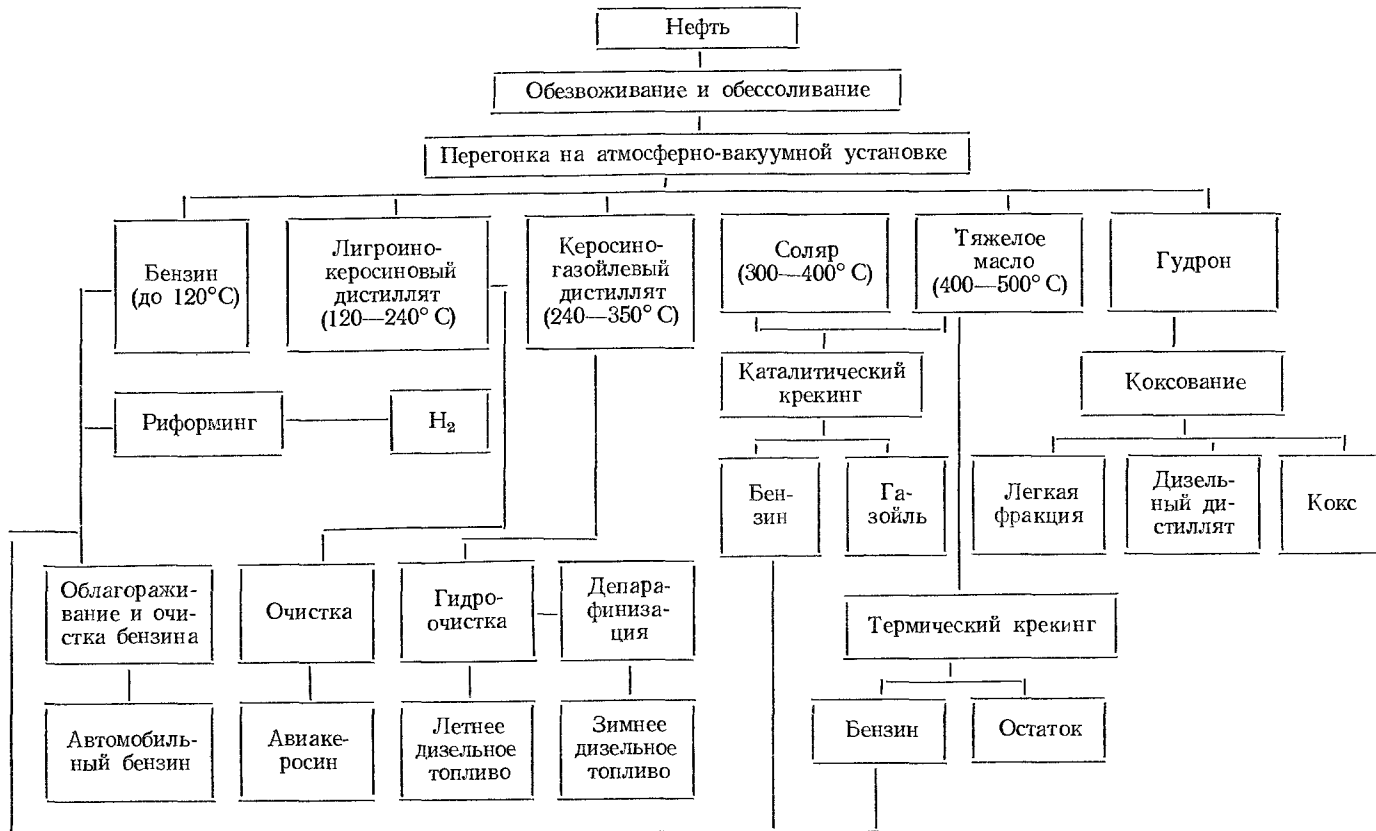


На рис. 1.8 показана схема прямой перегонки нефти на атмосферно-вакуумной установке с предварительным испарением. Нефть под давлением около 15 кгс/см^2 перекачивается через ряд теплообменников, где подогревается до $118\text{--}120^\circ\text{C}$; при этой температуре в водогрязеотстойниках отделяются вода и грязь, а нефть, дополнительно подогретая до $160\text{--}180^\circ\text{C}$ в мазутных теплообменниках, поступает в испаритель. Пары бензина из испарителя направляются в ректификационную колонну, а нефть после отделения бензина через трубчатую печь П-1 после нагрева до $330\text{--}335^\circ\text{C}$ также поступает в ректификационную колонну К-1. Из ректификационной колонны отбираются фракции нефти: из верхней части — бензин и затем по высоте — керосино-газойлевые и соляровые дистилляты; из нижней части колонны отбирают остаток от перегонки — мазут, который подается во вторую печь П-2 вакуумной части установки, где нагревается до $410\text{--}420^\circ\text{C}$. Из печи мазут поступает в вакуумную колонну К-2, из которой отбираются масляные дистилляты, а из нижней части колонны — гудрон, из которого посредством соответствующей очистки вырабатываются высоковязкие остаточные масла.

Обычно различают следующие основные фракции, получаемые при прямой перегонке нефти в следующих интервалах выкипания, $^\circ\text{C}$:

Легкий бензин	40—90	Керосин	150—315
Бензин	40—200	Газойль	230—360
Лигроин	120—240	Соляр	300—400

Схема переработки нефти для производства топлива



Число фракций, границы их кипения и выход могут изменяться в зависимости от принятой схемы нефтепереработки с учетом потребности в тех или иных фракциях для обеспечения выработки заданного ассортимента товарных продуктов или сырья определенного качества для вторичных процессов нефтепереработки. Получаемые в результате прямой перегонки дистилляты в значительной части являются полупродуктами и служат сырьем при последующих процессах очистки, смешения или химической переработки, в результате чего получают товарные нефтепродукты, соответствующие техническим условиям на нефтепродукты. Так, например, бензино-лигроиновые фракции нефти являются сырьем для получения автомобильных и авиационных бензинов; керосино-газойлевые фракции — для дизельных топлив и топлив для реактивных двигателей; соляровые и масляные дистилляты — для производства смазочных масел. В то же время газойлевые и соляровые фракции могут быть подвергнуты химической переработке — термическому или каталитическому крекингу с целью получения дополнительных количеств дистиллятных топлив.

Схема переработки нефти может быть различной в зависимости от профиля нефтеперерабатывающего завода — топливного, масляного или нефтехимического. Ниже представлена схема переработки нефти для производства моторных топлив. Примерный выход нефтепродуктов при перегонке нефти в атмосферно-вакуумной установке одного из НПЗ при производстве летнего и зимнего дизельных топлив приведен в табл. 1.10.

Т а б л и ц а 1.10. Выход нефтепродуктов при производстве дизельных топлив

Нефтепродукты	Выход нефтепродуктов (%) при производстве дизельных топлив		Нефтепродукты	Выход нефтепродуктов (%) при производстве дизельных топлив	
	летнего	зимнего		летнего	зимнего
Бензин	13,5	13,5	Широкая фракция	4,0	4,4
Топливо ТС-1	9,1	9,1	Тяжелые масла	25,5	29,0
Дизельное топливо	22,5	18,8	Гудрон	16,5	16,0
Сырье пиролиза	6,2	6,2	Потери	2,7	3,0

Дизельное топливо получается прямой перегонкой с последующим облагораживанием полученных дистиллятов. Все дизельные топлива, полученные из сернистых нефтей, проходят очистку от серы. Существуют различные способы удаления серы — обработка серной кислотой, плумбитная, бокситная и другие виды очистки. Наиболее совершенным способом очистки от серы является гидроочистка, т. е. обработка нефтепродукта водородом под давлением в присутствии катализатора. Гидроочистка производится под давлением до 50 кгс/см² при температуре 350—450° С

в толстостенных стальных реакторах. В этих условиях происходит также гидрирование непредельных углеводородов, что положительно сказывается на качестве дизельного топлива. Выход обессеренного и обессмоленного товарного топлива составляет 97—98%. В табл. 1.11 приведены показатели качества дизельного топлива прямой перегонки и газойля каталитического крекинга до и после гидроочистки. Себестоимость гидроочищенного топлива превышает себестоимость исходного на 75—150%.

Т а б л и ц а 1.11. Показатели качества дизельного топлива после гидроочистки

Показатели	Дизельное топливо прямой перегонки		Газойль каталитического крекинга	
	Исходное сырье	Товарный продукт	Исходное сырье	Товарный продукт
Содержание серы, %	0,97—0,92	0,03—0,05	1,26	0,06
Температура застывания, °С	—10	—12	—10	—13
Температура вспышки, °С	80	68	109	75
Коксуемость 10%-ного остатка, %	0,06	0,04	0,23	0,05
Кинематическая вязкость при 20° С, сСт	5,48	5,08	6,30	5,56
Плотность, г/см ³	0,840	0,832	0,885	0,868
Фракционный состав топлива:				
начало кипения, (НК), °С	205	185	230	216
10% перегоняется при температуре, °С	240	200	255	245
50% перегоняется при температуре, °С	287	270	293	287
90% перегоняется при температуре, °С	355	353	354	348
конец кипения (КК), °С	365	365	365	365
Цетановое число	53	54	43	46

Дизельное топливо обычно изготавливается из прямогонных дистиллятов; в отдельных случаях в него добавляется до 20% продуктов каталитического крекинга. При получении дизельных топлив из малосернистых нефтей прямогонные дистилляты сероочистки не проходят. При производстве топлив из нефтей нафтенового основания в дистиллятах, получаемых в процессе первичной перегонки, содержится повышенное количество нафтеновых

кислот — до 0,66—0,72%, что создает трудности при выработке качественных дизельных топлив. В этом случае прямогонные дистилляты поступают на выщелачивание, где нафтеновые кислоты переводят в мыла, которые после отстаивания неполностью отделяются и оставшиеся в топливе удаляются водной промывкой. Удаление растворенных натриевых солей нафтенновых кислот возможно при тщательной промывке топлива горячей пресной водой. При этом расход воды составляет до 20% к сырью.

К сожалению, нередко случаи, когда товарные дизельные топлива из нефтей нафтового основания плохо очищаются и содержат мыла нафтенновых кислот.

Для получения зимних топлив дистилляты проходят стадию депарафинизации, при которой за счет извлечения из них парафина снижается температура застывания. В настоящее время широкое применение получил способ карбамидной депарафинизации, который заключается во взаимодействии карбамида с парафиновыми углеводородами, с которыми он образует комплексное соединение кристаллического строения, легко отделяемое из депарафинируемого продукта. Выход депарафинированного топлива составляет 80—95%, а парафина 5—20% от исходного сырья. В отличие от дизельного топлива, которое получается в основном из продуктов прямой перегонки, автомобильные бензины могут быть получены только с использованием продуктов вторичной переработки нефти. Для получения высокооктановых автомобильных бензинов используются продукты химической переработки нефтяных фракций.

Современные автомобильные бензины получают на базе бензинов каталитического риформинга с добавлением бензина каталитического крекинга, изомеризата и алкилата. В связи с чем себестоимость высокооктановых автомобильных бензинов в два-три раза выше себестоимости дизельного топлива. Бензины каталитического риформинга получают обогащением низкооктановых бензинов прямой перегонки (фракции 62—180 или 85—180° С). В них содержится большое количество ароматических и изопарафиновых углеводородов и практически отсутствуют непредельные углеводороды.

В связи с этим бензины каталитического риформинга высокостабильны при хранении и транспортировке. Содержание серы и смол в них незначительно. В зависимости от режима каталитического риформинга могут получаться бензины с октановыми числами по моторному методу от 74—77 до 84—86 и исследовательскому методу от 78—81 до 94—96 ед. Выход бензина из сырья путем каталитического риформинга достигает 90%.

Бензины каталитического крекинга получают из легкого сырья керосино-газойлевой фракции прямой перегонки или из тяжелого дистиллятного сырья — вакуумного газойля, выкипающего в пределах 320—450° С. Эти бензины обладают высокими октановыми числами (по моторному методу от 76—78 до 82—84)

и по исследовательскому — от 82—84 до 90. В бензине каталитического крекинга содержится 16—20% ароматических углеводородов и 18—25% и более непредельных углеводородов. Последнее обуславливает пониженную химическую стабильность бензинов каталитического крекинга, которая может быть улучшена введением антиокислительных присадок. Содержание серы в таких бензинах достигает 0,3%. Выход бензина из сырья путем каталитического крекинга составляет 26—32%.

Алкилат — широкая бензиновая фракция, состоящая из изопарафиновых углеводородов и имеющая октановое число 90—95 ед.; получают его алкилированием изобутана бутиленами. Изомеризат — легкий компонент автобензина, состоящий в основном из углеводородов C_6 , получают его изомеризацией головной прямой бензиновой фракции, выкипающей от НК до 62° С.

Таким образом, сравнение технологии производства дизельного топлива и автомобильного бензина показывает, что изготовление первого во много раз проще и требует значительно меньших капитальных вложений, чем производство второго.

3. РЕСУРСЫ ТОПЛИВ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ

Ресурсы дизельных топлив определяют возможность оснащения дизелями автотракторного парка нашей страны. К настоящему времени весь тракторный и комбайновый парк страны снабжен дизельными двигателями. Однако грузовой парк автомобилей еще в основном базируется на бензиновых двигателях, так как дизельного топлива с параметрами, приведенными выше, для них не хватает. Замена бензиновых двигателей дизельными на автомобилях грузоподъемностью от 3 т и выше сулит народному хозяйству получение большого экономического эффекта за счет снижения расхода топлива и его стоимости. При переводе автомобильного парка на дизельные двигатели расход топлива снижается в среднем с 21,0—25,0 кг условного топлива на 100 т/км для бензиновых автомобилей до 10,5—11,5 кг условного топлива для дизельных. Одновременно сокращаются расходы на топливо в связи с более низкой себестоимостью дизельного топлива, меньшим объемом нефтеперевозок и меньшими потерями при хранении. Исследования показали, что при оснащении дизельными двигателями автомобильного парка потребность в дизельном топливе резко возрастает. Так, при выполнении дизельными автомобилями 20% всей транспортной работы общее соотношение количеств дизельного топлива и бензина составляет $(1,4 \div 1,5) : 1,0$. При выполнении 65—80% всей транспортной работы дизельными автомобилями потребное соотношение дизельного топлива и автобензина увеличивается соответственно до $3,0 : 1,0$ и $3,7 : 1,0$. При этом одновременно в нефтеперерабатывающей промышленности возникают большие избытки бензиновых фракций. Вышеизложенное определяется потенциальным содержанием бензиновых и дизельных

фракций в нефтях, которое в среднем составляет 13,5—14,0% бензина и 23—24% дизельного топлива при одновременном получении реактивного топлива типа ТС-1.

Содержание бензиновых и дизельных фракций в ряде нефтей отечественных месторождений дано в табл. 1.12. Из приведенных данных следует, что в потенциале максимально возможное содержание бензиновых фракций в нефтях составляет 35%, а суммарное содержание бензиновых, лигроино-керосиновых и дизельных фракций — 60%.

Т а б л и ц а 1.12. Содержание в нефтях некоторых отечественных месторождений бензиновых (150, 180° С) и дизельных (350, 360° С) фракций

Наименование нефтей	Содержание фракций (%), выкипающих до температур, °С				Содержание серы в нефти, %
	150	180	350	360	
Ромашкинская	—	17,8	—	52,1	1,62
Первомайская	13,3	17,4	—	46,0	2,20
Арланская угленосной свиты	11,5	15,3	39,7	—	3,08
Чекмагушская	9,8	13,2	38,0	—	3,20
Шкановская (девонская)	14,0	18,4	45,6	—	1,94
Михайловская (девонская)	26,0	32,9	—	69,6	0,48
Узеньская	12,0	14,5	40,0	41,7	3,22
Туймазинская (девонская)	16,7	21,8	49,0	—	1,47
Усть-балыкская	12,0	16,3	42,8	44,3	1,53
Соснинская	22,0	28,4	61,2	63,0	0,93

Указанные обстоятельства обусловили развитие работ по изысканию дополнительных ресурсов топлив для автотракторных дизелей, которые проводились в направлении расширения фракционного состава дизельного топлива как в сторону его утяжеления, так и в сторону облегчения. Дальнейшие работы показали, что утяжеление дизельного топлива нецелесообразно, так как приводит к снижению моторесурса и ухудшению экономичности, а также дымности отработавших газов и других эксплуатационных показателей дизелей, а облегчение фракционного состава в определенных пределах весьма перспективно.

Г Л А В А 2. ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЕ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Непрерывное совершенствование конструкции и технологии изготовления автотракторной топливной аппаратуры обеспечило ресурс ее работы в условиях эксплуатации не менее 6000 мото-ч, что, исходя из средней годовой загрузки, соответствует работе тракторов без ремонтов в течение 4—5 сезонов. Стала реальной задача увеличения ресурса топливной аппаратуры до 10 000 мото-ч.

Однако статистика наработки топливной аппаратуры, расход запасных частей и потребности в них указывает на несоответствие между продолжительностью работы, установленной по результатам специальных испытаний, и продолжительностью работы в условиях эксплуатации, ибо топливная аппаратура без ремонта в основном отрабатывает один-два агротехнических сезона, вследствие чего заводы топливной аппаратуры вынуждены выпускать до 40% запасных частей от объема всей продукции. Это говорит о том, что эксплуатация топливной аппаратуры в отдельных сельхозпредприятиях и автомобильных хозяйствах сводит на нет результаты совершенствования аппаратуры и возможность увеличения ее потенциального ресурса. Анализ отказов топливной аппаратуры показал, что одной из главных причин отказов является некондиционность дизельного топлива в условиях эксплуатации, т. е. его загрязненность при транспортировке, хранении и заправке машин.

Требования к качеству дизельного топлива в последнее время все возрастают, так как увеличиваются удельные мощностные показатели тракторов и автомобилей и ресурсы их работы. Например, трактор Т-150 за один агротехнический сезон расходует до 30—35 т дизельного топлива, так что даже при допускаемом стандартами содержании загрязнителей в систему питания поступает более 15 кг механических примесей и до 10 л воды. Как правило, система очистки топлива рассчитана на улавливание такого количества загрязнителей, однако в реальных условиях эксплуатации фактическое содержание загрязнителей в топливе может быть в несколько раз большим. Поэтому чистота топлива и конструкция системы топливоснабжения и питания тракторов и автомобилей, особенно очистных агрегатов, приобретают первостепенное значение. Сложность вопроса состоит в том, что необходима тщательная очистка топлива. Это привело к повсеместному распространению бумажных фильтроэлементов, имеющих поры по 2 мкм, что, в свою очередь, требует отсутствия воды, смол, мыл и т. д. Поэтому на основании материалов исследований ЦНИТА рассмотрим следующие вопросы: загрязненность дизельных топлив при производстве; загрязнение дизельных топлив на нефтескладах; образование устойчивых водотопливных эмульсий и взвесей механических и органических загрязнителей; фильтруемость топлив бумажными элементами.

Особое значение имеет анализ конструкций систем питания топливом тракторов, в том числе баков и фильтров, и их способности отделять и удалять загрязнители.

4. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ

На выпускаемое для автотракторных дизелей топливо существует два ГОСТа, и поэтому оно может несколько различаться по своим показателям, хотя теплофизические характеристики топлива

различного производства практически совпадают. Содержание в топливе загрязнителей — механических примесей и воды — регламентировано коэффициентом фильтруемости K_f . При этом предусматривается, что вода и механические примеси в топливе должны отсутствовать (по ГОСТ 6370—59 «отсутствие механических примесей» считают при содержании их менее 0,005%, т. е. 50 г/т). По ГОСТ 2477—65 допускается поставка топлива Л со «следами» воды (содержание их не более 0,03%, т. е. 300 г/т).

С введением значения коэффициента фильтруемости лимитировано содержание всех загрязнителей, вызывающих закупорку пор бумажных фильтров и мешающих работе топливной аппаратуры: смол, серы, мыл нафтеновых кислот, воды, механических примесей.

К смолам, содержащимся в топливе, относят высокомолекулярные и органические неуглеводородные продукты начальной полимеризации, присутствующие в топливе в растворенном виде. Наличие в топливе смолистых веществ повышает нагарообразование в двигателе, коксование распылителей, коррозионную агрессивность, осмоление фильтров и осадкообразование. Увеличению содержания смол при хранении, особенно при повышенных температурах, наличии кислорода воздуха, воды и каталитически активных металлов способствует содержание в топливе нестабильных углеводородов, таких как ненасыщенные углеводороды, сернистые, азотистые и кислородные соединения. В табл. 2.1 приведены данные о содержании смол в товарных дизельных топливах до и после их хранения.

Т а б л и ц а 2.1. Содержание адсорбируемых смол в топливе ДЗ (ГОСТ 4749—49) до и после хранения

Десорбент	Массовая доля смол в образцах топлива, %			
	Образец 1		Образец 2	
	Свежее	После трех лет хранения	Свежее	После пяти лет хранения
Четырехуглеродистый углеводород	0,16	0,56	0,4	0,97
Бензол	0,14	0,35	0,25	0,15
Ацетон	0,60	1,06	0,43	1,17
Спиртобензол	0,024	0,22	0,12	0,18
Уксусная кислота	0	0,06	0,03	0,07
Всего:	0,924	2,25	1,23	2,54

Процесс смолообразования происходит даже при низких температурах, а при повышенных — ускоряется, поэтому во избежание интенсивного смолообразования в топливных системах, где топливо нагревается, недопустимо содержание смол в товарном

топливе. Все же дизельное топливо всегда содержит какое-то количество смолистых соединений: в топливе Л (ГОСТ 305—73) содержание фактических смол ограничено 40 мг на 100 мл, а в топливе ДЛ (ГОСТ 4749—73) — 50 мг на 100 мл.

В ЦНИТА [1] проведены исследования влияния содержания смол на фильтруемость путем осмоления топлива в закрытой

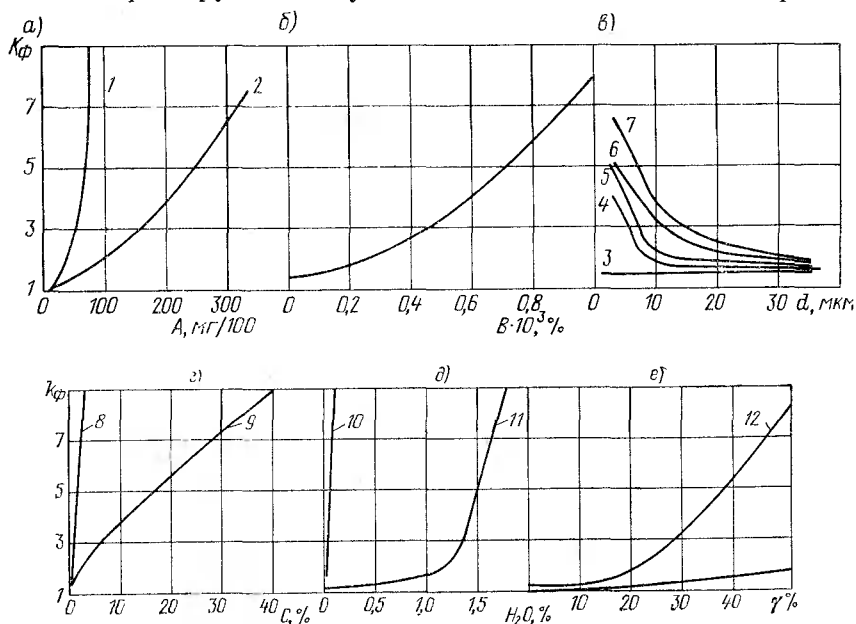


Рис. 2.1. Зависимость коэффициента фильтруемости K_f дизельного топлива от различных факторов: а — содержания смол A ; б — содержания мыл нафтенных кислот B ; в — диаметра кварцевых частиц d различной концентрации; г — концентрации механических примесей C в топливе; д — содержания воды в топливе; е — влажности γ фильтровальной бумаги (по опытам ЦНИТА): 1 — 45 мг/100 мл; 2 — 13 мг/100 мл; 3 — 0,004%; 4 — 0,008%; 5 — 0,1%; 6 — 0,5%; 7 — 1%; 8 — осмоленное; 9 — обессмоленное; 10 — стандартное; 11 — обессмоленное; 12 — предварительно несмоченная топливом

стеклянной посуде для ускорения процесса под действием солнечного света.

На рис. 2.1, а показана зависимость коэффициента фильтруемости K_f от изменения содержания в топливе смол для двух случаев: начального содержания смол 13 мг/100 мл, что соответствует коэффициенту фильтруемости $K_f = 1,56$ (кривая 2), и 45 мг/100 мл (кривая 1), когда смолосодержание увеличивается до 5 мг/100 мл в сутки.

Ряд нефтеперерабатывающих заводов (НПЗ) перерабатывают сернистые нефти, поэтому представляет также интерес вопрос о влиянии сернистых соединений на фильтруемость топлив, которые даже в сравнительно небольших количествах ухудшают

эксплуатационные качества топлива. По химическому строению сернистые соединения очень многообразны, большинство из них коррозионно-активны и инициируют образование смол и осадков. Содержание серы в товарном топливе Л допускается по ГОСТ 305—73 не более 0,5%, а в ДЛ по ГОСТ 4749—73 — не более 0,2%. В ЦНИТА исследовано влияние сернистых соединений на фильтруемость топлива путем присадки нафтилмеркаптана, ди-*n*-октилсульфида и дибензилдисульфида в количестве 0,02% при ускоряющем облучении солнечным светом. Результаты испытаний, приведенные в табл. 2.2, показывают, что в начале коэффициент фильтруемости топлива при добавке сернистых соединений практически не изменился, но через 7 сут ухудшился в 1,5—2 раза. Таким образом, сернистые соединения оказывают косвенное влияние на фильтруемость топлива, способствуя процессу его осмоления.

Таблица 2.2. Влияние присадки сернистых соединений на коэффициент фильтруемости дизельного топлива (начальный $K_{\phi} = 1$)

Топливо + присадка	Коэффициент фильтруемости	
	после ввода присадки	через 7 сут
ДЛ	1,1	2,2
ДЛ + 0,02% нафтилмеркаптана	1,7	2,6
ДЛ + 0,02% дибензилдисульфида	1,1	4,4
ДЛ + 0,02% ди- <i>n</i> -октилсульфида	1,0	3,5

В осадках на поверхности фильтрующих элементов обнаруживается, как правило, натрий, наличие которого свидетельствует о присутствии в топливе мыл наftenовых кислот. В ЦНИТА было изучено влияние присутствия мыл наftenовых кислот в топливе на фильтруемость его путем исследования двух идентичных образцов топлива: одного — до защелачивания, другого — после защелачивания неотстоявшегося топлива. В первом образце обнаружена большая кислотность (13,5 мг КОН на 100 мл), а во втором — мыла наftenовых кислот, K_{ϕ} первого образца равен 2,5, второго — 4,6, т. е. K_{ϕ} второго образца больше почти в два раза. Были проведены также опыты с присадкой к топливу собранных с фильтров мыл наftenовых кислот. На рис. 2.1, б показана экспериментальная зависимость K_{ϕ} от содержания мыл наftenовых кислот, из которой видно, что наличие указанного компонента резко ухудшает фильтруемость топлив.

Во всех нефтепродуктах присутствуют в тех или иных количествах коррозионно-активные органические кислоты, перешедшие из нефти при переработке. Органические кислоты образуются

также при хранении нефтепродуктов в результате процессов окисления. Например, сульфиды, полисульфиды, тиофены и другие сложные сероорганические соединения могут окисляться с образованием сульфоокисей, сульфонов, сульфоновых и сульфоновых кислот, а иногда серной и сернистой кислот и сероводорода, обладающих высокой коррозионной активностью. Коррозии емкостей способствуют также микроорганизмы, находящиеся в топливе. Таким образом, даже в товарном дизельном топливе коэффициент фильтруемости может быть большим. Нефтеперерабатывающие заводы выпускают топливо с коэффициентом фильтруемости K_f менее 2, но на заводах с устаревшим оборудованием или перерабатывающих специфическое сырье выпускается топливо с коэффициентом фильтруемости до 3 и даже до 4.

Систематизация показателей фильтруемости по отдельным НПЗ также подтверждает возможность разброса значений K_f , хотя по всем другим показателям топливо удовлетворяет требованиям ГОСТа. Это может быть связано с различным содержанием (в предельно допустимых по ГОСТу) смол, меркаптановой серы и непредельных углеводородов. Возможность поступления в эксплуатацию топлива с повышенным коэффициентом фильтруемости требует принятия мер по очистке топлива на всех этапах транспортировки, хранения и заправки машин. Таким образом, нефтеперерабатывающая промышленность большую часть топлива выпускает с малым количеством загрязнителей, хотя бывают случаи выпуска топлива с большими значениями K_f . Ввод в ближайшие годы на ряде заводов дополнительной очистки топлива электродегидраторами может обеспечить поставку топлив с загрязненностью на уровне $K_f = 2 \div 3$.

5. ТРАНСПОРТИРОВКА, ХРАНЕНИЕ ТОПЛИВ И ЗАПРАВКА БАКОВ

При транспортировке и хранении топлива возможно накопление влаги и пыли из атмосферы, продуктов коррозии, нерастворимых веществ, образующихся в результате окисления. Поэтому для сохранения свойств топлив необходимо производить их очистку на всех этапах транспортировки и хранения от эксплуатационных загрязнителей, которыми являются вода, продукты коррозии резервуаров и трубопроводов, механические примеси и продукты окисления углеводородов топлива, образующие нерастворимые вещества. Особенностью этих веществ является способность образовывать при наличии воды весьма стойкие эмульсии примерно следующего состава: 50% воды, 40% топлива, 8% ржавчины и 2% смолистых продуктов. Так, например, по данным, приведенным в работе [21], при хранении 235 т топлива в течение четырех месяцев образовалось 458 кг осадка, попадание которого в систему питания машины неизбежно приведет к засорению фильтров. Механические примеси и вода попадают в топ-

ливо из воздуха при «дыхании» резервуаров, или вносятся при перекачках топлива.

Основную массу механических примесей составляют окислы кремния и алюминия: частицы размером более 20 мкм быстро выпадают в осадок, а частицы меньшего размера длительное время «витают» в топливе и играют роль центров коагуляции соединений органического происхождения. Наличие механических примесей вызывает необходимость длительного отстоя дизельного топлива перед заправкой баков или его предварительной фильтрации.

Для проверки влияния механических примесей на фильтруемость топлива ЦНИТА были проведены опыты путем присадки в стандартное дизельное топливо Л кварцевого песка различных фракций с размерами частиц до 5,5—10, 10—15, 15—20, 20—30 и 30 мкм и выше, которые добавлялись в следующих концентрациях: 0,004; 0,008; 0,1; 0,5 и 1%. На рис. 2.1, в представлены результаты испытаний: суспензии топлива с фракциями кварцевой пыли всех размеров при концентрации 0,004% незначительно изменили фильтруемость первоначального топлива. При увеличении концентрации загрязнителя наблюдается заметный рост коэффициента фильтруемости. Наибольшее влияние на K_f оказывает загрязнитель до 5 мкм. Фракции 5—10 мкм влияют на K_f только при концентрации более 0,5%, а крупные частицы слабо влияют на K_f . Такая закономерность объясняется тем, что слой осадка на поверхности фильтрующих элементов не препятствует проникновению топлива.

На рис. 2.1, г приведены зависимости K_f от доли механических примесей (кварцевая пыль) в топливе Л по ГОСТ 305—73 (кривая 8) и в топливе, обессмоленном на силикагеле (кривая 9). Видно, что в обессмоленном топливе механические примеси менее существенно изменяют фильтруемость, что связано с тем, что твердые частицы обволакиваются смолами и в результате поры микроэлемента забиваются более полно. Действительно, показатель $K_f = 4$ в обессмоленном топливе достигается при содержании 1% кварцевой пыли, а в стандартном топливе при 0,01%, т. е. при концентрации пыли в 100 раз меньшей.

В топливе вода присутствует в растворенном состоянии (гигроскопическая), в виде эмульсии (свободная) или в виде отстоя, так называемая подтоварная вода, скапливающаяся на дне емкости при отстаивании. Наличие подтоварной воды указывает на полное насыщение топлива растворенной водой. Содержание растворенной воды зависит от рода топлива и метеорологических условий (температуры, давления, влажности и др.) и может достигать сотых долей процента. Растворенная в топливе вода находится в динамическом равновесии с окружающей средой, так что при изменении атмосферных условий при дальнейшем насыщении водой может перейти в свободную, образовав мелкодисперсную эмульсию.

Свободная вода находится в топливе в виде эмульсии с размером глобул от долей до десятков мкм. Образующиеся топливодные

эмульсии условно подразделяются на грубо- и тонкодисперсные (неустойчивые и устойчивые). Неустойчивые эмульсии — это относительно крупные капли воды, которые под влияние массы и взаимодействия между собой укрупняются и осаждаются на дно резервуара. В устойчивых эмульсиях размер капель воды до 1 мкм. Топливо с тонкодисперсной эмульсией имеет белый цвет и непрозрачно вследствие значительной разницы коэффициентов преломления воды и топлива. Основной причиной устойчивости эмульсии являются защитные пленки эмульгаторов, обволакивающие капли воды и механические примеси. Эмульгаторами являются поверхностно-активные вещества, обладающие способностью концентрироваться на границе между поверхностью капель воды и топлива. К ним относятся гидрофобные вещества: смолы, мыла органических кислот, твердые частицы, образовавшиеся при окислении топлива или попавшие извне. Удерживаясь на границах раздела фазы вода—топливо, они как бы бронируют капли воды, повышая механическую прочность, эмульсии отличаются повышенной стойкостью.

С целью разработки требований к системе подачи топлива, работающей на обводненном загрязненном топливе, в ЦНИТА были проведены опыты по оценке способности топлива и воды образовывать в топливе стойкие эмульсии, собирая на поверхности глобул механические и органические загрязнители, и влиянию эмульсионной воды на фильтруемость топлива. Опыты проводились путем введения в топливо дистиллированной воды и энергичного перемешивания. На рис. 2.1, *д* представлены результаты исследования для стандартного (кривая 10) и обессмоленного (кривая 11) топлив. Видно, что введение воды в обессмоленное топливо уменьшает рост K_{ϕ} почти в 40 раз по сравнению со стандартным топливом Л.

Таким образом, наличие воды в стандартном топливе, содержащем смолистые соединения в пределах требований ГОСТа, оказывает сильное влияние на фильтруемость. Это подтверждает собирательную способность капелек воды, стягивающих на свою поверхность органические загрязнители и объединяющих их в большие комплексы, способные закрывать поры фильтрующего материала. Так как в стандартных топливах находится различное количество органических соединений, то степень влияния воды может быть различной.

Были проведены опыты по одновременному введению в топливо органических загрязнителей и воды. Исследование проводилось на образцах топлив по ГОСТ 305—73 марок ДЛ, Л, З Киришского НПЗ, а также импортных образцах топлив фирм «Эссо» и «Шелл», основные физико-химические показатели свойств которых показаны в табл. 2.3.

В качестве органических загрязнителей использовались смолы, количество которых определялось по ГОСТ 8489—58. Образование эмульсий производилось путем интенсивного размешивания воды

Т а б л и ц а 2.3. Физико-химические показатели образцов
дизельных топлив

Показатели	Топливо				
	ДЛ (ГОСТ 4749—73)	Л (ГОСТ 305—73)	З (ГОСТ 305—73)	фирмы «Эссо»	фирмы «Шелл»
Кинематическая вязкость при 20° С, сСт	3,9	3,84	2,20	2,84	4,84
Плотность при 20° С г/см ³	0,831	0,825	0,712	0,811	0,843
Содержание фактических смола, мг на 100 мл топлива	45	8	7	5,5	20
Содержание водораствори- мых кислот и щелочей	О т с у т с т в у ю т				
Кислотность, мг КОН на 100 мл топлива	1,78	1,25	1,34	1,44	1,72
Йодное число, г йода	0,95	1,13	1,14	0,2	1,22
Коэффициент фильтруемо- сти	1,31	1,3	1,3	1,36	1,9

с топливом в течение 30 мин на магнитных мешалках или впрыскиванием воды в топливо под давлением 200—300 кгс/см² через сопла диаметром 0,25—0,3 мм. Содержание воды в топливе оценивалось по ГОСТ 2477—65 или ГОСТ 8287—57, позволяющему определять суммарную воду (свободную плюс гигроскопическую). При введении в образцы топлив с различным содержанием смол 3% воды в виде мелкодисперсной эмульсии образовалась устойчивая эмульсия коричневого цвета, практически не проходящая через бумажный фильтр. После отстоя этих образцов в течение 24 ч определялись значения K_{ϕ} в верхнем слое. Так, верхний слой топлива марки Л имел следующие значения коэффициентов фильтруемости: образец с присадкой смол 60 мг/100 мл имел $K_{\phi} = 4,12$; с присадкой смол 90 мг/100 мл — $K_{\phi} = 5,0$; с присадкой смол 300 мг/100 мл — $K_{\phi} = 10,0$. Аналогичные результаты были получены на других образцах топлив.

Изучение влияния на K_{ϕ} топлива мыл жирных кислот достигалось введением 0,1% солидола и 3% воды в виде мелкодисперсной эмульсии. При этом образовалась устойчивая эмульсия, не проходящая через фильтры и практически не отстаивающаяся (в течение месяца).

Исследовалась также фильтруемость топлив при введении в них механических примесей с водой. В качестве механических примесей использовались кварцевый песок, окислы железа и глинозем. После введения в образцы загрязнителей они интенсивно перемешивались, а затем вводилось 0,5—0,6% воды. Полученные результаты для дизельного топлива Л (ГОСТ 305—73) приведены в табл. 2.4.

Был также исследован образец некондиционного топлива (отстой из баков тракторов) имевший коэффициент фильтруемости $K_{\phi} = 6,68$. После отстоя в течение 24 ч коэффициент фильтруемости

Т а б л и ц а 2.4. Коэффициент фильтруемости K_{ϕ} дизельного топлива (по ГОСТ 305—73) в зависимости от механических примесей и воды

Механические примеси	Топливо		
	при отсут- ствии примесей	с примесями	с примесями и водой (0,6%)
Кварцевый песок, 0,6%	1,30	1,97	1,69
Окись железа (крокус), 0,6%	1,13	1,30	1,20
Окись железа (ржавчина промытая), 0,6%	1,18	1,29	1,23
Окись железа (ржавчина непромы- тая), 0,6%	1,18	1,50	1,40
Глинозем, 0,5%	1,46	2,07	1,44

этого образца снижался до $K_{\phi} = 5,0$, а при добавлении в пробу 0,5% воды и 24-часового отстоя коэффициент фильтруемости верхнего слоя понижался до $K_{\phi} = 3,29$.

Все испытанные образцы топлив с содержанием органических загрязнителей (смолы) в пределах ГОСТ при введении в них механических примесей и воды и интенсивном перемешивании не образуют стойких эмульсий; вследствие высокой поверхностной активности вода собирает в углеводородной среде мелкие частицы механических примесей в более крупные, чем ускоряется процесс отстаивания топлива. Образцы сильно загрязненных механическими примесями топлив при перемешивании с водой быстрее отстаиваются, так как вода, оседая на дно, увлекает за собой примеси. Следовательно, благодаря «собирающим» свойствам воды основная масса загрязнителей в обводненном топливе сравнительно быстро выпадает в осадок, однако при интенсивном перемешивании могут образовываться трудноотстаивающиеся стойкие мелкодисперсные эмульсии.

Поскольку фильтрующие элементы хранятся и работают в условиях различной влажности, важно знать влияние этого фактора на их фильтрующую способность. Для этого образцы фильтровальной бумаги выдерживались в воде, а затем просушивались до определенной влажности. На рис. 2.1, е приведена по результатам опытов кривая 12, показывающая зависимость $K_{\phi} = \bar{i}(\gamma)$, из которой следует, что интенсивный рост K_{ϕ} наблюдается при увлажнении бумаги сверх 30%. При увлажнении фильтровальной бумаги после предварительного замачивания в топливе эффект прямо противоположный — K_{ϕ} практически не изменяется вплоть до 55%-ного увлажнения бумаги.

Итак, вода в основном играет отрицательную роль в фильтруемости топлива, хотя может помогать очищать топливо от загрязнителя (отмывать). Все это говорит о том, что при анализе фильтруемости в условиях реальной эксплуатации необходимо учитывать противоречивый характер действия воды, хотя любое попадание

загрязнителя ухудшает фильтруемость топлив, причем некоторые из них (органические загрязнители) в процессе хранения прогрессивно увеличивают свою концентрацию, ухудшая показатель K_f по времени. Следовательно, если на место потребления топливо поступает уже загрязненное, то при отсутствии должного ухода характеристика фильтруемости его в процессе хранения изменится, что может преждевременно засорить топливные фильтры.

При существующем порядке заправка тракторов сельскохозяйственных предприятий производится с совхозных нефтескладов, куда топливо попадает или из районных и областных складов, или по трубопроводам прямо с нефтеперерабатывающих заводов. В Ленинградской области имеется центральная база «Ручьи», куда топливо поступает по трубопроводам и железной дороге. Замеры, проведенные ЦНИТА, показали, что топливо, поступающее по нефтепроводу с Киришского НПЗ, практически не содержит примесей, а топливо, завезенное по железной дороге, содержит их в некотором количестве. Измерения показывают, что в верхних слоях емкостей значения K_f топлива обычно близки к 1, а в нижних слоях, которые, как правило, идут на раздачу, K_f может иметь большие значения. Сильное расслоение топлива по содержанию загрязнителей особенно отмечается в больших емкостях. Например, физико-химические свойства двух проб топлива, взятого в верхнем и нижнем слоях, следующие:

	Верхний слой	Нижний слой
Плотность, г/см ³	0,828	0,829
Кинематическая вязкость, сСт	3,89	3,87
Коэффициент фильтруемости	1,3	6
Содержание серы, %	0,3	0,4
Вода, %	Отсутствие	
Зольность,	0,00007	0,0005
Механические примеси, %	0,0017	0,0027
Количество частиц (тыс. шт.) в 1 мл топлива размером, мкм:		
0—2,25	62,0	175,0
2,25—3,0	3,8	7,0
3,0—6,0	0,8	2,7
6,0—9,0	0,4	1,2
9,0—12,0	0,2	0,8
12,0 и выше	0,06	0,7

Как видно, нижний слой топлива содержит большее количество всех видов загрязнителей.

Особый интерес представляет чистота топлива в нефтехранилищах, из которых непосредственно заправляются трактора. Хранение топлива на нефтескладах должно производиться в резервуарах по ГОСТ 17032—71 емкостью от 5 до 50 м³, устанавливаемых горизонтально; по согласованию с заказчиком в средней части резервуаров могут быть смонтированы водогрязеспускные пробки; для резервуаров емкостью 5 м³ выпускаются плавающие топливозаборники. Период хранения топлива в совхозных нефтескладах

составляет 2—3 мес, поэтому отстаивание топлива может быть эффективным, если имеется технологическое оборудование для удаления загрязнителя. Результаты обследования показали, что не все совхозные нефтесклады выполнены по типовым проектам, а смонтированы кустарно и вообще не имеют необходимого оборудования: нефтесклады не приспособлены для удаления отстоя. Так, обследование совхозных нефтескладов показало, что только часть резервуаров имеют водогрязеспускные пробки, оборудованы плавающими топливозаборниками, имеют полный комплект арматуры и снабжены фильтрами ФДГ-30ТМ, проходят техническое обслуживание и зачистку. В результате на дне резервуаров могут находиться отстойная вода и грязь.

Проверка эффективности проведения технологических операций по удалению отстоя показала, что из резервуаров, даже имеющих водогрязеспускные пробки, отстой удалить трудно — он вытекает одновременно с топливом, причем из крайних точек резервуара отстой не удаляется (скорости течения там практически равны нулю). Действительно, расчеты показывают, что по мере удаления от отверстия происходит резкое падение радиальной скорости, так что почти весь расход жидкости идет из верхних слоев, а в придонных слоях, особенно расположенных на значительном расстоянии от оси отверстия, образуются застойные зоны. Все это справедливо для резервуаров, установленных горизонтально, поэтому эффективным средством удаления отстоя является наклонная установка резервуаров, принятая в авиации, где уклон 1 : 40 признан достаточным для удаления отстоя, где к сожалению, наклонная установка резервуара (уклон 1 : 4), применявшаяся в отечественной практике в 50-х годах, типовыми проектами не предусмотрена.

В настоящее время имеются схемы соединения резервуаров трубопроводами, которые в сочетании с плавающими топливозаборниками не допускают заправки неотстоенным топливом, но они пока не предусмотрены в типовых проектах совхозных нефтескладов.

Для предотвращения попадания загрязнителей в систему подачи топлива тракторов в конструкциях нефтехранилищ предусмотрена фильтрация его с помощью фильтров ФДГ-30ТМ, которыми оснащаются колонки КЭР-40-19, стоянки 03-2462А и 03-9721, заправочные агрегаты МЗ-3904, МЗ-3905Т, агрегаты техобслуживания типа АТУ-4, АТУ-ПД-1500. Но эффективность их недостаточна, так как фильтры ФДГ-30ТМ задерживают частицы более 12 мкм, т. е. такие, которые сравнительно хорошо удаляются отстаиванием и не задерживают наиболее опасные для дизеля механические примеси размером до 5 мкм.

6. ОРГАНИЗАЦИЯ ВЕДЕНИЯ ТОПЛИВНОГО ХОЗЯЙСТВА

Потребителями дизельного топлива являются сельхозпредприятия, автотранспорт, лесохозяйство, дорожные и строительные организации. В сельскохозяйственных энергоустановках исполь-

зуют тракторные и автомобильные дизели, так что требования к топливу и ведению нефтяного хозяйства для всех потребителей должны быть едины.

Качество топлив для транспортных дизелей, выпускаемых по ГОСТ 305—73 и 4749—73, регламентировано по 20 показателям, определение которых возможно только в лабораторных условиях. Но практика эксплуатации показала, что на местах потребления необходимо контролировать качество топлива в основном по показателям, характеризующим загрязненность. В связи с тем, что определение механических примесей и воды методами, предусмотренными стандартами, трудоемко (одно определение 2—3 ч), то ими на местах потребления не всегда пользуются. А без оперативного контроля качества топлива невозможно обеспечить ресурс работы топливной аппаратуры.

Определение воды в топливе производится по ГОСТ 2477—65 и по ГОСТ 8287—57, однако содержание воды (более 0,03%) регистрируется визуальным методом, предусмотренному для реактивных топлив, керосина, бензина. Визуальный метод кроме воды позволяет оценивать содержание в топливе механических примесей.

Метод определения качества дизельного топлива в емкостях, выполняемый по ГОСТ 2517—69, позволяет оценить средние значения плотности, вязкости, химического состава, т. е. значения показателей, которые в светлых нефтепродуктах почти одинаковы по всей высоте резервуара, а для определения показателей, которые отражают загрязненность и обводненность, этот метод неприемлем. Если учесть, что в процессе отстаивания вода и загрязнители собираются на дне, а при заборе топлива через придонные топливозаборочные патрубки топливо поступает как из верхних, так и нижних слоев, то фактическое значение загрязненности может быть оценено только при учете загрязненности топлива в нижних слоях.

Оперативным средством поддержания качества топлива в эксплуатации является реконструкция всех существующих нефтехранилищ, особенно в сельхозпредприятиях. В типовом проекте нефтесклада (емкостью 80 м³) предусмотрено хранение дизельного топлива в наземном резервуаре объемом 25 м³ и подземном 10 м³, хранение бензина в двух наземных резервуарах по 10 м³ и двух подземных объемом по 5 м³. Для хранения керосина используются резервуары по 5 м³. Для каждого нефтепродукта имеются сливные устройства, подземный резервуар для хранения дизельного топлива снабжен плавающим топливозаборником.

Эта схема имеет ряд недостатков: горизонтальная установка резервуаров не обеспечивает эффективного удаления отстоя; забор топлива с уровня ~200 мм от дна емкостей способствует попаданию отстоя в раздаточный трубопровод; схема соединения резервуаров не предотвращает попадания неотстоенного топлива в систему раздачи.

Для устранения недостатков системы хранения и раздачи топлива в типовых нефтескладах ЦНИТА разработана усовершенствованная система хранения и раздачи топлива (рис. 2.2), в которой предусмотрено следующее: резервуары для дизельного топлива устанавливаются наклонно, под углом $2^{\circ} 30'$; слив топлива может быть произведен только в приемный резервуар, а раздача топлива только из раздаточного резервуара; наличие в приемном и раздаточном резервуарах плавающих топливоприемников и соединение топливопроводной колонки только с раздаточным резервуаром обеспечивают двойное отстаивание топлива; превышение

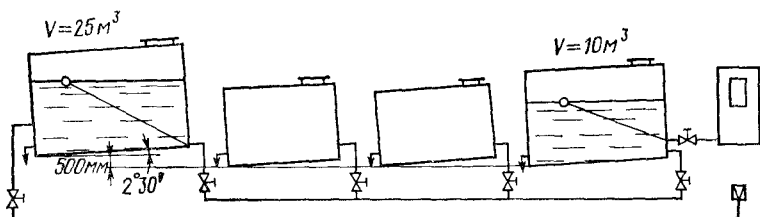


Рис. 2.2 Схема ЦНИТА усовершенствованной системы хранения и раздачи дизельного топлива

нижнего уровня установки приемного резервуара по отношению к нижнему уровню раздаточного обеспечивает минимальные остатки топлива в системе.

Построенные по этой схеме топливохранилища в ряде районов Ленинградской области подтвердили их эффективность: коэффициент фильтруемости удается постоянно поддерживать ниже 2.

ГЛАВА 3. ПЕРСПЕКТИВНАЯ СИСТЕМА ПИТАНИЯ ТОПЛИВОМ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

7. ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМЕ ПИТАНИЯ

Во избежание попадания в прецизионные узлы топливной аппаратуры некондиционного топлива системы питания тракторов и автомобилей должны обеспечивать отстой загрязнителя и его своевременное удаление вплоть до прекращения подачи топлива, если оно загрязнено. Это определяет требования к системе питания дизелей.

Фильтры грубой и тонкой очистки (ФГО и ФТО) тракторов и автомобилей работают достаточно надежно на топливах с содержанием загрязнителей и воды в пределах, устанавливаемых ГОСТом и преждевременно засоряются при работе на сильно обводненных и загрязненных топливах. Поэтому в случае заправки тракторов загрязненным топливом воду вместе с загрязнителем необходимо

удалять непосредственно из топливного бака. Если воду не удалить, то при перемешивании загрязнители, среди которых могут быть поверхностно-активные вещества, образуют стойкие мелко-дисперсные эмульсии, трудноотстаивающиеся и проникающие через фильтры. Наоборот при полном удалении воды удаляется основная масса загрязнителей. Таким образом, можно сформулировать требования к системе топливоподачи для обеспечения ее надежной работы на обводненном загрязненном топливе. Система топливоподачи трактора должна обеспечивать: удаление воды с загрязнителями сразу после заправки, для чего в конструкции бака должны быть предусмотрены устройства для сбора и слива отстоя; защиту всех элементов системы питания от воды, для чего конструкция бака должна исключать возможность образования эмульсий, предотвращая интенсивное перемешивание топлива при движении машины; подачу в насос топлива, не содержащего механических примесей размером более 2 мкм, воды и продуктов разложения топлива; возможность удаления воздуха из системы и предотвращение чрезмерного нагревания топлива. В систему топливоподачи должны быть включены устройства, сигнализирующие о поступлении воды в фильтры.

8. ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТРАКТОРОВ

В качестве примера систем подачи топлива рассмотрим как наиболее типичные и современные системы подачи топлива тракторов Т-150 и МТЗ-80.

На рис. 3.1. приведена система подачи топлива трактора Т-150. Топливный бак 3 емкостью 300 л заправляется топливом через сетчатый фильтр 2, имеющий ячейки размером 0,9 мм и поверхность 200 см². Топливный бак имеет небольшой сборник отстоя (40 см³), соединенный с основным баком отверстием диаметром 10 мм. Спуск отстоя производится через кран 4. В баке имеются две перегородки с отверстиями, доходящие до верха. Топливо из бака через выступающий в днище на 80 мм заборник 17 с сеткой поступает по трубопроводу ($\varnothing$ 8 мм) в фильтр грубой очистки ФГ-2 6, расположенный на блоке двигателя. Из фильтра грубой очистки топливо отсасывается подкачивающим насосом 8 и поступает в первую ступень фильтра тонкой очистки 10, состоящую из двух параллельно соединенных фильтров 2ТФ-3 с элементами ЭТФ-3, имеющих суммарную поверхность 9700 см², а затем во вторую ступень — в так называемый фильтр-кронштейн 12 с одним элементом ЭТФ-3. Из фильтра второй ступени топливо поступает к верхнему штуцеру топливного насоса НД-22/6 14, а из нижнего штуцера отводится через редукционный клапан 17 с дросселем 16 в топливный бак. Насосом топливо нагнетается в форсунки и впрыскивается через распылитель в камеру сгорания.

Спуск отстоя производится из пяти элементов системы: топливного бака, фильтра грубой очистки и из трех корпусов фильтров тонкой очистки. Дренаж воздуха из системы подачи топлива производится через пробку фильтра грубой очистки и три пробки фильтров тонкой очистки. Все четыре корпуса фильтров, топливный насос высокого давления и подкачивающий насос находятся в подкапотном пространстве в потоке воздуха нагретого радиатором, выпускными трубопроводами, турбонагнетателем. Топливный насос высокого давления и фильтр-кронштейн присоединены к задней крышке блока двигателя фланцами. Контроль состояния системы подачи производится по количеству топлива в баке.

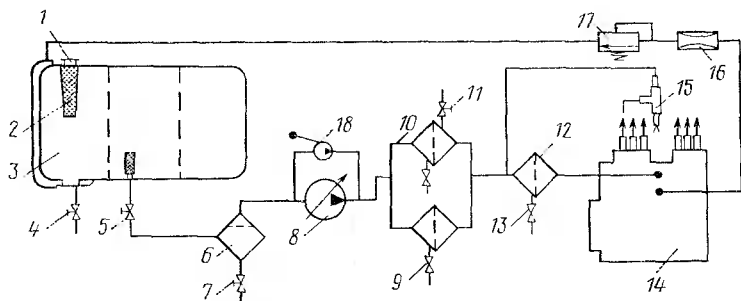


Рис. 3.1. Схема системы питания топливом трактора Т-150:

1 — пробка заливной горловины; 2 — сетчатый фильтр; 3 — топливный бак; 4, 7 — сливные краны; 5 — расходный кран; 6 — фильтр грубой очистки ФГ-2; 8 — топливоподкачивающий насос; 9, 13 — пробки для слива топлива; 10 — фильтр 2ТФ-3; 11 — кран для слива топлива; 12 — фильтр-кронштейн; 14 — топливный бак; 15 — форсунка ФД-22; 16 — дроссель; 17 — перепускной клапан; 18 — помпа ручная прокатки

Система подачи топлива трактора МТЗ-80 с топливным насосом УТН-5 (рис. 3.2) имеет два соединенных топливопроводами топливных бака 1, в которых установлены поперечные перегородки для снижения интенсивности перемешивания топлива при движении машины. Постоянный невырабатываемый объем топлива конструкцией баков не предусмотрен, поэтому нет устройств для сбора в баках отстоя. Баки имеют пробки слива отстоя 2 и расходные краны 3. Топливо из баков проходит через фильтр-отстойник 4, подкачивающий насос 5, ФТО 8 в топливный насос УТН-5 10, которым оно нагнетается в форсунки ФД-22 9 и впрыскивается в камеры сгорания.

С целью отработки конструктивных решений обе системы топливоподачи были испытаны в серийных вариантах и с опытными элементами *. Система топливоподачи трактора Т-150 испытывалась в тринадцати вариантах, причем варианты VI—XIII имели дополнительный отстойник, вмонтированный в середину днища бака, верхний забор топлива и сплошную поперечную верти-

* Опыты проведены Р. М. Моховым (ЦНИТА).

кальную перегородку в середине бака с изменяемым зазором между нею и дном бака. Результаты испытаний приведены в табл. 3.1. Опыты показали, что на чистом (стандартном) топливе серийная система (вариант I) работоспособна. При заправке же обводненным топливом часть воды попадала в отстойник бака, а часть отбрасывалась потоком топлива и разливалась по поверхности дна, так что полностью слить отстоявшуюся воду из бака не удавалось даже при значительных кренах.

При раскачивании бака, имитирующем движение машины, часть воды, попавшей в отстойник при заправке, вымывалась из него топливом и смешивалась, образуя эмульсию, которая проходила в фильтры. Большая часть попавшей в систему из бака воды задерживалась фильтром грубой очистки, но часть достигала фильтров тонкой очистки.

В целях лучшей организации сбора и удаления отстоя из бака было испытано несколько вариантов отстойников новой конструкции. Результаты испытаний двух из них (варианты II и III) приведены в табл. 3.1. Видно, что при установке отстойника в середине дна бака количество выведенной в отстой воды увеличивается в 2,5 раза по сравнению с серийной системой, однако при раскачивании бака из-за интенсивного перемешивания и образования водоземulsionной смеси часть воды все же проходит в фильтры тонкой очистки топлива.

Для снижения интенсивности перемешивания топлива в баке при движении машины в конструкцию бака были введены

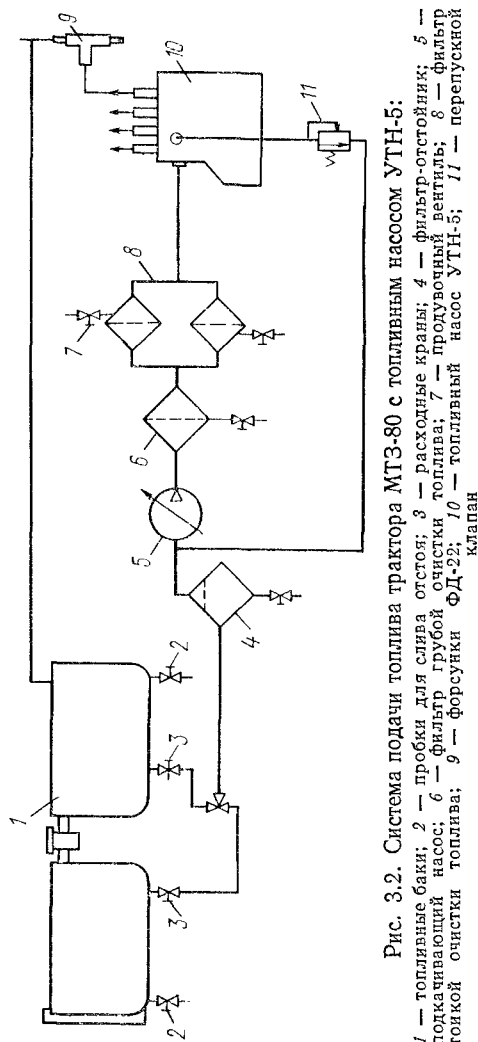


Рис. 3.2. Система подачи топлива трактора МТЗ-80 с топливным насосом УТН-5:

1 — топливные баки; 2 — пробоки для слива отстоя; 3 — расходные краны; 4 — фильтр-отстойник; 5 — подкачивающий насос; 6 — фильтр грубой очистки топлива; 7 — продувочный вентиль; 8 — фильтр тонкой очистки топлива; 9 — форсунки; 10 — топливный насос УТН-5; 11 — переключный клапан

Т а б л и ц а 3.1. Результаты испытаний в ЦНИТА вариантов системы топливоподачи трактора Т-150 на обводненном топливе (присадка 500 см³ воды)

№ варианта системы	Особенности системы	Количество воды, выделенной в отстой, в элементах системы, см ³						Всего
		Серийный отстойник	Отстойник А	Отстойник Б	ФГО (ФГ-75)	ФТО (ступень I)	ФТО (ступень II)	
I	Серийная	45	—	—	100	30	Капли воды	175
II	С двумя дополнительными отстойниками на баке	25	300	70	55	Нет	Нет	450
III	С одним дополнительным отстойником А	18	320	—	110	3	3	456
IV	То же с верхним забором топлива	16	343	—	100	3	4	466
V	То же с успокоителем в баке	17	307	—	105	3	5	437
VI	С одним дополнительным отстойником А с верхним забором топлива со сплошной перегородкой в центре бака, между которой и днищем бака имеется зазор $h = 0$	35	360	—	30	Нет	Нет	425
VII	То же $h = 10$ мм	20	370	—	60	»	»	450
VIII	» $h = 20$ мм	20	390	—	75	»	»	485
IX	» $h = 30$ мм	20	385	—	80	»	»	485
X	» $h = 40$ мм	20	380	—	75	»	»	475
XI	» $h = 50$ мм	28	380	—	62	»	5	475
XII	» $h = 60$ мм	25	375	—	70	Следы	5	475
XIII	» $h = 70$ мм	25	370	—	64	»	8	468

и испытаны дополнительные элементы: «успокоитель» в виде горизонтального листа над дном бака и вертикальная поперечная перегородка в середине бака. Испытания бака с успокоителем, установленным на расстоянии 50 мм от дна (V вариант) привели к увеличению количества воды, проходящего в систему. При исследовании вариантов VI—XIII с дополнительной перегородкой в середине бака была определена оптимальная величина зазора ($h = 30 \pm 10$ мм) между перегородкой и дном (рис. 3.3), при которой улавливается максимальное количество воды.

Были испытаны верхний и нижний забор топлива при различных вариантах систем. При этом верхний забор топлива не дал значительного эффекта с точки зрения отделения из топлива воды, однако возможность снятия топливозаборника для очистки сетки без слива топлива из бака делает верхний забор топлива предпочтительнее.

Результаты исследований показали, что наиболее надежной при работе на сильно обводненном топливе является система подачи топлива с отстойником, вмонтированным в середину дна бака, и вертикальной перегородкой, установленной в середине бака так, что топливо может перетекать из одной полости в другую через отстойник-сепаратор, где вода и загрязнители отделяются от топлива.

Система подачи топлива трактора МТЗ-80 была испытана в пяти вариантах. Результаты испытаний при двух видах раскачивания, имитирующих боковые и продольные крены, приведены в табл. 3.2.

При заправке тракторов МТЗ-80 из-за отсутствия в баках необходимых устройств попавшая и выделившаяся в отстой вода растекается по дну баков и не может быть слита. Но в баках тракторов МТЗ-80 интенсивность перемешивания топлива при движении машины меньше, чем в баках трактора Т-150 из-за наличия поперечных перегородок, снижающих барботаж топлива, что препятствует насыщению его водой. Однако из-за отсутствия отстойника накапливающаяся вода постепенно просачивается из бака в фильтр грубой очистки, где и выделяется в виде отстоя; после его заполнения вода может поступать и в фильтр тонкой очистки (варианты I и II). Для сбора и удаления попавшей при заправке в баки воды был разработан и испытан отстойник (на базе фильтра ФГ-25), который присоединялся к топливопроводу

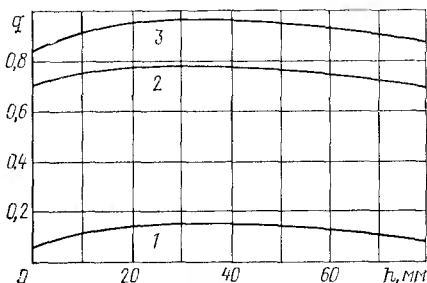


Рис. 3.3. Зависимость доли воды q , выделенной в отстой в элементах системы, от величины зазора между центральной перегородкой и дном бака h (по опытам ЦНИТА):

1 — количество воды, уловленной ФГО;
2 — то же отстойником; 3 — суммарный объем воды, выделенной в отстой

между баками (варианты III и IV). Такая установка отстойника позволила удалять значительную часть воды, попавшей при заправке в баки, что повысило надежность системы при работе на обводненном топливе (см. табл. 3.2).

Т а б л и ц а 3.2. Результаты испытаний макетных образцов системы топливоподдачи трактора МТЗ-80 на обводненном топливе

№ варианта системы	Особенности системы	Количество воды, введенной в топливо	Количество воды, выделенной в отстой, в элементах системы, см ³					
			Правый бак	Левый бак	Дополнительный топливный отстойник	ФГО (ФГ-25)	ФГО	Всего
I	Серийная с имитацией боковых кренов	250	5	5	—	201	Нет	211
II	То же с имитацией продольных кренов	275	5	5	—	270	»	270
III	С отстойником между баками и имитацией боковых кренов	250	5	5	110	130	»	240
IV	То же с имитацией продольных кренов	275	5	5	80	195	»	275
V	С баком трактора Т-70С Кишиневского завода (раскачивание вдоль оси машины)	250	137	—	—	95	»	232

На рис. 3.4, а показано изменение процентного содержания в топливе воды в баках тракторов Т-150 (серийный и опытный) и МТЗ-80 при отстое топлива после прекращения движения. Большая насыщенность топлива водой в серийном баке трактора Т-150 связана с отсутствием в нем поперечных перегородок, поэтому установка центральной перегородки в опытном баке значительно уменьшила насыщенность топлива водой при движении и сократила время отстоя. В баках МТЗ-80 благодаря их небольшой длине и наличию сплошных поперечных перегородок насыщения топлива водой практически не происходит. Следует отметить, что отстой основной массы воды, содержащейся в топливе, завершается в пределах 10 мин. Время же, отводимое ежесменному техническому уходу, обычно не менее 1 ч, так что наличие в баках устройств, отделяющих отстоявшуюся воду с загрязнителями, позволит предотвратить повторный переход воды в эмульсию.

Если отстаивание воды в топливе происходит в течение нескольких минут, то и для перехода отстоянной воды в эмульсию

также достаточно нескольких минут. На рис. 3.4, б показано изменение содержания эмульсионной воды в топливе в баке трактора Т-150 в зависимости от времени раскачивания. Из рисунка видно, что уже через 3 мин в пробах топлива, отобранных из бака, содержится до 0,9% воды. Процесс образования тонкодисперсных взвесей в топливе из воды и загрязнителей поясняется на том же рисунке схемой, составленной по наблюдениям, которые велись за перемещением топлива в прозрачном макете бака при

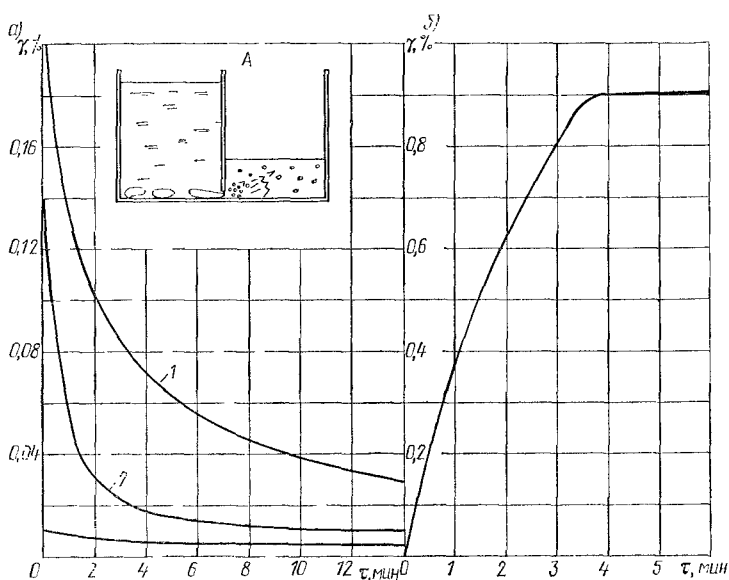


Рис. 3.4. Изменение содержания воды в топливе: а — при отстаивании неустойчивой эмульсии в баке; б — по времени раскачивания бака трактора Т-150 (по опытам ЦНИТА);

1 — серийный бак (Т-150); 2 — опытный бак с перегородкой в центре (Т-150); 3 — бак МТЗ-80; А — схема образования водных взвесей в топливном баке при перетекании через щель;

неплотном прилегании перегородки. Поток топлива, перетекающего из одного отсека в другой через затопленную щель, создает интенсивную турбулентность, так что при крене, когда к щели начинают поступать подтоварная вода и отстой, происходит раздробление их потоком. Измельченные частицы образуют дисперсную систему, тонкость которой определяется интенсивностью кренов; интенсивное образование взвеси происходит уже при перепаде уровней 100—150 мм.

Анализ конструкций системы подачи топлива тракторов Т-150 и МТЗ-80 показывает, что ряд требований, предъявляемых к системе по работоспособности на сильно обводненном топливе, не обеспечивается вследствие наличия следующих недостатков:

1) сетку с ячейками ~0,1 мм в горловине топливного бака при заправке во избежание выплескивания топлива необходимо

вынимать, в связи с чем неизбежно внесение загрязнителей в бак;

2) отстойная полость размещается под заправочной горловиной, поэтому потоки топлива при заправке стремятся отбросить осадок в область, не имеющую спускных устройств; при такой конструкции бака с плоским дном осадок распределяется в объеме и не удаляется даже при значительных кренах и плохо удаляется через кран-отстойник, так что при барботаже топлива отстойная вода частично переходит в дисперсное состояние;

3) размещение заборного штуцера с сеткой у дна приводит к тому, что очистка сетки сопряжена с потерями топлива при демонтаже;

4) удаление воздуха из системы затруднено — ручной подкачивающий насос может удалить воздух только на участке от бака до фильтра тонкой очистки первой ступени, а для удаления воздуха из насоса необходимо отвинтить пробки и разъединить трубопровод;

5) Размещение агрегатов системы подачи топлива на тракторе Т-150 в потоке горячего воздуха, нагретого радиатором, выпускными трубопроводами и газовой турбиной, приводит к повышению температуры топлива до 90°C ; особенно интенсивно топливо подогревается в фильтре-кронштейне, где его температура повышается на 50°C ;

6) последовательное размещение дросселя и редукционного клапана не обеспечивает циркуляцию и охлаждение системы при давлении в системе более $p = 1,8 \text{ кгс/см}^2$;

7) в системах подачи топлива отсутствуют индикаторы, позволяющие судить о функционировании системы и степени загрязненности фильтров.

9. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СИСТЕМАМ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

На рис. 3.5 приведена рекомендуемая схема системы подачи топлива низкого давления для трактора Т-150. Топливный бак 3 имеет перегородку 4, плотно прилегающую по нижнему периметру и не доходящую до верха на $1/4$ высоты бака, так что бак имеет две емкости: заправочную (рис. 3.5, а) и раздаточную (рис. 3.5, б). По обе стороны от перегородки находятся отверстия каналов отстойника с инерционным отделителем загрязнителей 6. Заправочная горловина 1 оснащена крышкой на шарнире с самотормозящим зажимом.

Топливо при заливке из заправочной части бака проходит в раздаточную через инерционный водоотделитель, где оседает основная часть воды. Инерционный водоотделитель может быть приварен к баку или присоединен патрубками. Кран спуска отстоя должен быть в водоотделителе, откуда могут быть слиты отстой и топливо для вспомогательных целей.

Забор топлива производится через устройство 5, закрепленное в верхней правой части бака и снабженное сеткой с ячейками 0,09 мм. Через концентричную наружную трубку производится сброс топлива от дросселя, редукционного клапана и форсунок, так что в зимних условиях топливо подогревается в месте забора. Верхнее закрепление заборного устройства позволяет очищать сетку, не выпуская топливо из бака, и промывать обе половины бака. Горизонтальное положение сетки позволяет до минимума снизить невырабатываемый остаток топлива. Замер количества топлива в баке при заправке трактора производится по уровню, при работе — дистанционным индикатором.

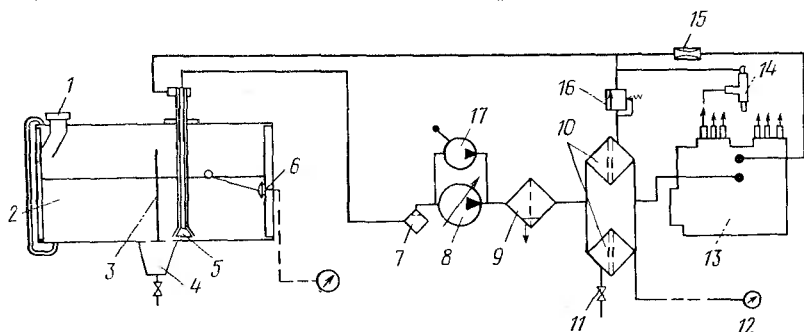
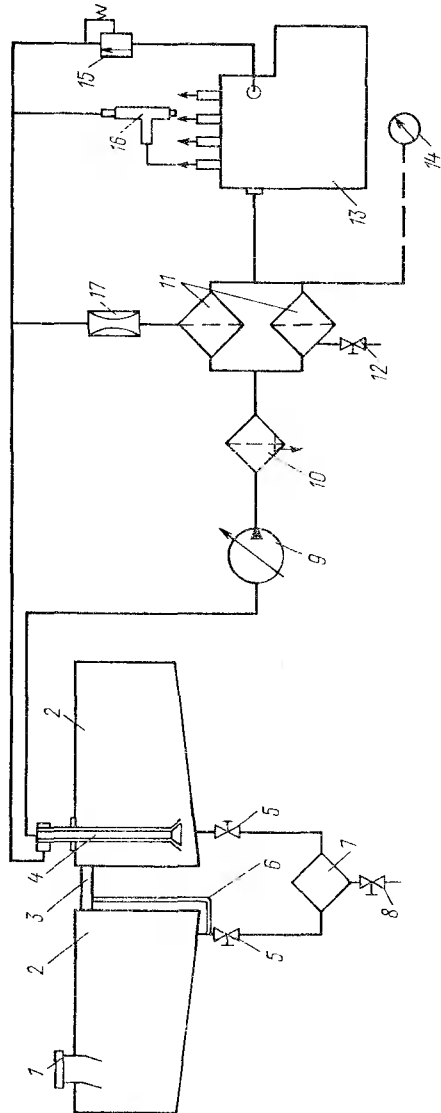


Рис. 3.5. Рекомендуемая ЦНИТА схема системы питания трактора Т-150:

1 — заливная горловина; 2 — топливный бак; 3 — перегородка; 4 — сепаратор-отстойник; 5 — топливозаборник; 6 — указатель уровня топлива; 7 — отстойник-сигнализатор; 8 — топливоподкачивающий насос; 9 — фильтр грубой очистки; 10 — фильтр тонкой очистки ФТ-150; 11 — пробка для слива топлива; 12 — манометр; 13 — топливный насос НД-22/6; 14 — форсунка ФД-22; 15 — дроссель; 16 — перепускной клапан; 17 — помпа ручной прокачки

В систему подачи может быть включен отстойник 7 подкачивающего насоса со стеклянным корпусом (подобный применяемому в системе подачи пускового двигателя), предназначенный для защиты помпы от механических примесей и сигнализации о появлении в системе воды. Таким образом, от механических примесей подкачивающий насос 8 защищен двумя сетками — в заборном устройстве бака и отстойнике 7. Фильтрация топлива производится в двух ступенях 9 и 10, причем фильтр грубой очистки, предназначенный для защиты бумажных фильтроэлементов от органических загрязнителей и эмульсионной воды, может быть исключен. В качестве фильтра тонкой очистки топлива в систему включен фильтр ФТ-150. На выходе из ФТО подсоединен редукционный клапан 16, отрегулированный из условия прочности фильтров на $1,8 \text{ кгс/см}^2$, и манометр давления топлива 12 в качестве индикатора функционирования системы подачи и загрязненности фильтров. Демпфирование пульсаций давления перед манометром осуществляется капиллярным дросселем. Подвод топлива к насосу производится через нижний штуцер, а отвод — через верхний. Из верхнего штуцера топливо через дросселирующее

Рис. 3.6. Рекомендуемая схема системы питания трактора МТЗ-80:



отверстие 15 отводится в топливный бак. Проведенные лабораторные и эксплуатационные испытания предложенной системы питания полностью подтвердили ее положительные качества по отстоя и удалению воды, загрязнителей и воздуха.

Рекомендуемая ЦНИТА система подачи топлива для трактора МТЗ-80 представлена на рис. 3.6. Топливо содержится в двух баках 2, днище которых имеет уклоны. Заливная горловина 1 размещена в заправочном баке 2, благодаря чему загрязнители и вода при заправке направляются в нижнюю часть бака, соединенную с отстойником 7, так что при заправке и кранах происходит отделение отстоя от основной массы топлива. Забор топлива осуществляется из правого расходного бака 2 через заборную трубку 4 с верхним креплением, имеющую внизу раструб с сеткой. Верхнее размещение заборного устройства позволяет проводить промывку сетки. Сброс топлива из насоса 13 и форсунок 16 производится также через концентрическую трубку топливозаборника. Дренаж воздуха из системы осуществляется через дроссель 17 со сбросом в бак через трубопровод от редукционного клапана. Предлагаемая схема позволяет вести непрерывное удаление воздуха, что необходимо в случае забора топлива, когда его меньше, чем 1/4 бака, при

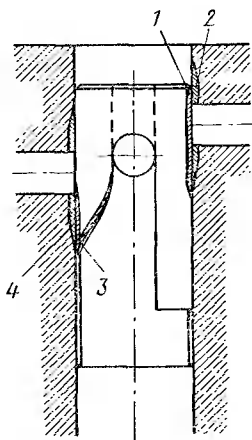
движении с предельными углами крена. Фильтр грубой очистки 10 предлагается разместить на напорной магистрали последовательно с фильтром тонкой очистки 11. Для диагностики состояния фильтров перед топливным насосом 13 необходимо установить манометр 14.

10. ФИЛЬТРАЦИЯ ТОПЛИВА

В процессе эксплуатации характеристики топливного насоса претерпевают значительные изменения, сказывающиеся на работе дизеля. Основным изменяемым параметром является цикловая

Рис. 3.7. Локальный износ плунжерных пар в эксплуатации (опыты ЦНИТА):

Место износа	Глубина, мкм	Ширина, мм	Длина, мм
1	23—25	4,5—5	9,5—10,0
2	25—27	4,5—5	6—7
3	18—20	2,5—2,7	4
4	15—17	—	—



подача топлива, ее стабильность и равномерность подачи по цилиндрам; особенно важно изменение пусковой подачи, так как именно снижение подачи топлива при пуске определяет предел использования плунжерных пар топливного насоса.

Падение цикловой подачи связано с износом плунжерных пар вследствие загрязнения топлива механическими примесями. Многочисленные исследования показали, что износ плунжерной пары имеет локальный характер, в районе впускного и выпускного окон (рис. 3.7). Общая величина изношенной поверхности трения не превышает 5%, а характер микронеровностей на ней указывает на износ от абразивных частиц, которые вместе с топливом поступают в надплунжерное пространство при всасывающем ходе плунжера. При нагнетающем ходе часть топлива вытекает обратно в наполнительное отверстие, причем по ходу плунжера поток топлива дросселируется, что сопровождается ростом давления в надплунжерном пространстве и резким нарастанием скоростей перетекания. При наличии в топливе абразивных частиц происходит вследствие эрозии и кавитации «размывание» поверхности втулки, прилегающей к отсечному отверстию, и поверхности плунжера вблизи отсечной кромки. Кроме того, часть топлива просачивается в зазор между втулкой и плунжером

и заносит туда абразивные частицы. Правда, зазор при сборке невелик и составляет 1,5—3,5 мкм, но он существенно увеличивается в процессе нагнетания за счет расширения втулки, когда давление топлива возрастает до нескольких сот атмосфер. Расчеты показывают, что расширение втулки возможно на 6—7 мкм, так что суммарный зазор в паре может достигать 8—10 мкм. Следовательно, в зазор могут заноситься частицы до 10 мкм, которые после падения давления защемляются между трущимися парами и вызывают истирание. Как многие полагают, по этим причинам наиболее

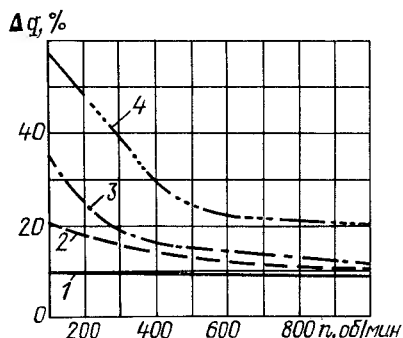


Рис. 3.8. Характеристики падения цикловой подачи топлива Δq в плунжерной паре с зазором 1 мкм после работы на загрязненном топливе (опыты ЦНИТА). Размер загрязнителя, мкм:

1 — 1—2; 2 — 4—6; 3 — 10—12; 4 — 20—30

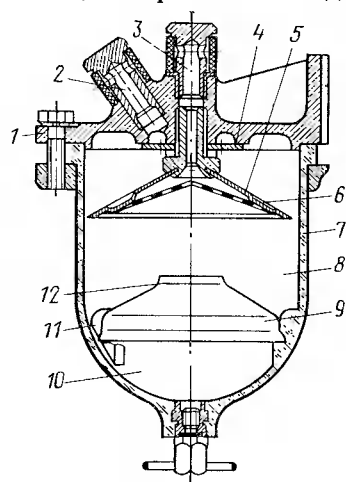


Рис. 3.9. Конструкция фильтра грубой очистки топлива типа ФГ (ЦНИТА — ЧЗА)

опасны для плунжерных пар частицы с размерами от 6 до 10 мкм, ибо они могут крошиться и попадать в зазор, где в течение ряда циклов царапают поверхности трения.

Опыты ЦНИТА [13] показали, что изменение гидроплотности плунжерных пар при работе на топливе с различными размерами загрязнителя происходит следующим образом: практически не влияет на износ загрязнитель менее 2 мкм, вызывает очень интенсивный износ загрязнитель более 4 мкм. На рис. 3.8 представлены графики, иллюстрирующие падение цикловой подачи при применении загрязнителя различного размера в плунжерной паре с зазором 1,0 мкм. Сравнивая кривые можно, установить влияние размера частичек на износ (по падению подачи) — при увеличении их размера падение подачи происходит интенсивнее, особенно при малых частотах вращения. Таким образом, долговечность и надежность топливной аппаратуры дизелей предопределяется чистотой топлива, поступающего в насос. Поэтому в настоящее время система фильтрации является неотъемлемой частью

системы топливоподачи. К системе фильтрации относятся фильтры грубой и тонкой очистки, фильтры-отстойники и различные предохранительные фильтры.

Большое распространение получили фильтры грубой очистки, улавливающие воду и крупные частицы загрязнителя. Ранее ФГО выполнялись пластинчато-щелевого и ленточно-щелевого типа. Как показали испытания, они задерживали лишь очень крупные механические частицы (более 90 мкм), но их в топливе немного, и они менее опасны. Например, серийный фильтр грубой очистки ВТЗ с фильтроэлементом пластинчато-щелевого типа задерживал до 20% механических примесей и до 60% воды при расходах топлива 20 кг/ч и соответственно 30 и 75% — при 10 кг/ч. На тракторе МТЗ была применена трехступенчатая система грубой очистки, которая обеспечивала очистку топлива не намного лучше, чем у трактора ВТЗ, причем эффективность второй ступени (отстойник) была невелика (4% примесей и 6% воды), а третьей ступени (пластинчатый фильтр после помпы) — незначительна.

Фильтр трактора ЧТЗ имеет фильтрующий элемент ленточно-щелевого типа и увеличенную отстойную полость, так что были соответственно достигнуты такие результаты: задерживалось 30 и 38% механических примесей и 70 и 78% воды при расходах 10 и 20 кг/ч. Если принять также во внимание, что они требуют много времени на техническое обслуживание, то ясно, что подобная фильтрация себя не оправдывает. Необходимо было разработать систему грубой фильтрации топлива с высокими технико-экономическими показателями: при минимальном гидравлическом сопротивлении ФГО должен иметь коэффициенты улавливания воды до 90% и механических примесей не менее 40%, быть технологичным в производстве, удобным в обслуживании.

На основании многочисленных исследований в ЦНИТА был разработан типоразмерный ряд фильтров грубой очистки топлива типа ФГ (рис. 3.9). Фильтр состоит из корпуса 1, подводящего 2 и отводящего 3 штуцеров, распределителя потока топлива 4 и фильтрующего элемента 5 с кожухом и сеткой 6. К корпусу крепится стакан-отстойник 7 с успокоителем 9. Топливо под разрежением заполняет в корпусе кольцевую полость 11 и через отверстия распределителя топлива поступает во внутреннюю полость стакана 8, где движется по малому и большому кругам циркуляции. Большая часть топлива циркулирует по малому кругу, поступая через сетку 6 в отводящий штуцер. Другая часть топлива идет вдоль стенок стакана и через кольцевой зазор между стенкой и успокоителем попадает в полость отстоя 10, а затем поднимается вверх через горловину 12 успокоителя и вливается в общий поток очищенного топлива. В момент резкого изменения направления движения частицы воды и загрязнителя сепарируются. Наличие успокоителя, отделяющего зону циркуляции от зоны отстоя, позволяет не смешивать отстой с топливом при кренах,

вибрации, тряске. На основе приведенной конструкции разработан типоразмерный ряд фильтров: ФГ имеет объем стакана 0,25 л для двигателей с расходом топлива до 10 кг/ч; ФГ-1 с объемом 0,75 л для двигателей с расходом до 25 кг/ч и ФГ-2 с объемом до 1,5 л и часовым расходом топлива до 75 кг/ч.

На рис. 3.10 приведены в сравнении с серийным фильтром ЧТЗ основные характеристики фильтров типоразмерного ряда ФГ: $\varphi_{\text{в}}$ — коэффициент отстоя воды; $\varphi_{\text{м}}$ — коэффициент сепарации механических частиц и Δp — потеря напора по мере изменения расхода топлива $G_{\text{т}}$. Как очевидно, показатели фильтров ФГ-1 и ФГ-2 существенно превосходят показатели фильтра ЧТЗ по параметрам очистки при несколько повышенных гидравлических сопротивлениях.

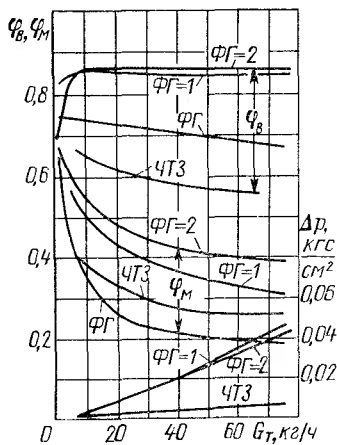


Рис. 3.10. Сравнительные характеристики фильтра ЧТЗ и фильтров типа ФГ ЦНИТА (опыты ЦНИТА)

Однако и фильтр типоразмерного ряда ФГ, обеспечивая удовлетворительные показатели по очистке топлива от основных загрязнителей, все же не гарантирует подачи полностью обезвоженного топлива. Между тем тот же фильтр, установленный, как выше было указано, в топливном баке, более тщательно удаляет из топлива воду и крупные частицы загрязнителя. Это связано с тем, что в фильтр ФГ попадает топливо с растворенной или тонкодиспергированной водой после активного перемешивания в баке, а при заправке топливо еще не перемешано с водой и поэтому легко расслаивается. Следовательно, целесообразнее иметь грубый фильтр не в магистрали, где топливо просасывается с большими скоростями и «взмучивается», а в нижней части бака между заправочной и заборной емкостями. При этом топливо, очищенное сразу после заправки, не будет ухудшать своих характеристик в процессе пребывания в баке или циркуляции в системе питания. Поэтому в системе питания, разработанной в ЦНИТА, фильтр-отстойник является основным элементом бака.

Фильтры тонкой очистки топлива ранее выполнялись с фильтрующими элементами из хлопчатобумажной пряжи, войлока, текстиля, древесной муки, шлаковой массы и т. п. по принципу объемной адсорбции. Однако исследования ЦНИДИ показали, что в тонком наружном слое удерживается примерно 80% загрязнителя, а остальная часть его распределяется по объему неравномерно. Поэтому грязеемкость или срок службы фильтро-элемента в основном определяется величиной его наружной поверхности, так что большое практическое значение приобретает

форма поверхности элемента — величина ее должна быть максимальной при минимальных габаритах. Такое требование привело к тому, что как в отечественном, так и зарубежном дизелестроении стала в качестве фильтрующего материала применяться бумага. Широкому применению бумаги способствовал тот факт, что фильтроэлементы из перечисленных выше материалов обеспечивали тонкость отсева от 5 до 20 мкм; исключение составляет получивший широкое распространение элемент из хлопчатобумажной пряжи (банкоброшные элементы), имеющие высокое качество очистки (до 1—2 мкм). Однако в процессе работы они получают усадку по высоте, что сокращает срок их работы до 200—300 ч.

В зарубежной практике в последнее время нашли широкое применение бумажные (картонные) фильтроэлементы, изготавливаемые из специальных сортов бумаги. Для этих целей используются: чистый хлопковый линтер, древесная целлюлоза высших сортов, тропические растения (джут, кенаф), синтетические волокна и т. п. Применяемые бумаги обрабатываются различными синтетическими смолами для защиты от набухания и разрушения листа.

Фирма SAV использует специальную крепированную бумагу, импрегнированную веществом, препятствующим влагопоглощению. Фирмы «Пьюэлейтор», «Делько» и «Фрам» выпускают фильтры из специальной термически обработанной фильтрующей бумаги, пропитанной бакелитовой смолой. Западноевропейская фирма «Бош» и завод ВВЕ (ГДР) используют фильтрующую бумагу, пропитанную фенольной смолой.

Применение специально пропитанных и термообработанных бумаг позволяет получить тонкий и надежный фильтрующий материал с равномерной мелкопористой структурой проходных ячеек, что обеспечивает высокую степень очистки и небольшое гидравлическое сопротивление. Во многих странах (например, ЧССР) выпускается фильтрующая бумага различной тонкости отсева с тем, чтобы скомпоновать многоступенчатый фильтр с фильтрующими шторами одинаковой засоряемости: первая ступень с большими порами, вторая — с меньшими.

В СССР первоначально бумажные фильтроэлементы разрабатывались из серийной бумаги: Казахским сельхозинститутом был предложен фильтроэлемент радиального типа из мундштучной бумаги; Челябинским тракторным заводом — из спецкартона КФДТ; Энгельсским заводом топливных фильтров — из бумаги марки В (ГОСТ 7247—54), применяемой для упаковки и расфасовки продуктов в автоматах. Но, как видно из табл. 3,3, где приведены характеристики фильтрующих бумаг, эти материалы уступают специальным фильтрующим материалам.

На основании анализа выпускаемых фильтрующих бумаг и оценки различных вариантов ЦНИТА и ВНИИБ разработали бумагу БФДТ, изготавливаемую из отечественного сырья,

80
Т а б л и ц а 3.3. Сравнительные характеристики отечественных и зарубежных марок фильтровальной бумаги

Марка бумаги, фирма	Толщина бумаги, мм	Масса 1 м ² , г	Зольность, %	Размер максимальных пор, мкм	Тонкость отсева, мкм	Удельное гидравлическое сопротивление, кгс/см ²
CAV	0,22	85,2	0,42	40,7	14	0,116
«Болл»	0,21	130,7	12,2	18,0	2	1,021
«Пьюзлейтор»	0,41	232,3	0,45	76,1	2	0,057
«Фрам»	0,32	328,0	0,09	46,6	10	0,054
В	0,28	257,5	6,2	8,2	6	2,925
Мундштучная фильтровальная БФДТ (ЦНИТА, ВНИИБ)	0,25	165,7	14,2	24,6	6	—
	0,45	230,0	0,44	18,4	2	0,227

массу которого составляет смесь 30—40% мерсеризованной сульфатной целлюлозы, 20—30% немерсеризованной сульфатной целлюлозы, 35—40% целлюлозы из осины, 4—5% белого канифольного клея и 4—5% меламинаформальдегидной смолы; бумага армирована после отлива на сетке миколентой. Испытания показали, что бумага гарантирует отсев всех примесей более 2 мкм, низкое гидравлическое сопротивление (не более 50 мм вод. ст.) при высоких механических и прочностных характеристиках. В настоящее время бумага БФДТ стала основной для фильтров тонкой очистки топлива всех отечественных тракторных дизелей.

Применение новых фильтрующих материалов позволяет следующим образом трактовать механизм фильтрации [37]. Процесс фильтрации осуществляется посредством эффектов просеивания и соударения частичек с бумагой, возникающих преимущественно на поверхности фильтра, и посредством эффектов диффузии и уплотнения во внутренней части фильтрующей среды.

Эффект просеивания основан на задержании частиц, геометрические размеры которых больше размеров пор фильтра. Так как каналы пор в волокнистых фильтрах имеют переменное сечение, то возможно просеивание и в глубине шторы. Эффект просеивания практически не зависит от скорости течения фильтруемого топлива.

Эффект соударения основан на инерционности твердых частиц, поскольку поток топлива легко обтекает волокна фильтра, а твердые частицы,двигающиеся пря-

молинейно, наталкиваются на поверхность волокон и задерживаются. Инерционность зависит от скорости течения, поэтому изложенный механизм имеет, как правило, поверхностный характер, но возможно задержание более мелких проскользнувших частиц и в глубине каналов вследствие неравномерной структуры волокон и непрямолинейности каналов.

При эффекте уплотнения частицы задерживаются при движении в «канале» фильтроэлемента под действием сил Ван-дер-Ваальса, электростатических и капиллярных, приликая к волокнам или притягиваясь под их дистанционным воздействием.

Частицы малых размеров (менее 0,5 мкм) помимо направленного движения совершают Броуновское движение, интенсивность которого зависит от температуры. В результате при колебательном движении частицы оказываются на таком расстоянии от волокон, что они притягиваются молекулярными силами или непосредственно падают на волокно фильтра. Таков диффузионный механизм осаждения. Конечно, разделить эти механизмы фильтрации трудно, так что обычно улавливание частиц происходит комплексно по всем этим механизмам. При прохождении жидкости на поверхности фильтра осаждаются частицы, образующие слой постоянно увеличивающейся толщины, — формируется так называемая фильтровальная лепешка, способствующая фильтрованию, и оптимальный режим фильтрации наступает после того, как она образовалась.

Фильтрующие элементы из бумаги имеют подавляющее распространение в дизелестроении. На рис. 3.11 приведены схемы различных форм фильтрующих элементов, обеспечивающие получение очень развитых поверхностей фильтрации в минимальных объемах, а применение специальной фильтровальной бумаги

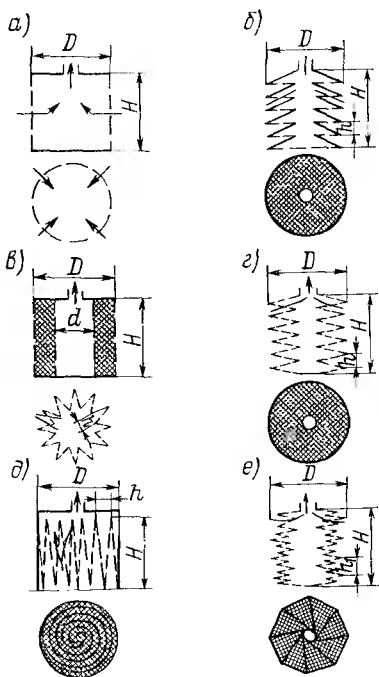


Рис. 3.11. Схемы различных форм бумажных фильтрующих элементов: а — элементарная; б — конструкции завода «Русский дизель» (односторонний дисковый фильтроэлемент); в — типа звездочки, получившая широкое применение за рубежом; г — схема двустороннего дискового фильтроэлемента Коломенского завода им. Куйбышева; д — схема спирального фильтроэлемента (дизель Д-100); е — схема элемента конструкции НАТИ (БФДТ, ЭТФ)

позволяет разместить большую поверхность высокой тонкости отсева.

В Англии широкое применение нашли фильтры фирм CAV, «Пьюэлейтор» и «Делько» (рис. 3.12). В фильтре фирмы CAV (рис. 3.12, а) используется бумажный фильтроэлемент в виде двухслойной спирали с 21 витком, диаметром 82 мм и высотой 65 мм. Бумажная спираль, поочередно склеенная снизу и сверху,

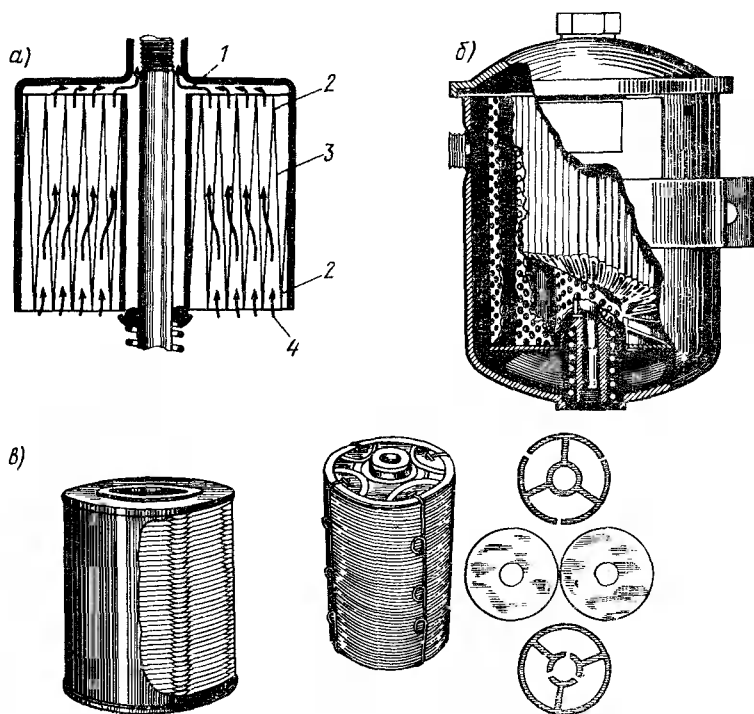


Рис. 3.12. Схема фильтрации топлива в фильтрующих элементах зарубежных фирм: а — CAV; б — «Пьюэлейтор» Микроник MF-58; в — «Фрам»; «Бош» и BVF;

1 — чистое топливо; 2 — линии склейки; 3 — бумажная спираль; 4 — грязное топливо

заклучена в металлическую коробку с перфорированными доньшками. Фирма «Пьюэлейтор» (рис. 3.12, б) выпускает топливный фильтр Микроник MF-58 с цилиндрическим фильтрующим элементом, штора которого состоит из 70 складок и обернута вокруг центральной перфорированной трубки 2 диаметром 32 мм и высотой 86 мм. Фильтр фирмы «Делько» FF-23 имеет бумажную штору в виде восьмигранной гармоник, надетой на квадратную перфорированную трубку.

В США применяются фильтры с бумажным фильтропатроном фирмы «Фрам» (рис. 3.12, в), собранным из прокладок оригиналь-

ной формы и помещенным в металлическую коробку с перфорированной цилиндрической обечайкой. Принятая форма элемента позволяет обеспечить щелевую фильтрацию всей толщиной бумажной пластины.

Фильтры интересной конструкции (рис. 3.12, в) выпускает фирма «Бош» (ФРГ) и завод BVF (ГДР). Элемент набран из 82 дисков, отштампованных из фильтровальной бумаги, пропитанной фенольной смолой. Нефильтрованное топливо через прорези в прокладках заполняет три отсека и фильтруется при проникновении через дисковую пластину. Отфильтрованное топливо через внутреннюю прорезь в другом слое попадает во внутреннюю полость. Применяется, как правило, два последовательно включенных фильтра, что обеспечивает двухступенчатую фильтрацию топлива.

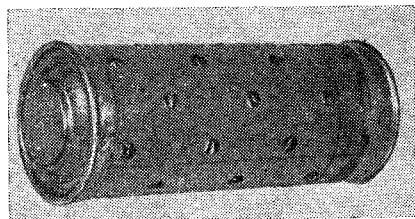


Рис. 3.13. Бумажный фильтроэлемент БФДТ конструкции ЦНИТА

В Советском Союзе для тракторных дизелей наибольшее распространение получил фильтроэлемент БФДТ конструкции ЦНИТА (из бумаги такого же названия), выпускаемый Чаплыгинским заводом агрегатов (ЧЗА), а также фильтроэлемент ЭТФ конструкции ЦНИДИ, выпускаемый Энгельсским заводом топливных фильтров. Штора этих элементов имеет форму спиральной гармоник. На рис. 3.13 представлен общий вид унифицированного с банкаброшным бумажного фильтроэлемента БФДТ с резиновым уплотнением, обеспечивающего тонкость отсева 2—3 мкм, имеющего коэффициент отсева 95% и гидравлическое сопротивление 0,024 кгс/см² при расходе топлива до 25 кг/ч.

На базе фильтроэлементов ЦНИТА был создан типоразмерный ряд фильтров типа ФТ для всех отечественных тракторных дизелей производительностью от 25 до 100 кг/ч.

Широкие эксплуатационные и лабораторные испытания и большой производственный опыт позволили ЦНИТА разработать новую конструкцию фильтроэлемента и на его базе новый типоразмерный ряд фильтров. В основе конструкции лежит принцип более быстрого засорения первой ступени по сравнению со второй ступенью (в 2,5—3 раза). Поэтому было предложено совместить первую ступень со второй так, чтобы первая была наружной, вторая — внутренней, а элемент в целом двухступенчатым: топливо проникает сначала через наружную штору, а затем через внутреннюю. Это позволяет отказаться от сложных отливок, многочисленных штуцеров и трубопроводов, упрощает конструкцию всей системы фильтрации при достижении требуемого соотношения 3 : 1, т. е. равной засоряемости ступеней. Последнее

достигается тем, что при одинаковой высоте фильтроэлементов соотношение их наружной S_n и внутренней $S_{вн}$ поверхностей приблизительно может быть выражено:

$$i = \frac{S_n}{S_{вн}} = \frac{d_n^2 - d_{ср}^2}{d_{ср}^2 - d_{вн}^2} \approx 3.$$

В качестве внутренней ступени был взят серийный элемент БФДТ с диаметром $d_{ср} \approx 50$ мм и внутренним $d_{вн} = 20$ мм, производимый Чаплыгинским заводом агрегатов, поэтому для получения $i = 3$ диаметр наружного элемента принят $d_n = 90$ мм.

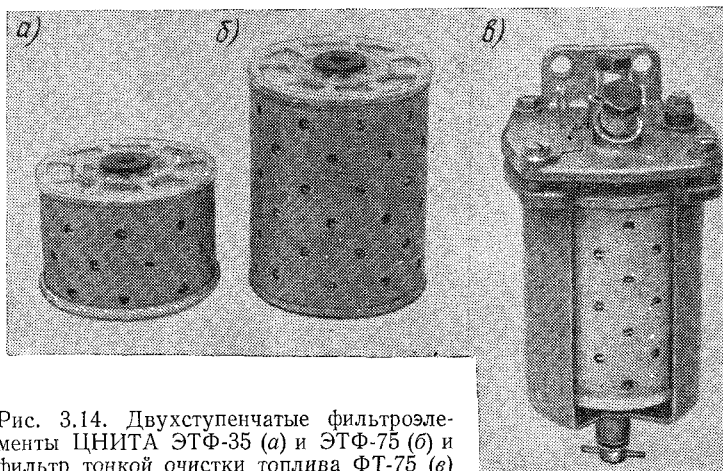


Рис. 3.14. Двухступенчатые фильтроэлементы ЦНИТА ЭТФ-35 (а) и ЭТФ-75 (б) и фильтр тонкой очистки топлива ФТ-75 (в)

Этот размер оказался очень удобным, так как в качестве корпуса фильтра был использован корпус фильтра грубой очистки топлива ФГ, выпускаемый тем же заводом ЧЗА. На рис. 3.14 показан двухступенчатый фильтроэлемент ЦНИТА ЭТФ-75 (рис. 3.14, б), имеющий наиболее высокие технико-экономические показатели из всех известных фильтроэлементов. Для маломощных дизелей Д-21 (ВТЗ) предложен двухступенчатый фильтроэлемент половинной высоты ЭТФ-35 (рис. 3.14, а). На базе элемента ЭТФ-75 разработан фильтр тонкой очистки ФТ-75 (рис. 3.14, в), а два спаренных фильтра в одной крышке-корпусе применяются для дизелей повышенной мощности как фильтр ФТ-150.

Разработка типоразмерного ряда фильтров тонкой очистки ФТ-35, ФТ-75, ФТ-150 показала, что они хорошо komponуются на всех тракторных и автомобильных дизелях при сокращении арматуры, улучшении удобства обслуживания и повышении технологичности изделия: колпак круглой формы изготавливается

обкатыванием, крышка-корпус, унифицированная с ФГ, — литьем под давлением.

Производство фильтров ФТ-75 для дизеля Д-144 ВТЗ начато с 1976 г., для дизелей Д-240 ММЗ и Д-65Н РМЗ с 1978 г. и др. Таким образом, созданный типоразмерный ряд фильтров тонкой очистки для оснащения всех отечественных дизелей обеспечивает эффективную очистку топлива, в особенности, если для перспективных систем питания низкого давления использовать топливные баки с отстойниками. В этих условиях фильтроэлементы будут работать не менее 1500 мото-ч при тонкости отсева 2 мкм и полноте отсева 98%.

Дальнейшее совершенствование топливных фильтров в ЦНИТА проводится в направлении создания фильтроэлемента равной засоряемости путем применения для наружного элемента бумаги с большими порами, а также создания комбинированного фильтра многоступенчатой очистки.

Процесс сепарации механических частиц в фильтре грубой очистки топлива основан на резком повороте потока и постепенном осаждении частиц, интенсивность которого определяется площадью осаждения. Поскольку площадь осаждения определяется диаметром емкости в корпусе фильтра, целесообразно внешний объем фильтроэлемента использовать как дополнительную ступень очистки. Конструкция комбинированного фильтра полной очистки топлива имеет три ступени: грубую, тонкую и прецизионную. Наличие прозрачного отстойника в нижней части колпака позволит контролировать скопление воды и механических примесей и своевременно удалять их.

Эксплуатационные испытания фильтров типа ФТ показали, что прецизионная ступень (50 мкм) недогружена, хотя ее площадь в три раза меньше тонкой ступени очистки. Это связано с тем, что в обеих используется одна и та же бумага с тонкостью отсева 2—3 мкм. Целесообразнее внешнюю ступень формировать из бумаги, пропускающей частицы несколько большего размера, например, 5—7 мкм, тогда эффект равной засоряемости будет заметен особенно при работе на топливе, содержащем мыла нефтяных кислот и растворенные смолы.

Таким образом, разработана рациональная система питания низкого давления, обеспечивающая полную очистку топлива даже при заправке некондиционным топливом и включающая в себя топливный бак с вертикальной перегородкой и сепаратором, комбинированный фильтр полной очистки топлива и индикаторы загрязненности топлива и фильтров.

ГЛАВА 4. ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ И ФОРСУНКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

11. ТРЕБОВАНИЯ К ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЕ

Одной из основных тенденций развития автотракторной техники является повышение удельной производительности дизелей, достигаемой в двигателестроении путем увеличения литровой мощности, уменьшения литровой массы, удельной массы или удельных габаритов.

Повышение литровой мощности двигателя осуществляется увеличением частоты вращения и среднего эффективного давления за счет совершенствования рабочего процесса и применения турбонаддува. В перспективном типаже тракторных двигателей к 1990 г. предусматривается рост частоты вращения до 2600 об/мин и повышение литровой мощности до 22 л. с./л. В автомобильном типаже для грузовых автомобилей предусмотрен рост частоты вращения дизелей до 3000—3200 об/мин и повышение литровой мощности до 30 л. с./л. Эти тенденции развития двигателей базируются в первую очередь на усовершенствовании систем топливоподачи. Даже уменьшение литровой массы двигателей осуществляется не только за счет более рациональной его конструкции, а в большей степени за счет уменьшения массы вспомогательных агрегатов и, в частности, топливного насоса высокого давления.

В соответствии со спецификой процессов смесеобразования в современных быстроходных дизелях к топливной аппаратуре и осуществляемому ею процессу топливоподачи предъявляется ряд специальных требований.

1. Топливная аппаратура должна осуществлять впрыск и цилиндр дизеля в малые отрезки времени (0,001—0,01 с) под высоким давлением (200—600 кгс/см² и выше) точно дозированных количеств топлива. Величина цикловых подач топлива при работе на номинальном режиме $n_{н.н}$ составляет $V_{ц.н} = 30 \div 300 \text{ мм}^3$. Подача топлива должна осуществляться в каждый цилиндр строго в заданные моменты рабочего цикла. Поскольку автотракторный дизель работает в широком диапазоне частотных и нагрузочных режимов, то цикловая подача $V_{ц}$ должна изменяться в соответствии с заданной программой: с уменьшением частоты вращения n при работе по внешней скоростной характеристике $V_{ц}$ должна возрастать до частоты вращения $n_{н.мак}$, соответствующей максимальному крутящему моменту дизеля (рис. 4.1), затем уменьшаться, особенно в дизелях с турбонаддувом, чтобы исключить дымление и излишние перегрузки на детали дизеля; в зоне пусковых частот ($n_{п.п} = 50 \div 200 \text{ об/мин}$) $V_{ц}$ должна снова возрастать до $V_{ц.п.}$. Требуемое увеличение подачи топлива на режиме максимального крутящего момента составляет $V_{ц.мак} = 1,1 \div 1,3 V_{ц.ном}$, а на режиме пуска $V_{ц.п} = 2 \div 3 V_{ц.ном}$.

Для обеспечения устойчивой работы на заданном частотном режиме регулятор топливного насоса должен обеспечить автоматическое регулирование $V_{\text{ц}}$ с изменением факторов, определяющих этот режим. Регуляторы должны также ограничивать максимальные частоты вращения холостого хода $n_{\text{н.в}}$ и обеспечивать автоматическое поддержание устойчивых частот вращения на режимах холостого хода, включая минимальную частоту холостого хода, которая у современных АТД должна поддерживаться на уровне $n_{\text{х.х}}^{\text{мин}} = 400 \div 800$ об/мин.

2. Впрыск топлива в цилиндр дизеля должен осуществляться в определенный момент времени для каждой частоты вращения и по определенному закону изменения давления. Современные дизели предъявляют высокие требования к интенсивности впрыска, в результате чего максимальное давление впрыска у большинства отечественных дизелей с непосредственным впрыском топлива $400\text{--}600$ кгс/см², продолжительность впрыска — $10\text{--}15^\circ$ по углу поворота вала насоса, а объемная скорость подачи топлива за время поворота вала насоса на 1° , отнесенная к 1 л рабочего объема, составляет $6\text{--}8$ мм³/(град·л) [35]. Начальная фаза впрыска должна быть достаточно интенсивной, чтобы за период задержки воспламенения факелы топлива распространились по объему камеры сгорания, однако не настолько, чтобы образовать к моменту воспламенения большую массу горючей смеси, способной к одновременному воспламенению.

Особые требования предъявляются к конечной фазе впрыска, который должен проходить с резким падением давлений во избежание подтекания топлива. Недопустимо наличие дополнительных впрысков (подвпрысков), которые ухудшают экономические показатели дизеля, увеличивают уровень токсичности и дымности и способствуют коксованию распылителей. К возникновению дополнительных впрысков склонны топливные системы разделенного типа, в которых нагнетательный насосный элемент соединен с форсункой длинным трубопроводом; с увеличением цикловой подачи $v_{\text{ц}}$ и частоты вращения n вероятность возникновения дополнительных впрысков возрастает.

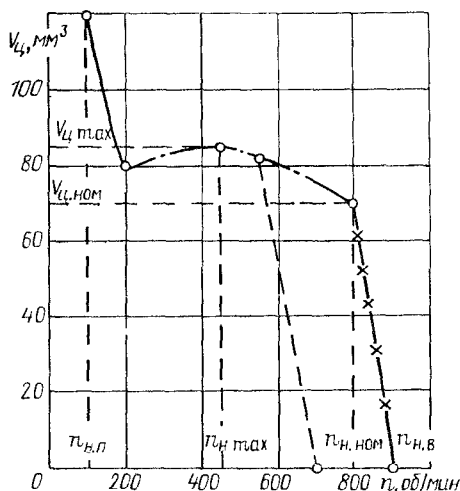


Рис. 4.1. Внешняя (— — — пусковая, — — — корректорная, —×—×— регуляторная) и частичная (— — —) характеристики дизеля со всережимным регулятором

3. Автотракторные дизели работают в широком диапазоне нагрузочных и частотных режимов, поэтому необходимо, чтобы в топливных системах, имеющих жесткую связь кулачкового вала с коленчатым валом, были обеспечены оптимальные условия впрыска и при переходе с одного режима на другой. При уменьшении частоты вращения кулачкового вала вследствие увеличения возможного времени на развитие физико-химических процессов оптимальное значение угла опережения впрыска уменьшается, поэтому топливная аппаратура должна иметь различные автоматические устройства, в том числе и изменения угла опережения впрыска, которые применяются в дизелях с номинальной частотой вращения выше 2000—2200 об/мин. Оптимизация условий впрыска должна быть также обеспечена в зависимости от изменения условий окружающей среды, сорта топлива, цикловой подачи и т. д. Поэтому следует оценивать степень автоматизации работы топливного насоса.

В общем случае топливная аппаратура тракторного дизеля может иметь следующие регулирующие устройства: регулятор частоты вращения; корректор цикловой подачи топлива по частоте вращения при работе по внешней характеристике; автоматический обогатитель подачи топлива при пуске; корректор, обеспечивающий выход промежуточных регуляторных характеристик топливоподачи на внешнюю; автомат опережения впрыска топлива; корректор цикловой подачи в зависимости от вязкости топлива; корректор цикловой подачи в зависимости от температуры топлива; ограничитель дымности отработавших газов (для дизелей с турбонаддувом); упор минимальных оборотов холостого хода; стоп-устройство для остановки дизеля при аварийных ситуациях. Наличие в насосе всех упомянутых выше устройств соответствует 100%-ному показателю степени автоматизации.

4. С целью обеспечения эффективного использования энергетического агрегата на автомобиле и тракторе необходимо обеспечить идентичность показателей процесса впрыска в отдельные цилиндры и от впрыска к впрыску, а также стабильность регулировочных параметров топливной аппаратуры в течение всего срока ее эксплуатации. Невыполнение этих требований приводит к перегрузке отдельных цилиндров, что сокращает срок службы дизеля, а нестабильность регулировочных показателей требует проведения подрегулировочных работ, что повышает трудоемкость обслуживания топливной аппаратуры в эксплуатации. В соответствии с требованиями ГОСТ 10578—63 неравномерность подач топлива между отдельными цилиндрами при проверке на стенде не должна превышать 6% (8% для 12-цилиндровых дизелей), а на режиме холостого хода не должна превышать 35% для четырехцилиндровых дизелей и 40% — для шестицилиндровых. Требованиями ГОСТ 10579—63 регламентируется отклонение пропускной способности комплекта форсунок, которая не должна превышать $\pm 2\%$.

На номинальном режиме изменение $V_{н, ном}$ в процессе эксплуатации не должно превышать $\pm 5\%$, а частота вращения $n_{н, ном} \pm \pm 4\%$. Цикловая подача на режиме пуска не должна падать ниже 20%. Для обеспечения стабильности параметров двигателя необходимо, чтобы основные показатели процесса топливоподачи как можно меньше зависели от факторов, которые могут изменяться в процессе эксплуатации.

5. Топливная аппаратура, которой комплектуют тракторные и автомобильные двигатели, должна обладать высокой надежностью и большим сроком службы. Параметры надежности в настоящее время стандартами не регламентируются, однако в соответствии с нормами, разработанными ЦНИТА, количество отказов в течение 5000 ч эксплуатации по системе в целом не должно превышать 4,15 для отказов группы I, устраняемых без разборки изделия, и 0,6 для отказов группы II, устранение которых связано с разборкой узлов топливной аппаратуры.

Моторесурс отечественных топливных насосов должен быть не менее 5000—6000 ч, а в ближайшие годы будет до 10 000 ч. Некоторые лучшие образцы многоплунжерных насосов передовых зарубежных фирм обладают таким ресурсом.

6. Агрегаты топливной аппаратуры должны иметь как можно меньшую массу и габариты. Малые габариты насосов представляют большие возможности при компоновке дизелей, особенно если учесть непрерывную тенденцию к увеличению числа цилиндров и повышению габаритной мощности дизеля. Уменьшение размеров форсунок, особенно их монтажного диаметра, позволяет увеличить проходные сечения органов газораспределения, что облегчает форсирование дизелей по частоте вращения. При высокой тиражности производства миниатюризация топливной аппаратуры, в особенности насосов, позволяет существенно снизить затраты высококачественного металла на их производство.

Критерием, по которому оценивают степень миниатюризации топливного насоса, может быть удельной габаритный объем v (см³/мм³), выражающий отношение габаритного объема насоса $V_{т,н}$ к его максимальной цикловой подаче $V_{н, ц макс}$, т. е. $v = V_{т,н} / V_{н, ц макс}$. Чем меньше этот безразмерный критерий, тем совершеннее конструкция насоса. Для рядных насосов этот показатель должен быть не выше 75, а для распределительных насосов не более 35. Наглядным показателем, иллюстрирующим совершенство конструкции топливного насоса, является относительная (безразмерная) масса $g = G_{т,н} / G_{н, ц макс}$ (г/мг), определяемая отношением массы топливного насоса $G_{т,н}$ к максимальной цикловой подаче $G_{н, ц макс}$. Анализ показывает, что лучшие образцы рядных насосов имеют значения g около 50, а распределительные насосы около 35.

7. Большое значение имеют степень унификации конструкции и диапазон применимости типоразмерного ряда изделий для различных двигателей. С учетом массовости производства высокая

степень унификации играет большую роль не только при производстве, но и в эксплуатации. Теоретическим показателем является фактор, когда один типоразмерный ряд насосов удовлетворяет все потребности дизелестроения. В СССР имеются два типоразмера насосов в автомобилестроении и четыре типоразмера в тракторостроении. Однако если в тракторостроении ежегодно выпускается почти 1,5 млн. насосов, т. е. около 400 тыс. шт. на один типоразмер, то в автопромышленности этот коэффициент равен 200 тыс. насосов на один типоразмер. Важна степень унификации конструкции внутри типоразмерного ряда: должны отличаться только узлы, определяющие число обслуживаемых цилиндров: кулачковый вал, корпус и т. д. Поэтому по количеству деталей степень унификации желательно иметь около 90—95%.

Однако увлечение унификацией не должно привести к такому положению, когда ограничиваются только одним типом насоса для слишком различных по своим показателям дизелей. Это приводит к применению изделий увеличенных размеров. Необходимы также патентная чистота и патентоспособность изделия, а также высокие эстетические качества.

8. Высокая технологичность изделия в производстве, характеризующая возможностью автоматизировать процессы изготовления деталей, сборки узлов и изделия, а также контрольные операции, имеет определяющее значение при постановке его на производство. Особо важно положение о приемлемости изделия для производства на данном предприятии, что характеризуется удельными затратами на подготовку производства, выражаемыми отношением затрат к проектному объему производства. Опыт показывает, что принципиально новая конструкция насоса, как правило, осваивается на новом заводе, а на существующих предприятиях модернизируют или усовершенствуют конструкцию. Например, распределительные топливные насосы ставились на массовое производство только на вновь построенных заводах.

12. СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

В автотракторных дизелях применяют только механические системы распыливания топлива, а пневматическое распыливание не получило распространение. Поиски других путей распыливания, осуществляемого с помощью электрогидравлического удара, ультразвука и др., не вышли за рамки исследовательских работ. Механические системы выполняют двух типов: отдельные (насос и форсунка) и объединенные (насос-форсунки).

Топливные системы с насос-форсунками получили у нас в стране применение только на двухтактных дизелях ЯАЗ-204 (ЯАЗ-206), а за рубежом они широко применяются двумя ведущими американскими фирмами — GMC и «Камминс». Достоинством этих систем является компактность конструкции, отсутствие соединительных трубопроводов и малые объемы полостей сжатия, что

исключает возникновение колебательных процессов в нагнетательном тракте: в насос-форсунках могут быть получены высокий уровень давлений впрыска (до 2000 кгс/см²) и очень высокое качество распыливания в широком диапазоне изменения частот рабочих циклов. Однако эти системы требуют индивидуального привода нагнетающего насосного элемента на двигателе, т. е. установку в головке двигателя кулачкового привода специального механизма управления, синхронизирующего его работу. Если конструкция насос-форсунки GME давно известна в СССР, так как применена на дизелях ЯМЗ-204 и ЯМЗ-206, то система фирмы «Камминс», хотя и нашедшая широкое применение в США и Японии, в СССР большой известности не получила, поэтому ниже приводится краткое описание последней модели.

Топливная аппаратура дизельной фирмы «Камминс» применяется только на четырехтактных дизелях с непосредственным впрыском и характеризуется следующими основными особенностями.

1. В насос-форсунке не производится дозирования топлива и поэтому ее плунжер не имеет винтовых кромок. Плунжер приводится от кулачкового вала дизеля посредством коромысла.

2. Дозирование происходит в «узле дозирования», который включает в себя шестереночный насос низкого давления (до 18 кг/см²) и группу регулирующих устройств: двухрежимный центробежный регулятор частоты вращения; редукционный клапан (регулятор давления); клапан выключения; винт регулирования холостого хода; регулятор-анероид, регулирующий величину подачи в зависимости от атмосферного давления или давления наддува; дроссель, связанный с другими регулируемыми устройствами и непосредственно воздействующий на давление топлива при входе его в насос-форсунки.

На такте всасывания воздух из цилиндра дизеля свободно поступает в подплунжерную полость насос-форсунки и создает эмульсию с очередной порцией топлива, подготовленной для впрыска, что способствует повышенной экономичности дизеля. В последнее время фирма «Камминс» внедрила модернизированную систему РТ-Е (ECON) с целью повышения экономичности и снижения токсичности продуктов сгорания, обеспечив меньшую продолжительность впрыска топлива, более высокое (до 1000 кг/см²) давление, более постепенное начало и более резкое окончание впрыска.

В СССР, а также за рубежом в основном нашли применение топливные системы разделенного типа, имеющие в качестве нагнетающего устройства топливный насос высокого давления, который легко поддается регулировке. Форсунки таких систем имеют меньшие габариты, что облегчает их установку в головке двигателя и не сдерживает развития органов газораспределения. Известны несколько типов приводов нагнетающих элементов: гидравлический, пневматический, пружинный, однако применяется лишь

привод от кулачковых механизмов, который обеспечивает достаточно высокие скорости плунжера, освоен в производстве, надежен и обладает высоким сроком службы.

В дизелестроении разделенные системы питания имеют значительное количество конструкций топливного насоса высокого давления и схем организации рабочих циклов в нагнетающих узлах насоса. По количеству цилиндров, обслуживаемых одной нагнетающей секцией, следует различать многоплунжерные и моноплунжерные насосы, последние часто называются насосами распределительного типа, так как наряду с нагнетающим элементом оборудованы распределителем, чаще всего вращающимся, который поочередно в соответствии с порядком работы цилиндров распределяет в отдельные нагнетающие тракты топливо, подаваемое нагнетающим плунжером, работающим с повышенной цикличностью.

Многоплунжерные насосы, в которых каждая нагнетающая секция подает топливо в «свой» цилиндр дизеля, в зависимости от пространственного расположения плунжеров выполняются рядными, V-образными и барабанного типа. В основном применяются рядные конструкции насосов, хотя есть примеры применения V-образных насосов на V-образных дизелях.

Основное достоинство насосов распределительного типа по сравнению с многоплунжерными — это возможность существенного уменьшения габаритов (в 1,5—2,5 раза) и массы (в 2—3 раза). Поэтому насосы этого типа следует признать весьма перспективными, тем более, что по всем другим технико-экономическим показателям они не уступают многоплунжерным насосам (возможности осуществления требуемой характеристики впрыска, протеканию характеристики топливоподачи, показателям стабильности и др.). Однако насосы этого типа еще не получили широкого распространения, что можно объяснить повышенными требованиями к точности изготовления ряда узлов и деталей, необходимостью обновления оборудования для их производства, меньшими надежностью и сроком службы по сравнению с многоплунжерными насосами.

Нашли распространение два типа насосов распределительного типа: плунжерные, в которых плунжер, получающий возвратно-поступательное движение от внешнего кулачкового профиля, одновременно вращается, выполняя роль распределителя, и роторные насосы, в которых два, три или четыре плунжера приводятся в движение шайбой с внутренними кулачками, а распределение топлива осуществляется отдельно расположенным вращающимся золотником (рис. 4.2).

Роторные насосы обладают некоторыми преимуществами в отношении габаритов и массы, однако они имеют большее количество прецизионных узлов, большие зазоры для утечек топлива, а также требуют специальных технологии производства и оборудования.

Плунжерные распределительные насосы имеют два типа приводных механизмов: с обычным цилиндрическим кулачковым про-

филем (рис. 4.2, а), который применяется в многоплунжерных насосах и с торцовым кулачковым профилем (рис. 4.2, в). Сравнительный анализ конструкций указанных двух механизмов в насосах распределительного типа убеждает, что привод с торцовой кулачковой шайбой предпочтительнее. Преимуществом этого привода является относительная простота сообщения плунжеру-распределителю и поступательного, и вращательного движения и отсутствие вращения пятки плунжера относительно тарелки, что увеличивает износостойкость этого важного сочленения.

В одноплунжерных насосах с цилиндрическим кулачком, хоть и применяется более простой для обработки профиль, однако для придания вращательного движения плунжеру необходимо применять специальный шестереночный механизм, снижающий надежность работы насоса.

В нагнетающих секциях топливных насосов высокого давления наибольшее распространение нашли схемы рабочих циклов, предусматривающие

отсечку топлива в начале и в конце подачи топлива. Преимуществом таких циклов является возможность обеспечения коротких интенсивных впрысков топлива с резким окончанием конца подачи топлива. Однако отсечка топлива в начале подачи приводит к выталкиванию топлива в наполнительные окна, заземлению его в надплунжерном пространстве в момент пересечения торцом плунжера наполнительных окон. Это вызывает интенсивный износ поверхностей плунжера и втулки и ограничивает срок службы основного прецизионного узла насоса — плунжерной пары. Поэтому в ряде конструкций насосов, например в роторных насосах распределительного типа фирмы CAV, отсечка топлива исключена и в начале, и в конце подачи топлива. В этом случае цикловая подача топлива регулируется путем изменения степени наполнения надплунжерного пространства, а конец подачи определяется остановкой плунжера. Разгрузка нагнетательного пространства осуществляется возвратным ходом плунжера в конце подачи. Такая схема организации рабочего цикла, несмотря на то, что способствует повышению износостойкости прецизионного узла, не может быть признана оптимальной, так как повышена чувствительность величины цикловой подачи к изменению условий на всасывании, в частности изменению

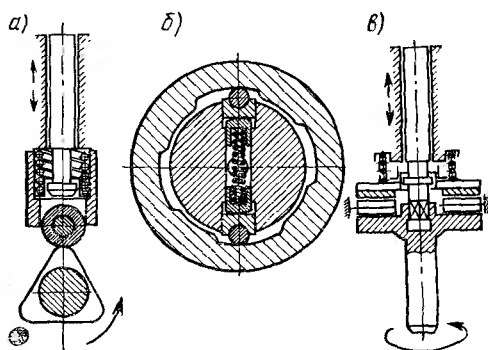


Рис. 4.2. Различные схемы привода плунжеров в насосах распределительного типа: а — рядных насосов с цилиндрическим кулачком; б — роторных насосов; в — плунжера с торцовым кулачком

давления питания вследствие засоренности фильтров тонкой очистки топлива. Кроме того, в этой схеме нельзя обеспечить резкой отсечки подачи топлива из-за окончания впрыска при полной остановке плунжеров, поэтому такая схема рабочего цикла реализуется в насосах, предназначенных для вихре- и форкамерных дизелей, которые не предъявляют высоких требований к форсированию впрыска. В дизелях с камерами объемного смесеобразования предпочтительнее рабочий цикл с окончанием впрыска посредством отсечки топлива, так как в этом случае подача топлива резко кончается и частицы топлива, впрыснутые в последнюю очередь, долетают до головки факела.

13. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Наибольшее распространение в автотракторных дизелях получили рядные многоплунжерные насосы, хотя, начиная с 50-х годов, применяют насосы распределительного типа, выпуск которых возрастает и к настоящему времени составляет треть от всех выпускаемых в мире топливных насосов. Вначале производство распределительных насосов было организовано в США фирмами «Америкен Бош» (одноплунжерные насосы) и «Хартфорд машинскрю компани», или теперь «Станадайн» * (роторные насосы). В 60-х годах производство роторных насосов организовали фирмы САУ (Англия) по американской лицензии и «Сигма» (Франция), а также ряд других. В ФРГ фирмой «Бош» было организовано производство плунжерных распределительных насосов, лицензию на производство которых купили Япония и Индия.

В СССР после длительных опытно-конструкторских работ с 1967 г. Вильнюсским заводом топливной аппаратуры было начато серийное производство плунжерных насосов распределительного типа НД, разработанных ЦНИТА. Развивается еще в больших масштабах производство этих насосов на Чугуевском заводе топливной аппаратуры. В 1977 г. доля объема производства в СССР распределительных насосов НД составляла 20—25%, а к 1980 г. эта доля составит 40-45 %.

Рядные топливные насосы. Основные показатели автотракторных рядных топливных насосов, выпускаемых в СССР, и аналогичных зарубежных моделей представлены в табл. 4.1. Из сравнения показателей отечественных и лучших зарубежных рядных насосов видно, что по своим основным технико-экономическим показателям, удельной массе и габаритам находящиеся на серийном производстве отечественные насосы УТН-5 (НЗТА), ТН8, 5×10, (ХТЗ, АМЗ), ЯМЗ (ЯЗТА) и КДМ (ЧТЗ) несколько уступают соответствующим моделям насосов крупнейших зарубежных фирм «Моторпал» (А), «Бош» (А и В) и особенно новейшим моделям насосов М («Моторпал» и «Симмс») и Р («Бош»). В последних двух

* Обычно эти насосы именуются «Руза мастер».

Таблица 4.1. Основные конструктивные показатели отечественных и зарубежных рядных топливных насосов

Фирма, модель насоса	Число секций	Расстояние между осями секций, мм	Диаметр плунжера, мм	Ход плунжера, мм	Масса, кг	Габариты, мм	Частота вращения диска, об/мин	Наибольшая номинальная цикловая подача, мм³	Удельный габаритный показатель, см³/мм³	Удельный массовый показатель, г/кг
4МТНМ (СССР)	4	27	10	8; 10	10,6	270×170×255	2500; 4000	150	78	86
CAV — «Симмс», М (Англия)	4	25	9,5	7	9,2	241×205×226	4000	100	75	73
«Моторпал», М (ЧССР)	4	25	9	8	7,1	256×132×259	3200	110	80	88
УТН-5 (СССР)	4	32	8,5	8	12,0	293×171×284	2400	100	158	160
«Бох», А (ФРГ)	4	32	9	8	9,8	288×159×226	2800	110	94	107
«Моторпал», А (ЧССР)	4	32	9	8	10,6	278×172×249	2800	110	108	115
ТН 8,5×10 (СССР)	4	40	9	10	20	395×179×280	2000	140	141	172
«Бох», В (ФРГ)	4	40	10	10	13,5	342×171×272	2400	180	88	90
НК (СССР)	6	45	12	10	23	525×190×335	2200	250	134	111
КДМ (СССР)	6	42,4	10—11	9	30	700×290×400	1250	160; 200	508; 406	181
ЯМЗ (СССР)	6	40	10	10	20	500×174×285	2300	180	138	134
«Бох», Р (ФРГ)	6	35	13	10	18	440×185×270	2800	300	73	72
ТН 8,5×10 (СССР)	6	40	9	10	22,4	475×179×280	2000	140	170	193

моделях путем уменьшения межсоевых расстояний (с 32 до 25 мм у модели М по сравнению с насосами размерности А и с 40 до 35 мм у модели Р по сравнению с насосами размерности Б) удалось существенно уменьшить габариты и массу насосов. Серьезным толчком к совершенствованию конструкции рядных насосов и уменьшению их габаритов и массы явилась конкуренция с насосами распределительного типа. Фирмам удалось за счет сокращения межсоевого расстояния значительно улучшить параметры рядных топливных насосов, сохранив технологию обработки и сборки.

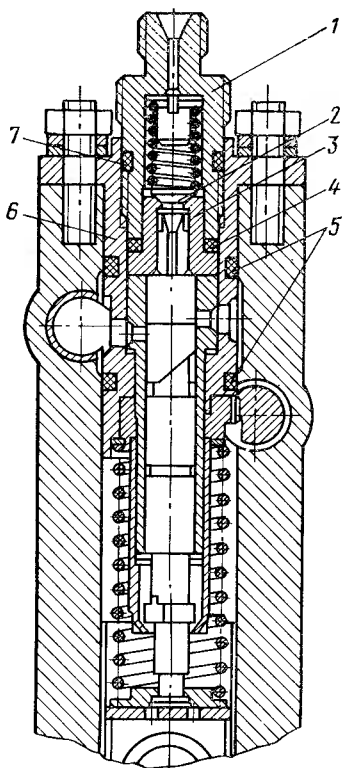


Рис. 4.3. Насосная секция насоса М фирмы «Моторпал»: 1 — штуцер; 2 — клапан; 3 — седло; 4 — прокладка клапана; 5 — прокладка стакана; 6 — стакан; 7 — прокладка штуцера

Основным конструктивным отличием моделей насосов Р фирмы «Бош» является применение подвешенной втулки, исключающее деформацию и позволяющее применять диаметры плунжеров до 13 мм при уменьшенном межсоевом расстоянии до 35 мм. В насосах размерности Р равномерность топливоподачи регулируется прокладками в отличие от предшествующих моделей А и Б, в которых этот параметр регулировался с помощью винтовой пары.

Фирма «Моторпал» (ЧССР) в 1968 г. освоила в производстве для семейства тракторов «Зетор» мощностью от 75 до 100 л. с. малогабаритный насос размерности М (модели РР4М и РР6М) в четырех- и шестиплунжерном исполнении: расстояние между секциями 25 мм, максимальный диаметр плунжера 9 мм, масса 7 кг [35]. Секции высокого давления также выполнены подвесными, так что корпус насоса не имеет боковых люков (рис. 4.3). Регулятор частоты вращения — соосный, центробежный, всережимный с изме-

нением наклона пружины для уменьшения степени неравномерности на частичных нагрузках. Для фиксации толкателей применены ролики-сухари, вставляемые между толкателями. Аналогичная конструкция насоса в СССР разработана НЗТА и ЦНИТА под маркой 4МТНМ для дизелей Минского моторного завода. В отличие от всех зарубежных насосов размерности М насос МТНМ (рис. 4.4) имеет межсоевое расстояние 27 мм, что позволяет устанавливать плунжерные пары диаметром до 10 мм при сохранении достаточной жесткости кулачкового вала без

промежуточных опор. Применение автономных стальных вставных секций обеспечивает жесткость и герметичность корпуса при относительно малой металлоемкости (туннельная конструкция корпуса без люков) и дает возможность вынести основные регулировки насоса наружу. Применяемая смазка насоса и регулятора

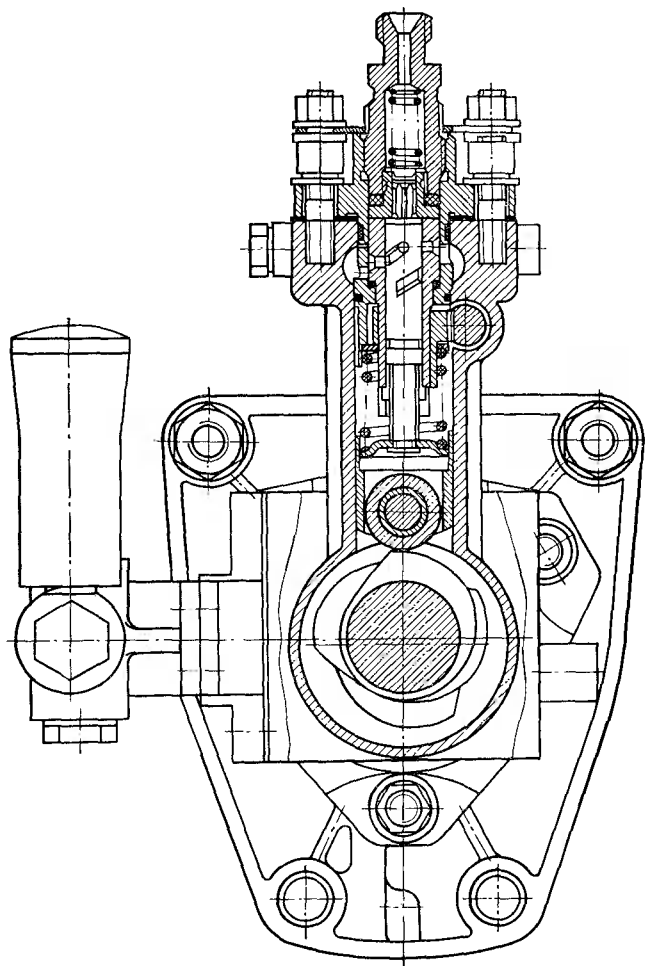


Рис. 4.4. Разрез насоса размерности М (ИЗТА—ЦНИТА)

проточным дизельным топливом охлаждает насос и снижает трудоемкость технического обслуживания. Механический регулятор выполнен всережимным, обеспечивающим оптимальные регуляторные и корректорные ветви внешней характеристики, а также выход частичных характеристик на внешнюю. Конические подшипники кулачкового вала повышают износостойкость привода. Подкачивающий насос унифицированный.

Испытания насоса 4МТНМ, в том числе и ускоренные, показали надежность конструкции при номинальных подачах до $120 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ и частоте вращения до 2600 об/мин. Из данных, представленных в табл. 4.1, следует, что эта модель по своим основным технико-экономическим показателям идентична моделям насосов этой размерности зарубежных фирм.

Зарубежные фирмы непрерывно работают над совершенствованием рядных конструкций насосов в направлении улучшения технологичности конструкции, повышения срока службы до 10 000—12 000 ч и снижения затрат на техническое обслуживание при эксплуатации.

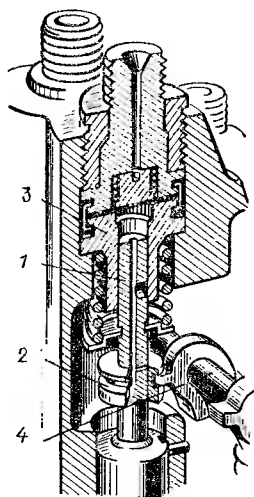


Рис. 4.5. Конструкция нагнетающего элемента с дозатором насоса фирмы «Катерпиллер»: 1 — плунжер; 2 — дозатор; 3 — втулка; 4 — поводок

Оригинальную конструкцию рядного насоса разработала фирма «Катерпиллер» (США), в которой применен специальный дозатор (рис. 4.5), перемещающийся вдоль плунжера (по типу распределительных насосов), осуществлена централизованная смазка насоса топливом для снижения трудоемкости технического обслуживания, а для повышения износостойкости отдельных сочленений применены специальные материалы и методы покрытий поверхностей. Насос оборудован ограничителем дымления, все-режимным регулятором и имеет меньшие габариты и массу, чем большинство рядных многоплунжерных насосов.

На дизелях автомобилей КамАЗ применяются многоплунжерные V-образные насосы (рис. 4.6). Каждая секция состоит из корпуса 17, втулки 16 с плунжером 11, поворотной втулки 8, нагнетательного клапана 19, прижатого штуцером 20 к втулке плунжера 16 через уплотнительную прокладку 18. Правильное положение втулки 16 относительно корпуса 17 обеспечивается штифтом 14. Втулка и плунжер составляют прецизионную пару и помещаются в корпусе 1. Плунжер приводится в движение от кулачкового вала 4 через ролик толкателя 2, ось 3 которого крепится в сухаре 6. Пружина 9 через тарелку 7 постоянно прижимает ролик 2 к кулачку. От проворота толкатель фиксируется сухарем 6, выступ которого входит в паз корпуса насоса. Регулировка начала подачи топлива производится путем установки пяты 5 определенной толщины: при установке пяты большей толщины топливо будет подаваться раньше, меньшей толщины — позже. Для изменения количества подаваемого топлива плунжер поворачивается с помощью втулки, которая штифтом связана с рейкой 15 топливного насоса. Рейки топливного насоса перемещаются в направляющих втулках. С противоположной стороны насоса

находится регулировочный винт, которым регулируют максимальную цикловую подачу топлива. Кулачковый вал вращается в роликовых подшипниках, установленных в крышках, прикрепленных к корпусу насоса 1 винтами. Осевой люфт распределительного вала устраняется подбором регулировочных прокладок.

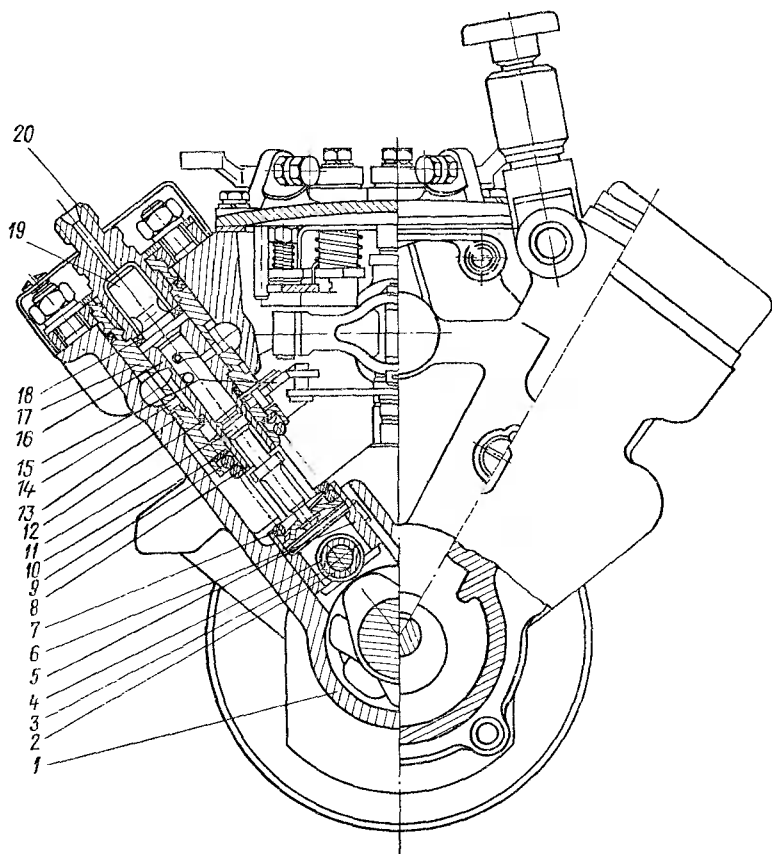


Рис. 4.6. Топливный насос высокого давления дизеля КамАЗ:

1 — корпус; 2 — ролик толкателя; 3 — ось ролика; 4 — кулачковый вал; 5 — пята толкателя; 6 — сухарь; 7 — тарелка пружины толкателя; 8 — поворотная втулка; 9 — пружина толкателя; 10 — шайба; 11 — плунжер; 12, 13 — уплотнительные кольца; 14 — установочный штифт; 15 — правая рейка; 16 — втулка плунжера; 17 — корпус секции; 18 — прокладка нагнетательного клапана; 19 — нагнетательный клапан; 20 — штуцер

Распределительные топливные насосы. Весьма перспективным представляется дальнейшее усовершенствование насосов распределительного типа. В табл. 4.2 представлены данные по отечественным и зарубежным насосам распределительного типа. При сравнении их с данными, приведенными в табл. 4.1, видно, что они имеют меньшие (в 2—3 раза) удельные габаритные и массовые показатели, чем многоплунжерные насосы.

Т а б л и ц а 4.2. Основные конструктивные показатели отечественных и зарубежных распределительных топливных насосов

Фирма, модель насоса	Число штуцеров	Макси- мальный диаметр плунже- ра, мм	Ход плунже- ра, мм	Масса, кг	Габариты, мм	Частота вращения двигателя, об/мин	Наибольшая номинальная подача, мм ³	Удельный габаритный показатель, см ³ /мм ³	Удельный массовый показатель, г/мг
ВЗТА, НД21 (СССР)	4	10	8,5	7,5	177×175×245	2800; 4000	170	45	53
ВЗТА, НД22 (СССР)	6	10	8,5	9	230×175×245	2800; 4000	170	58	64
«Американ Бош», 100	6	10	3,5	8,5	255×150×230	3500	115	77	89
«Сагма», PRS (ротор- ный)	6	9	2,65	6	217×186×140	4000	140	40	52
CAV, DPA (роторный)	6	10	2,2	5,4	253×146×110	4000	100	37	59
ЦНИТА, НДУ (СССР)	6	10			177×175×245	3000	170	—	—
ЦНИТА, НДУ (СССР)	4	10			230×175×245	4000	170	—	—

Топливные насосы отечественного унифицированного ряда НД обеспечивают требования всех отечественных современных и перспективных тракторных дизелей с числом цилиндров от двух до восьми и частотой вращения до $n_d = 3000 \div 4000$ об/мин. Насосы оборудованы всережимным регулятором и корректором обогащения подачи топлива на режимах максимального крутящего момента и пуска; они имеют ресурсы до 6000 мото-ч. Основной особенностью распределительных насосов типа НД является то, что нагнетающий элемент подобен рядному насосу: плунжер приводится в обратно-поступательное движение от кулачкового вала с цилиндрическим кулачком через роликовый толкатель. Параллельно оси плунжера расположена ось регулятора, управляющего положением дозатора на плунжере. Перемещение дозатора на плунжере определяет момент отсечки топлива, т. е. величину цикловой подачи. От вала регулятора через промежуточную шестерню плунжер приводится во вращение и распределяет топливо в момент впрыска по штуцерам (цилиндрам). Для формирования нерегуляторной характеристики имеется корректор подачи, обеспечивающий прирост цикловой подачи, т. е. крутящего момента, при уменьшении частоты вращения.

Для обеспечения многоцилиндровых дизелей (шесть цилиндров и более) параллельно первой размещается вторая секция, работающая

от своего кулачка. Вращение второго плунжера через дополнительную промежуточную шестерню осуществляется от первого плунжера, а дозатор второй секции через систему рычагов перемещается синхронно первому. Компактная конструкция насоса и жесткость корпуса допускают применение интенсивного впрыска, чем обеспечивается более экономичный рабочий процесс дизелей, меньшие дымность отработавших газов и коксование распылителя. По этим показателям насосы типа НД превосходят все известные конструкции насосов, поэтому применение их особенно эффективно на «горячих» дизелях воздушного охлаждения (Д-21, Д-37) и с турбонаддувом (СМД-60).

Аналогичные по схеме распределительные насосы выпускает фирма «Американ Бош», правда, с несколько худшими удельными показателями, чем у насосов ряда НД. Частая смена моделей распределительных насосов этой фирмой (семь моделей за 20 лет) говорит о том, что фирма еще не нашла оптимального конструктивного решения. Прогнозируемый ресурс распределительных насосов фирмы по результатам ускоренных испытаний ЦНИТА составляет 2500—3000 ч.

Непрерывно работает над совершенствованием конструкций насосов распределительного типа ведущая западногерманская фирма «Бош». В начале 60-х годов было начато серийное производство одноплунжерного насоса EP/VM с механическим регулятором, имеющим отсечку топлива в конце подачи и регулирование цикловой подачи топлива дросселированием на впуске. В дальнейшем фирма перешла на выпуск насосов модели EP/V, в которой была реализована известная схема «Сильто» с гидравлическим регулятором [35]. В последнее время фирма перешла на новую модель насоса VE, в которой, по существу, заимствована принципиальная схема насосов распределительного типа НД. Однако отличием насосов фирмы «Бош» является применение для привода плунжеров кулачковой шайбы с торцовым профилем, имеющим ряд отмеченных выше преимуществ. Дозирование топлива осуществляется его отсечкой в конце подачи с помощью золотника, перемещаемого вдоль плунжера. Насос имеет централизованную смазку топливом, всережимный (или двухрежимный) механический регулятор, гидромеханическое устройство изменения угла опережения впрыска и отдельные клапаны с объемной разгрузкой на каждый цилиндр дизеля. Разработана модель насосов с электромагнитным клапаном выключения подачи, а также вариант насоса с электронным регулятором. Одноплунжерный насос фирмы «Бош» может применяться на четырех-, шести- и восьмицилиндровых дизелях.

Для повышения точности регулирования расхода топлива наряду с нагнетательными клапанами, имеющими постоянный разгрузочный объем, могут применяться клапаны, в которых осуществляется дозирование протечки топлива. Насосы могут быть оборудованы по специальному заказу корректором характеристики

крутящего момента, автоматом ограничения подачи в зависимости от давления наддува для дизелей с турбонаддувом, а также высотным корректором. Характерной конструктивной особенностью насосов является отсутствие прецизионной опоры плунжера во втулке ниже дозатора, в отличие от конструкций насосов ИД и насосов фирмы «Американ Бош».

Некоторые преимущества по удельным показателям по сравнению с плунжерными насосами имеют роторные насосы распределительного типа. Достоинством роторной схемы насосов является

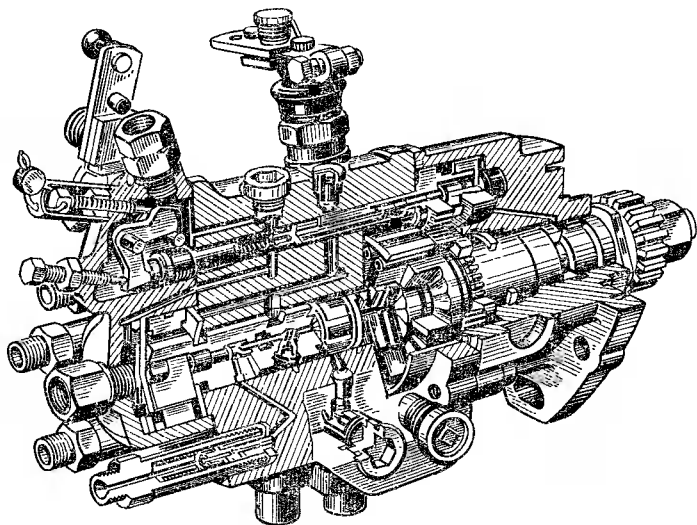


Рис. 4.7. Роторный насос DP-15 фирмы CAV

меньшее число деталей, а также разгрузка подшипниковых узлов от давления топлива, так как усилия от всех плунжеров уравновешиваются и замыкаются на кулачковой шайбе.

В нашедших широкое распространение роторных насосах типа DPA фирмы CAV реализована схема дозирования путем изменения давления на впуске и окончания подачи за счет останова плунжеров. Благодаря этому насосы DPA обладают большим сроком службы, однако имеют недостаточную стабильность показателей и не могут обеспечить форсированный впрыск топлива в цилиндр дизеля. Фирма CAV выпускает роторные насосы DPA двух моделей с механическим и гидравлическим регуляторами для дизелей с рабочим объемом цилиндра до 2 л, частотой вращения вала 4000 об/мин и цикловыми подачами от 50 до 200 мм³. В зависимости от величины цикловой подачи топлива в насос могут устанавливаться плунжеры диаметром от 5 до 10 мм. Насосы с гидравлическим регулятором имеют повышенную степень неравномерности, а подача из-за окончания ее за счет останова плунжеров завершается недостаточно интенсивно. В последнее время фирма

разработала новую усовершенствованную модель насоса *DP-15* (рис. 4.7), являющуюся усовершенствованной конструкцией насоса *DPA* [38]. Насос предназначен для дизелей с цилиндровой мощностью до 40 л. с. и числом цилиндров 4; 6 и 8 и имеет следующие отличия: точное регулирование максимальной цикловой подачи, обогащение подачи на пуске, корректирование внешней характеристики, автоматическое регулирование угла опережения с помощью муфты, корректирование подачи в зависимости от изменения вязкости и температуры топлива.

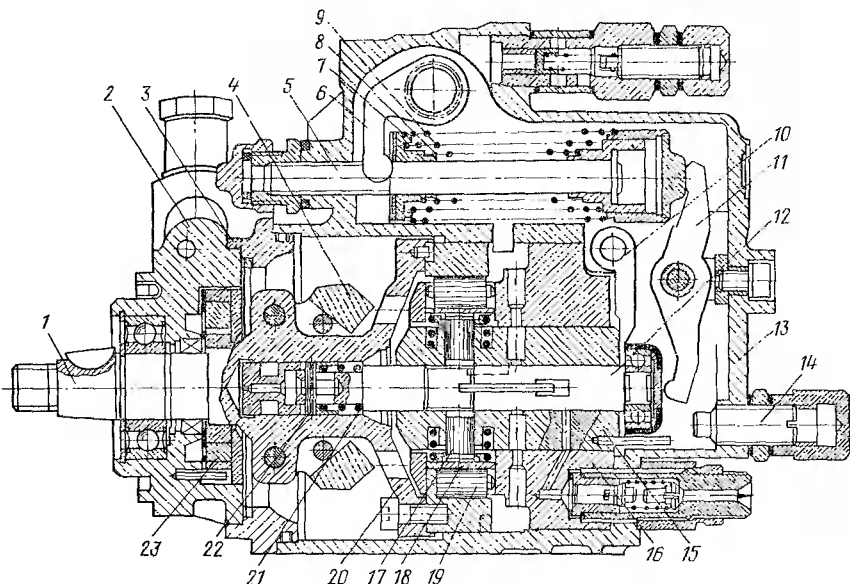


Рис. 4.8. Продольный разрез роторного насоса фирмы «Сигма»:

1 — вал; 2 — фланец; 3 — листовая пружина; 4 — груз; 5 — регулирующая рейка; 6 — внутренний рычаг ускорения; 7 — пружина высоких частот вращения; 8 — пружина избыточной подачи топлива; 9 — пружина холостого хода; 10 — рычаг остановки; 11 — коромысло; 12 — ротор; 13 — картер; 14 — упор остановки; 15 — втулка; 16 — корпус; 17 — ролик; 18 — толкатель; 19 — плунжер; 20 — кулачковая шайба; 21 — пружина автомата опережения; 22 — автомат опережения; 23 — топливоподкачивающая помпа

Для применения в автотракторных дизелях с объемным смесеобразованием следует считать перспективной также модель роторного насоса *PRS* (рис. 4.8), выпускаемого фирмой «Сигма» (Франция). В этих насосах благодаря применению отсечки топлива в начале и в конце подачи, путем выбора скорости и числа плунжеров удастся, как показали исследования, проведенные в ЦНИТА, получить довольно интенсивный впрыск топлива и высокие экономические показатели работы дизелей, подобные тем, что имеют насосы ряда НД. Роторные топливные насосы марки *PRS* выпускаются фирмой «Сигма» для 2-, 3-, 4-, 6- и 8-цилиндровых дизелей. Габариты насоса: 217×186×140 мм, масса до 6,0 кг (в зависимости от количества штуцеров). Максимальная цикловая

подача на номинальном режиме 140 мм^3 , и максимальная допускаемая частота вращения 3000 об/мин . Дозирование топлива осуществляется изменением момента отсечки в начале и в конце подачи за счет осевого перемещения ротора-распределителя, на котором под углом к его оси выполнены наполнительные и отсечные пазы. Насос имеет встроенные малогабаритный автомат изменения угла опережения и подкачивающий насос роторного типа, механический всережимный регулятор частоты вращения, автономное регулирование пусковой подачи. Смазка и охлаждение насоса осуществляется топливом.

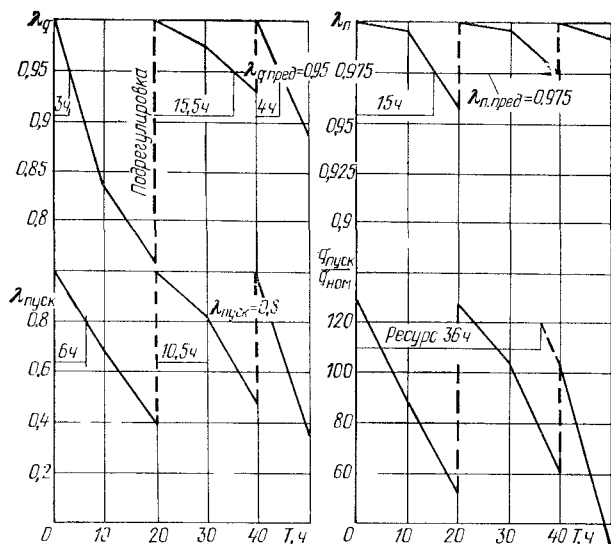


Рис. 4.9. Характеристики насоса фирмы «Сигма» по данным ускоренных испытаний (опыты ЦНИТА)

Конструктивной особенностью насоса в отличие от других моделей роторных насосов является то, что кулачковая шайба вращается, а плунжеры совершают возвратно-поступательное движение в неподвижной втулке. Насосы PRS имеют повышенную чувствительность к качеству фильтрации топлива и к угловым люфтам в приводе насоса, ибо, по данным фирмы, при увеличении углового люфта срок службы насосов резко сокращается.

Как показали ускоренные испытания насосов «Сигма», проведенные ЦНИТА, прогнозируемый моторесурс их составляет до 4000 мото-ч, периодичность подрегулировок 2000 мото-ч, а наработка на один отказ 300—450 мото-ч, что видно из рис. 4.9, на котором приведены кривые изменения параметров насоса при ускоренных испытаниях (коэффициент ускорения 100): степени изменения номинальной цикловой подачи λ_q , $\lambda_{q.пред} = 0,95$, степени изменения оборотов при начале действия регулятора $\lambda_{п.}$, $\lambda_{п. пред} =$

$= 0,975$, степени изменения пусковой подачи $\lambda_{\text{пуск}}$, $\lambda_{\text{пуск}}^{\text{пред}} = 0,8$, основного оценочного критерия $q_{\text{пуск}}/q_{\text{ном}}$ — степени запаса пусковой подачи, $(q_{\text{пуск}}/q_{\text{ном}})_{\text{пред}} = 120\%$.

Пути совершенствования топливных насосов. Проведенный анализ различных схем насосов еще раз подтверждает, что более перспективными следует признать насосы распределительного типа, которые по сравнению с многоплунжерными имеют существенно меньшие габариты и металлоемкость, могут обеспечить при рациональном рабочем цикле форсированный впрыск и выполнение всех требований существующих и перспективных дизелей. Однако значительным недостатком насосов этого типа является меньший (в 1,5—2,5 раза) моторесурс по сравнению с многоплунжерными насосами. Это и является основной причиной того, что насосы распределительного типа еще не получили широкого распространения в быстроходных дизелях. Меньшая износостойкость большинства известных конструкций насосов распределительного типа объясняется тем, что в них заимствуется рабочий процесс многоплунжерных насосов, в результате чего большая цикличность работы секции приводит к повышенным износам рабочих кромок прецизионных поверхностей, уменьшающих срок службы насоса. Указанное обстоятельство явилось основой для проведения в ЦНИТА исследований по разработке нового рабочего цикла в насосной секции, который бы позволил наряду с повышенной цикличностью ее работы обеспечить более высокую износостойкость.

Проведенный ЦНИТА анализ показал, что реализуемый в насосах распределительного типа рабочий процесс по типу насосов многоплунжерных имеет ряд существенных недостатков: рабочий ход плунжера в несколько раз больше полезного активного хода плунжера; при наличии динамической отсечки топлива, когда наполнительные окна перекрываются плунжером при поступательном движении, происходит защемление объема топлива в надплунжерном пространстве и истечение его через сужающуюся щель (см. рис. 3.7). Последнее способствует гидробразивному износу уплотняющих поверхностей втулки и плунжера. Анализ профилограмм поверхностей показывает, что износ их в зоне нагнетательных окон доходит до 6—10 мкм, а в районе отсечных элементов до 1—3 мкм, так что срок службы насоса лимитируется повышенными износами прецизионных поверхностей в районе нагнетательных отверстий. Кроме того, при перекрытии наполнительных окон плунжер,двигающийся с повышающимися скоростями, вытесняет топливо в питающую полость насоса, где возникают колебательные процессы, особенно в насосах с малыми полостями питания при работе на высоких частотных режимах, что может приводить к ухудшению стабильности наполнения. При осуществлении обычного рабочего процесса геометрическое начало подачи топлива будет зависеть от точности изготовления комплекта деталей (корпуса, толкателя, плунжера, кулачкового

вала). Для компенсации возможных отклонений в равномерности чередования углов начала подачи в многоплунжерных насосах применяется специальный подрегулирующий механизм, выполнение которого в насосах распределительного типа затруднено.

На основании анализа возможных вариантов организации рабочего процесса в насосах распределительного типа в ЦНИТА сформулирована идея создания нового цикла со статической отсечкой топлива, который имеет следующие принципиальные отличия от известных [33]: активный ход плунжера начинается непосредственно в н. м. т. с момента начала движения плунжера, для чего наполнительные окна втулки сообщаются с надплунжерным пространством соответствующими пазами плунжера в момент начала его обратного хода и закрываются во время нахождения плунжера в н. м. т. за счет вращательного движения плунжера-распределителя (см. рис. 4.10). Таким образом, отсутствует динамическая отсечка топлива и отсоединение надплунжерного пространства происходит в статике без перетекания (эффект затвора). В результате отсутствует прогрессивно-ускоряющееся перетекание топлива, размывающее отсечные кромки, а ход плунжера сокращается до 3—6 мм. Проведенные ускоренные сравнительные испытания показали, что такая организация рабочего процесса действительно позволяет в два-три раза повысить износостойкость прецизионного узла.

На рис. 4.11 приведены характеристики ускоренных (в 100 раз) испытаний НДУ (со статической отсечкой), показывающие стабильность подачи λ_q (45,5 ч) и оборотов в точке начала действия регулятора λ_n (с подрегулировками до 50 ч), а также стабильность пусковых подач $\lambda_{\text{пуск}}$ (39 ч) и $q_{\text{пуск}}/q_{\text{ном}}$ (41 ч). Как видно, надежность работы насоса достаточно велика и составляет около 5000 мото-ч, что действительно в два-три раза больше, чем у серийного насоса НД. Есть основания утверждать, что при подобном рабочем цикле вообще решается проблема долговечности плунжерной пары, так что моторесурс осваиваемых в серийном производстве насосов НДУ (разрез одного из них для шестицилиндрового дизеля показан на рис. 4.12) может быть прогнозирован на 10 000 ч. В указанных насосах также реализована одноклапанная насосная секция, обеспечивающая повышенную стойкость и равномерность подач топлива между отдельными цилиндрами.

Недостатком этой конструкции является влияние на величину подачи топлива износа пяты плунжера, что может привести к увеличению подачи в процессе эксплуатации. Поэтому дальнейшее совершенствование насосов распределительного типа достигается путем реализации нового рабочего процесса в сочетании с соосным приводом и торцовым кулачковым профилем. В этом случае существенно повышается долговечность сочленения плунжера с тарелкой, что в максимальной степени повышает надежность работы насосов распределительного типа. Исполнение же такого

привода с барабанным расположением распределительных секций даст возможность создать унифицированный ряд малогабаритных насосов для дизелей с очень большим числом цилиндров. Такими представляются пути создания перспективных топливных насосов на базе принципиальной модернизации насосов типа НД, что позволит превзойти по основным показателям лучшие мировые образцы.

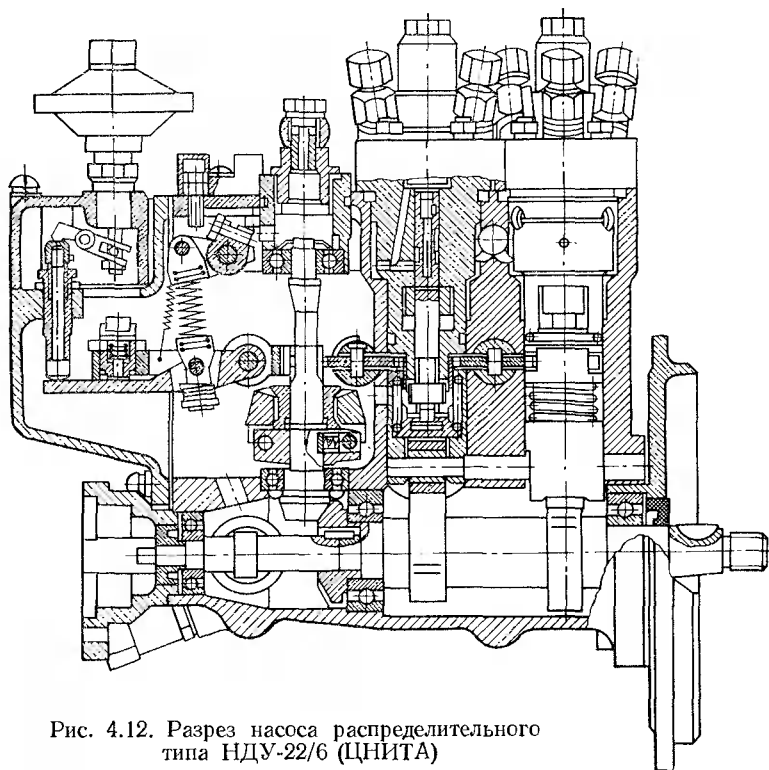


Рис. 4.12. Разрез насоса распределительного типа НДУ-22/6 (ЦНИТА)

Анализируя тенденции развития конструкций систем впрыска топлива, следует отметить перспективность систем с электромагнитно-управляемыми форсунками, электронным регулятором и вычислительным устройством, которые позволят выполнить самонастраивающуюся топливную систему по заданному параметру в зависимости от режимов работы дизеля, условий окружающей среды и типа топлива. Однако на пути реализации такого рода систем необходимо преодолеть серьезные трудности, в первую очередь в связи со сложностью создания надежно работающей быстродействующей электромагнитно-управляемой форсунки.

14. ВЯЗКОСТНЫЙ КОРРЕКТОР

При переходе с одного вида топлива на другой изменение мощности дизеля при работе по внешней характеристике достигает 15—25%. Для стабилизации характеристик применяют автоматические вязкостные корректоры, обеспечивающие постоянство массовой цикловой подачи топлива при переходе с дизельного топлива на бензин, керосин или их смеси. Коррекция осуществляется за счет перемещения упора рейки топливного насоса.

Применение вязкостных корректоров основано на существовании корреляционной зависимости плотности топлива от вязкости. Топливо последовательно пропускается через два дросселирующих элемента, имеющих различные гидравлические характеристики. Давление в полости между дросселями изменяется в зависимости от вязкости протекающего топлива и преобразуется в усилие, перемещающее упор рейки.

На рис. 4.13 представлена принципиальная схема вязкостного корректора конструкции ЦНИТА. Для стабилизации характеристик при изменении давления в топливной системе на входе в корректор установлен клапан 1. В качестве элемента, чувствительного к изменению вязкости, используется дроссель в виде концентрической щели, в которой обеспечивается ламинарный режим течения топлива. В другом дросселирующем элементе, выполненном в виде отверстия в тонкой пластинке 7 с регулирующей иглой, обеспечивается турбулентный режим течения в области автомодельности. Изменение давления топлива в междроссельной полости 6 вызывает перемещение поршня 3, связанного с клиновым механизмом 4 и узлом регулирования упора рейки топливного насоса 5. Давление топлива в междроссельной полости над поршнем уравнивается усилием пружины. Топливо для корректора отбирается из системы подачи топлива после фильтра тонкой очистки и проходит последовательно через клапан постоянного перепада, концентрическую щель, междроссельную полость, дроссель с регулирующей иглой и далее сливается в бак.

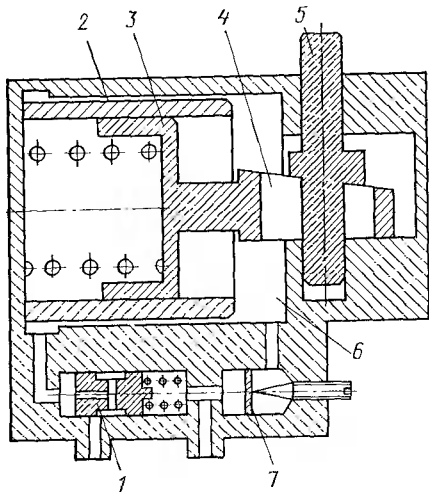


Рис. 4.13. Схема вязкостного корректора ЦНИТА:

1 — клапан; 2 — концентрическая щель; 3 — поршень; 4 — клиновой механизм; 5 — регулятор упора рейки; 6 — междроссельная полость; 7 — отверстие с иглой

При переходе на менее вязкое топливо (или при повышении температуры топлива) давление в междроссельной полости

возрастает, поршень, сжимая пружину, перемещает клиновой механизм и упор рейки топливного насоса в положение увеличенной цикловой подачи соответственно с изменением вязкости.

Основные технические характеристики корректора ЦНИТА следующие:

Давление топлива на входе, кгс/см ²	2,7—4,5
Максимальное перемещение упора рейки, мм	1,5
Рабочий диапазон температур топлива, °С	20—60
Вязкость топлива, сСт	2—0,5
Максимальный расход топлива через корректор, л/ч	18

15. ФОРСУНКИ

За последнее время развитие отечественного автотракторного дизелестроения идет по пути применения более экономичного процесса с непосредственным впрыском топлива, поэтому резко нарастают масштабы производства закрытых форсунок с многодырчатыми распылителями, которые выпускаются Алтайским моторным, Вильнюсским, Чугуевским, Ногинским и Ярославскими заводами топливной аппаратуры.

Основные конструктивно-регулирующие характеристики отечественных форсунок автотракторных дизелей даны в табл. 4.3, а их общий вид — на рис. 4.14.

Т а б л и ц а 4.3. Основные конструктивные параметры отечественных закрытых форсунок с многодырчатыми распылителями

Марка форсунки; завод-изготовитель	Диаметр, мм			Максималь- ный ход иг- лы, мм	Давление отрыва иглы, кгс/см ²	Дизели (объект при- менения)
	гайки рас- пылителя	иглы	канала в но- сике распы- лителя			
6Т2 (АМЗ)	25	2,6	1,2	0,27 ^{+0,07}	170 ⁺⁵	Дизели ВТЗ
ЯМЗ («Автодизель»)	24	3,0	1,2	0,28 ^{+0,07}	170 ⁺⁵	ЯМЗ0236 и ЯМЗ-236Н
6А1 (АМЗ)	24	3,0	1,2	0,31— 0,04 ^{+0,03}	150 ⁺⁵	Дизели АМЗ
ФД-22 (ВЗТА, ЧЗТА НЗТА)	22	3,0	1,2	0,23 ^{+0,07}	170 ⁺⁵	Семейство СМЛ, ММЗ, РМЗ
КамАЗ (ЯЗДА)	24,6	3,0	1,2	0,2—0,25	210 ⁺⁵	

В табл. 4.3 приведены следующие основные конструктивные параметры форсунок с многодырчатыми распылителями: диаметр гайки распылителя d_r , опорный диаметр иглы $d_{оп}$, максимальный ход иглы h_n^{max} , диаметр канала в носике распылителя $d_{ск}$ и давление отрыва иглы $p_{ф.о}$. Анализ усовершенствования конструкций

форсунок показывает следующие тенденции в изменении основных конструктивных размеров: уменьшение диаметра гайки распылителя, снижение величины максимального подъема иглы распылителя и повышение давления отрыва иглы [34].

Унифицированная форсунка ФД-22 является базовой моделью для применения на всех отечественных тракторных дизелях и в дальнейшем должна заменить форсунки 6Т2 и 6А1. Главное преимущество форсунки ФД-22 — это меньший посадочный диаметр d_r , позволяющий лучше компоновать головку дизеля.

Наиболее ответственным элементом форсунок является распылитель. В отечественных форсунках в настоящее время применяются распылители с диаметром иглы 6 мм. Длина цилиндрической направляющей части обычно составляет 3—3,5 диаметра иглы. Требования к прецизионным элементам распылителя определены ГОСТ 9928—71. Следует отметить, что из-за большей длины уплотняющей поверхности в распылителе по сравнению с плунжерной парой увеличение зазора в сопряжении меньше влияет на параметры процесса топливоподачи. В то же время некоторое увеличение зазора уменьшает чувствительность распылителя к деформациям, возникающим при монтаже распылителя на форсунке и при закреплении форсунки на головке двигателя, что способствует повышению его надежности. В распылителях отечественного производства величина зазора составляет обычно 0,0025—0,005 мм; дальнейшее увеличение зазора может привести к нарушению центровки иглы.

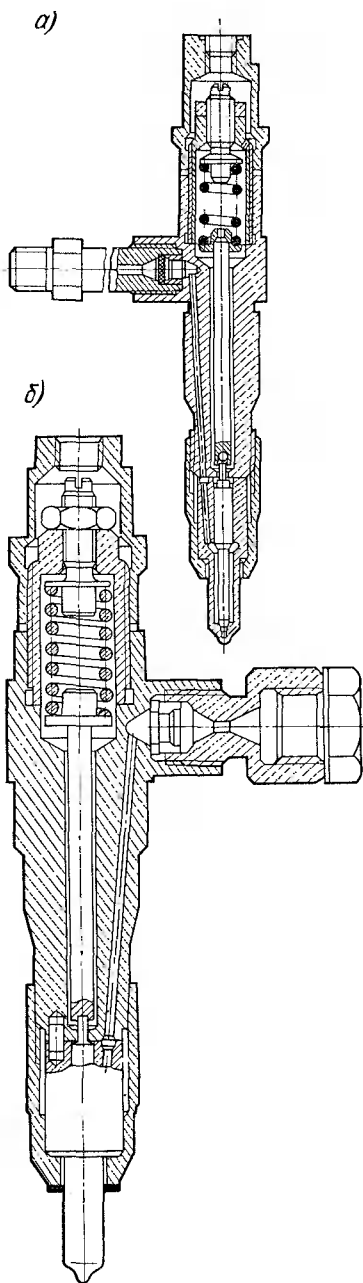
Основными мероприятиями, уменьшающими деформацию корпуса распылителя, являются следующие: уменьшение жесткости гайки с целью компенсации неточности изготовления; ужесточение допуска на перпендикулярность опорного торца гайки оси резьбы (не более 0,04 мм) и исключение контакта гайки с корпусом распылителя по галтели в месте перехода носика корпуса в утолщенную часть корпуса распылителя; регламентация момента затяжки гайки распылителя, уменьшение распада углов уплотняющих конусов иглы и корпуса распылителя.

Важным параметром распылителя является его гидравлическая характеристика, определяющая зависимость между расходом топлива и перепадом давления, или же зависимость суммарного эффективного сечения распылителя $\mu_r f_c$ от перемещения иглы h_d . Характеристики распылителей закрытых многодырчатых форсунок имеют два характерных участка: начальный, где проходное сечение и соответственно пропускная способность сильно зависят от величины подъема иглы, и основной, где пропускная способность определяется площадью сопловых отверстий распылителя (рис. 4.15). Расположение этих участков по ходу иглы распылителя определяется конкретной величиной суммарной площади распыливающих отверстий. Увеличение пропускной способности форсунок при заданном подъеме иглы (или уменьшение допустимого подъема иглы при данном расходе) может быть

достигнуто за счет увеличения диаметра центрального канала в носике распылителя. Однако при этом, как правило, увеличивается объем под иглой распылителя, что ведет к ухудшению экономичности на частичных нагрузках, повышению токсичности отработавших газов и интенсификации закоксовывания распылителей. Поэтому более целесообразным является другой путь увеличения пропускной способности распылителей, а именно: введение дополнительного конуса на игле. Оптимальные значения диаметра и числа распыливающих отверстий распылителя в настоящее время определяются при создании дизеля в ходе экспериментально-доводочных работ.

Основным дефектом форсунок в эксплуатации является нагарообразование в распылителях и, как следствие, уменьшение сечений из-за отложения на стенках каналов продуктов разложения и окисления топлива. При нагарообразовании возрастает неравномерность подачи топлива по сопловым отверстиям, изменяется характеристика впрыска, появляются дополнительные впрыски и т. д., что приводит к ухудшению всех показателей двигателя.

Отложения в распылителе представляют собой лаковые пленки, смолистые вещества, а также кокс как результат сложных физико-химических процессов, происходящих в топливе под влиянием высоких температур. Экспериментальными исследованиями установлено, что на интенсивность нагарообразования наиболее существенное влияние оказывают следующие факторы: температура топлива, род топлива, проникновение в распылитель горячих газов из цилиндра двигателя, протекание конечной фазы подачи



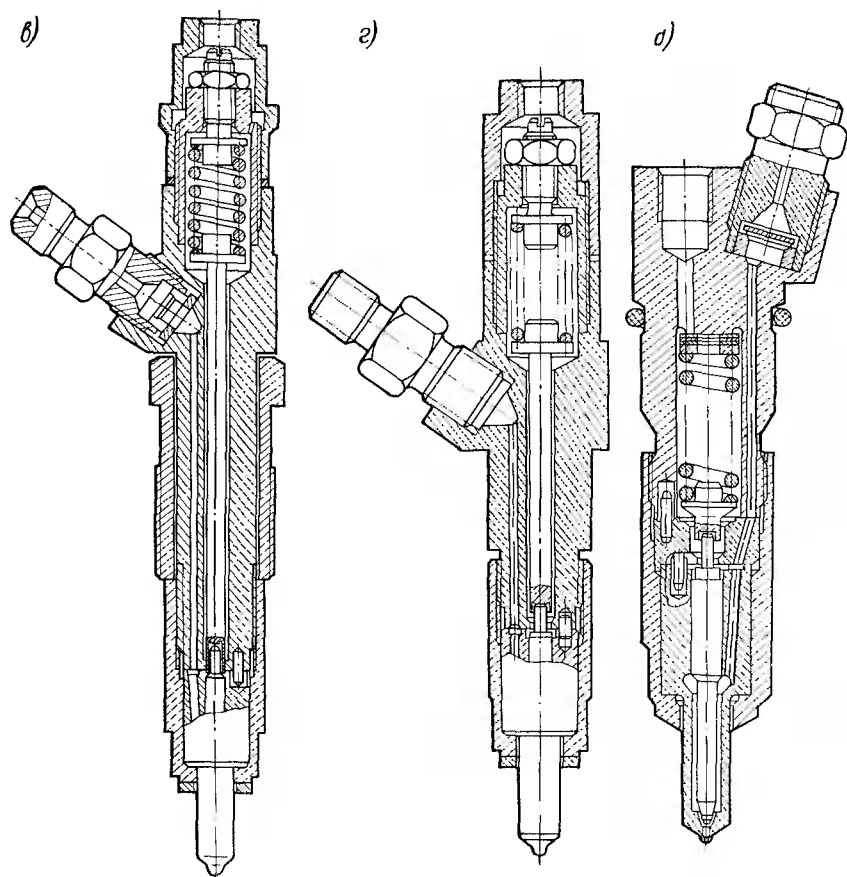


Рис. 4.14. Конструкции отечественных бесштифтовых форсунок: а — ЯМЗ; б — 6А1; в — 6Т2; г — ФД-22; д — КамАЗ

(резкость отсечки), дополнительные впрыски и подтекание топлива.

Устранение этих факторов достигается соответствующим выбором конструктивных параметров системы топливоподачи и качеством изготовления распылителей.

В определенных условиях при повышении температуры и при контакте с воздухом в дизельном топливе могут происходить окислительные процессы. Так, низкой стабильностью обладают ненасыщенные соединения, которые под влиянием температуры в присутствии металла быстро окисляются и полимеризуются с образованием смолистых веществ. Также легко окисляются с образованием смолистых веществ некоторые из находящихся в топливе сернистых соединений. Особенно большое количество отложений

образуется при использовании дизельного топлива, содержащего продукты крекинга.

В результате исследований отложений смол на иглах распылителей для разных топлив в зависимости от температуры установлено, что с ростом температуры интенсивность отложения смол увеличивается, причем отложения смол при температурах до 190° С инициируют сернистые соединения, а при более высоких температурах вследствие крекинга — углеводороды. Эти факторы определяют протекание зависимостей интенсивности смолообразования от температуры для различных топлив: чем больше в топливе сернистых соединений (особенно меркаптанов), тем интенсивнее развивается процесс осмоления при температурах до 190° С.

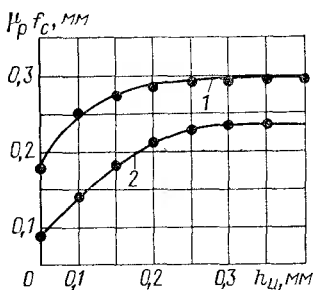


Рис. 4.15. Гидравлическая характеристика распылителя форсунки ФД-22:

1 — дизель СМД-60; 2 — дизель Д-240

Термическая стабильность топлив повышается в результате применения при переработке гидроочистки, поскольку при этом все непредельные соединения гидрируются до предельных, а сернистые соединения удаляются.

Бензины, содержащие продукты термического и каталитического крекинга, имеют худшую термическую стабильность, при их использовании надежность распылителей снижается по сравнению с надежностью работы распылителей на дизельном топливе.

У большинства дизелей интенсивность закоксовывания распылителей возрастает, если температура наружного торца распылителя превышает 180—210° С, температурный режим распылителя должен быть обеспечен специальными конструктивными мероприятиями. Для наиболее форсированных дизелей применяют охлаждаемые распылители.

В работе [23] приведены результаты исследования влияния различных металлов на процесс образования лаковых отложений при подаче на пластины топлива с температурой 210° С. В соответствии с порядком убывания интенсивности нагарообразования исследуемые материалы располагаются в следующей последовательности: ШХ15, 25Х5МА, ХВГ. При нагреве пластин в топливе той же температуры интенсивность лакообразования резко упала. Действительно, без доступа воздуха образование лака на поверхности металла происходит только за счет кислородосодержащих соединений в топливе и растворенного в нем воздуха.

Таким образом, проблема уменьшения закоксовываемости распылителей является комплексной. Она может быть успешно решена в каждом отдельном случае только при проведении совместных мероприятий, направленных на совершенствование про-

цесса топливоподачи и на обеспечение требуемого температурного режима распылителя в зависимости от применяемых материалов и используемых топлив.

Физико-химическая природа коксования распылителя еще не вскрыта, хотя существуют разные точки зрения.

В ЦНИТА [11] высказано предположение, что причиной коксования является кавитация топливной струи в носке распылителя, позволяющая проникать через сопловые отверстия в распылитель горячим газам из камеры сгорания. Проникновение газов в полость распылителя сопровождается нагреванием, разложением топлива и отложением продуктов крекинга на стенках. Эта гипотеза была проверена на прозрачной модели распылителя. Однако она неполностью расшифровывает механизм коксования распылителя и объясняет его ускоренный характер лишь после определенного критического момента.

Из опытов известно, что коксование всегда сопровождается завышением иглы, а иногда и ее «залипанием», поэтому возможен следующий механизм коксования распылителя в зависимости от температурного режима его работы, условий охлаждения, рода топлива, конструктивных параметров, а также условий монтажа распылителя в форсунке и форсунки в головке цилиндров.

По мере продвижения топлива от бака к распылителю его температура неуклонно возрастает. Наиболее резко возрастает температура топлива в пограничных слоях распылителя. Если температура в распылителе достигает более 250°C , то это приведет к большим скоростям химических превращений, конечными продуктами которых могут быть различные смолистые вещества, осаждающиеся на поверхностях, так как с повышением температуры по экспоненциальному закону ускоряются химические реакции разложения топлива.

Наиболее опасны отложения продуктов крекинга и полимеризации на выступающей части иглы распылителя, так как постепенное накопление отложений приведет к исчезновению зазора в прецизионной паре при поднятой игле. Однако вероятность такого процесса при работе дизеля все же невелика, так как топливо в распылителе находится очень короткое время и даже если нагревается, то не будет времени для развития реакции до появления первичных продуктов разложения.

Коренным образом меняется обстановка при остановке дизеля, когда прекращается подача топлива, а распылитель, хотя и перестает нагреваться от пламенных газов, имеет достаточно высокий уровень температур с тем, чтобы быстро прогреть топливо, находящееся в нижней части распылителя. Поскольку масса топлива невелика, прогрев происходит быстро, за несколько секунд; охлаждение же его происходит медленно, так что при отсутствии специальных охлаждающих мер топливо в течение 5—10 мин имеет высокую температуру. В этот период в пограничных слоях за счет термического и каталитического

воздействия металлов развивается химическая реакция, приводящая к отложению углеводородных пленок на поверхностях распылителя. Отложение пленок на неподвижных деталях до поры до времени не оказывает влияния на работу распылителя, а отложение на выступающей части иглы чревато последствием: после нескольких сотен остановок отложения могут достигнуть толщины, соизмеримой с зазором между иглой и корпусом распылителя. Исчезновение зазора вызывает замедленную посадку иглы. Когда задержка посадки иглы достигнет того момента, что падение давления топлива произойдет ранее, это позволит раскаленным газам прорываться внутрь распылителя и перегревать его и топливо. Поскольку процесс перегрева и нарастания отложений имеет прогрессирующий характер, то начало зависания иглы соответствует началу процесса ускоренного коксования распылителя, так как систематический прорыв газов из цилиндра внутрь распылителя будет способствовать росту температур, зависанию иглы и коксованию сопловых отверстий.

Изложенная гипотеза не исчерпывает все механизмы коксования распылителя, однако она согласуется с известными экспериментальными данными о характере влияния отдельных факторов на процесс коксования и применяемыми мерами борьбы с этим явлением. В частности, за рубежом в последнее время появились распылители с независимым охлаждением корпуса и термоизолирующими покрытиями носика распылителя. Можно предполагать в связи с изложенным, что в ближайшее время такие распылители получат широкое применение и в автотракторных дизелях с высоким наддувом.

ГЛАВА 5. ПРОЦЕССЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

16. АНАЛИЗ ТЕОРИЙ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

При анализе процесса сгорания в дизеле необходимо учитывать ряд обстоятельств.

Во-первых, химические процессы в условиях камеры сгорания дизеля вследствие высоких температур в конце сжатия и малого времени, отведенного для химических реакций, могут развиваться только в газовой фазе, поэтому химическому превращению обязательно должно предшествовать испарение топлива и смешение его с воздухом.

Во-вторых, скорость химической реакции определяется в основном двумя параметрами — температурой T и концентрацией c компонентов в газовой фазе, поэтому точное знание одновременно обоих параметров для каждой точки пространства, где имеется горючая смесь, является неперенным условием. В условиях дизеля эти параметры меняются в очень широком диапазоне зна-

чений, так что определение комплекса полей концентраций и температур в заряде — задача сложная, но обязательная.

В-третьих, процесс сгорания в дизеле кратковремен и нестационарен; он принципиально отличается от капельного горения в топках и камерах, где процессы непрерывны и стационарны. Поэтому использование положений стационарного горения, принятых в теории газовых турбин, реактивных двигателей, топочных устройств применительно к циклическим условиям сгорания в дизеле недопустимо, хотя и имеет место (приложение диффузионной, капельной, микродиффузионной теорий).

В-четвертых, химические превращения в камерах сгорания объемного типа могут развиваться лишь в объеме топливного факела, где имеются условия для химических реакций, так как есть топливо в различных соотношениях с воздухом; поэтому первой задачей теории сгорания в дизеле является познание «анатомии» топливного факела.

В-пятых, дизельный топливный факел нестационарен, ибо имеет циклический характер — зарождается и развивается весь период впрыска при переменном давлении подачи, так что начальной задачей расшифровки процесса в дизеле является установление закономерностей динамики развития топливного факела, т. е. его геометрических размеров и физической структуры.

В-шестых, дизельный топливный факел отличается тем, что топливо распыливается на мельчайшие частицы, впрыскиваемые с большими скоростями, определяемыми перепадом давлений в распылителе, но с малой дальностью.

Обобщая изложенные особенности процесса сгорания распыленного топлива в дизельном цикле необходимо однозначно принять, что теория процессов воспламенения и горения в дизеле должна базироваться на расшифровке закономерностей всего комплекса процессов смесеобразования, включающих в себя топливоподачу, впрыск в воздушную среду, распыление на мельчайшие частицы, совместное движение их в виде топливного факела, нагрев, испарение топлива и перемешивание его паров с воздухом. Последовательная расшифровка этих процессов путем создания объективной модели явления — единственный путь к пониманию химических превращений на базе постигнутых химико-физических законов.

Между тем, все отечественные и зарубежные теории сгорания в дизеле обходили эти насущные вопросы, не отражая тем самым главной сущности дизельного процесса. Эти получившие известность теории базировались на трех основных допущениях и формировались в три этапа.

Начальным и поэтому наиболее абстрактным методом построения теории сгорания в дизеле было отыскание математической зависимости и эмпирических коэффициентов, удачно описывающих линию сгорания индикаторной диаграммы, но не базирующихся на ясных физических представлениях. Наиболее известна

формализация процесса сгорания, выполненная И. И. Вибе, воспользовавшегося экспоненциальной закономерностью для связи скорости сгорания со временем процесса. Однако очевидно, что для столь сложного процесса это всего лишь аппроксимация экспериментальных кривых с подбором эмпирических коэффициентов. В дальнейшем подобная аппроксимация возможно найдёт применение в теории дизелей, но при этом должны быть выполнены два условия: аналитическая аппроксимация допустима только в отношении элементарного процесса, подчиняющегося

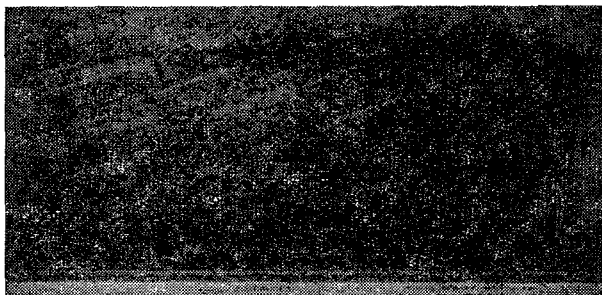


Рис. 5.1. Щелевая регистрация факела при стационарном впрыске в атмосферу

определенной закономерности, когда основополагающая математическая зависимость не найдена; эмпирические коэффициенты должны иметь конкретный физический смысл и возможность опытного определения.

Вторым методом расшифровки сгорания в дизеле было использование закономерностей горения в стационарных горелках, топках, камерах, основанных на горении единичных капель. В стационарных условиях капли достигают, практически не испаряясь, фронта пламени, чему способствуют невысокие температуры и давления в предпламенной зоне. Попадая в зону горения, капли топлива нагреваются и испаряются от контакта с пламенными газами и радиации, поэтому модель капельного горения приемлема для стационарного случая, поскольку относительное движение воздуха и частиц топлива невелико. В подтверждение этого на рис. 5.1 приведена щелевая регистрация распространения частиц топливного факела при стационарном впрыске в среду комнатной температуры без противодавления. Если проанализировать фоторегистрацию, то можно отметить, что наклоны треков (определяющие скорости продвижения отдельных частиц) практически одинаковы, постоянны и определяют высокие скорости движения. Это является доказательством того, что в таких усло-

виях частицы топлива далеко проникают без торможения и теплообмена.

Однако перенос этих представлений на рабочий процесс дизеля невозможен, ибо на порядок различны противодействие и температура среды, определяющие дальность и мелкость распыливания (противодавление создает повышенное сопротивление, а температура способствует уменьшению массы частицы за счет испарения). Все это подтверждается тем фактом, что щелевая регистрация дизельного топливного факела отличается от предыдущей. Как видно из рис. 5.2, скорости продвижения фронта факела и частиц в факеле существенно различаются: скорость продвижения фронта постепенно уменьшается, так что частицы постоянно догоняют и «вливаются» в него, в результате чего внутри факела по окончании впрыска не должно остаться капле — все они сконцентрируются в головной части. Кинорегистрации горения в дизеле однозначно показывают, что процесс горения имеет объемный характер — лишь изредка заметны отдельные горящие капли, не определяющие общего характера процесса. Есть много экспериментальных данных, указывающих на предшествующее горению испарение топлива, все это убедительно говорит о недопустимости применения к условиям дизеля капельной теории воспламенения и горения топлива, хотя анализ «капельных теорий» может быть полезным. Поучительны гипотезы воспламенения Дрейхаупта и А. И. Толстого [25], рассматривающие условия самовоспламенения в прилегающих к капле слоях паровоздушной смеси переменной концентрации и температуры. В основу расчета положены уравнения тепломассообмена капли со средой и диффузии топливных паров при шаровой симметрии как основные характеристики смесеобразования.

Принципиально по-иному трактуется процесс смесеобразования в объемной модели топливного факела, получившей распространение в дизельной литературе. Предполагается, что топливо, впрыскиваемое с большими скоростями в камеру сгорания, распадается на бесчисленное количество частиц размером 10—20 мкм. Более мелкие частицы «отжимаются» к периферии факела, а в ядре концентрируются более крупные, имеющие максимальную дальность. По мере продвижения частицы (объединенные в топливный факел) контактируют с воздушной средой и постепенно тормозятся, нагреваются и частично или полностью испаряются. За летящими каплями остаются шлейфы топливных паров, из которых формируется облако топливовоздушной смеси.

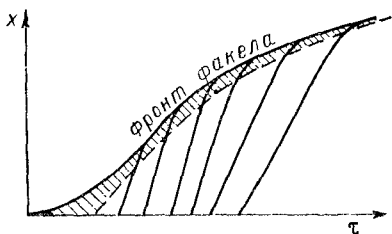


Рис. 5.2. Схема щелевой регистрации распространения топливного факела при переменном давлении впрыска

Частицы на периферии по мере своего движения испаряются полностью, а в ядре факела, видимо, испаряются лишь частично, поэтому могут быть даже в фазе горения еще в жидком состоянии. Следовательно, процесс смесеобразования в дизеле рассматривается как процесс нагрева и испарения единичных капель, размеры которых подчинены закону распределения диаметров капль d_k по формуле

$$\Omega = e^{-(d_k/d_{ке})^n}, \quad (5.1)$$

где Ω — объемная или массовая доля капль, размер которых больше d_k , $d_{ке}$ — характеристический диаметр, при котором $\Omega = 1/e$; n — характеристика распределения, определяющая равномерность распыливания топлива в факеле (по опытным данным $n = 2 \div 4$).

При расчете испарения обычно используется закон Срезневского, выражающий изменение диаметра капль d_k по времени τ за счет испарения,

$$d_{k0}^2 - d_k^2 = k\tau, \quad (5.2)$$

где d_{k0} — начальный диаметр капли, а k — эмпирический коэффициент, определяющий скорость испарения.

Рядом исследователей [39, 30] было высказано предположение, что именно испарение является лимитирующим фактором в рабочем цикле дизеля, поэтому расчету испарения было уделено особое внимание. Основательный анализ процесса испарения в условиях дизеля выполнен Д. Н. Вырубовым [7], предложившим метод расчета испарения капли топлива в условиях дизеля. В основу расчета положена схема мгновенного нагрева поверхностного слоя капли до температуры равновесного испарения с последующим изотермическим испарением ядра топливной капли по закону Срезневского (5.2). Количество же испаренного топлива в факеле определялось суммированием испарения отдельных капль, размеры которых подчинены закону распределения, см. формулу (5.1).

Однако имеется много экспериментальных данных, необъяснимых объемной моделью топливного факела: различие в кривых затухания скорости фронта факела и отдельных капль, иллюстрируемое на рис. 5.3, когда скорость капль затухает за 0,1—0,2 мс, а фронта факела за $\sim 1,5$ мс (период впрыска); разница в скоростях головных частиц во фронте факела и последующих в шлейфе; остановка продвижения фронта факела по окончании впрыска; концентрация неиспарившихся капль в голове факела; прекращение испарения в факеле сразу при достижении фронтом факела стенки и т. д.

В зональной модели дизельного топливного факела [25] постулируется развитие процессов тепломассообмена и торможения частиц только в передней (фронтальной) зоне факела, что

дает объяснение всем опытным фактам. Эта физическая модель, подробно рассматриваемая ниже, позволяет подойти к построению обобщенной теории смесеобразования. Она включает в себя расчет скорости распространения фронта факела и движения частиц, тепло- и массообмена между воздушной средой и частицами топлива, смешения паров топлива с воздухом и температурного и концентрационного полей в объеме факела. Фактически задача сводится к построению кривой смесеобразования, показывающей изменение по времени доли испаренного топлива, находящейся в пределах воспламенения.

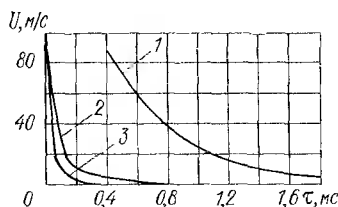


Рис. 5.3. Сопоставление кривых затухания скоростей U фронта факела (1) и единичных капель диаметром 20 мкм (2) и 10 мкм (3)

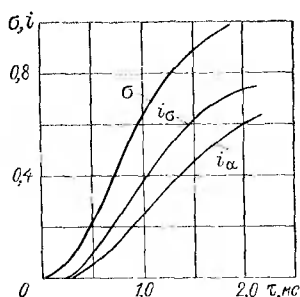


Рис. 5.4. Интегральные характеристики топливоподачи σ , испарения i_σ и смесеобразования i_α

На рис. 5.4. показана кривая $i_\sigma = G_n/G_T$, иллюстрирующая изменение доли испаренного топлива G_n от впрыснутого в данный момент количества G_T . Там же приведена кривая $i_\alpha = G_{n\alpha}/G_T$, показывающая долю паров топлива в пределах концентраций от α_n до α_v , характеризующих пределы воспламенения (или распространения пламени) в богатых (нижний предел) и бедных (верхний) смесях. Приведена кривая топливоподачи $G = G_T/G_n$ (закон впрыска), показывающая долю впрыснутого по времени топлива (от цикловой подачи G_n). Расчет i_α и температурно-концентрационных характеристик в заряде является целью теории смесеобразования. Отправным моментом изложенной схемы является определение характеристики впрыска топлива — давления впрыска, определяющего скорость и мелкость капель, а следовательно, и всю структуру факела.

17. ВПРЫСК ТОПЛИВА В КАМЕРУ СГОРАНИЯ

Впрыск топлива должен осуществляться в определенные фазы рабочего цикла и строго по заданному закону, иметь очень малую длительность и направлять топливо в определенные области камеры сгорания.

Динамика подачи топлива достаточно полно оценивается так называемой характеристикой впрыска топлива в дифференциальной или интегральной формах (рис. 5.5): первая характеризует скорость поступления топлива в камеру сгорания, а вторая — долю впрыснутого топлива. Оценочным критерием впрыска также является продолжительность впрыска $\tau_{\text{впр}}$, показывающая время (в градусах поворота коленчатого вала), в течение которого топливо поступает в цилиндр.

Важным параметром топливоподачи является характеристика давления впрыска, определяющая мелкость распыливания топлива, скорость распространения и даль-

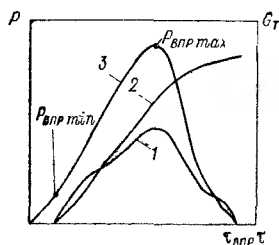


Рис. 5.5. Характеристики впрыска топлива:

- 1 — дифференциальная $\frac{d\sigma}{d\tau}$;
2 — интегральная σ ; 3 —
давления впрыска $p_{\text{впр}}$

нобойность факела. Мелкость распыливания обуславливает интенсивность процессов тепломассообмена внутри факела (микросмешение), а параметры топливного факела — охват топливом объема камеры сгорания, вовлечение воздуха в теплофизические процессы (макросмешение) и вероятность возникновения пристеночного смесеобразования, когда какая-то доля топлива оседает на стенках камеры сгорания.

Среди характерных точек кривой давления впрыска следует отметить: максимальное давление $p_{\text{впр max}}$, давление начала впрыска $p_{\text{впр min}}$, длительность впрыска $\tau_{\text{впр}}$ и время достижения максимального давления $\tau'_{\text{впр}}$.

Вторым важным параметром, определяющим качество смесеобразования, т. е. угол раствора топливного факела и его дальность (макросмешение) и мелкость распыливания (микросмешение), являются размеры сопловых отверстий: диаметр d_c и соотношение его с длиной соплового канала l_c/d_c , что также должно учитываться при анализе развития факела распыливания и его структуры.

Первой задачей расчета топливоподачи является определение суммарного количества топлива, подаваемого в цилиндр дизеля за цикл и его распределение во времени. При этом исходными данными являются конструктивные параметры топливной аппаратуры и физические свойства топлива. Задача может решаться и в обратном направлении, если требуется определить по заданному закону впрыска параметры топливной аппаратуры.

При разработке математической модели впрыска топлива в дизелях используются обычно три вида уравнений.

1. Уравнение для расчета давлений в пространствах, заполненных топливом, для чего используются уравнения нестационарного движения жидкости в частных производных.

Для одномерного адиабатического течения невязкой жидкости эти уравнения имеют следующий вид:

уравнение неразрывности

$$\partial \rho / \partial \tau + \rho \partial U / \partial x + U \partial \rho / \partial x = 0;$$

уравнение количества движения в форме Эйлера

$$\partial U / \partial \tau + U \partial U / \partial x + 1/\rho \partial p / \partial x = 0.$$

В практике расчетов эти уравнения упрощаются путем линеаризации, полагая изменение плотности ρ малым, так что из обоих уравнений исключают нелинейные члены $U \partial U / \partial x$ и $U \partial \rho / \partial x$.

2. Уравнение объемного расхода топлива через дроссель

$$Q = \mu f \sqrt{(2/\rho) \Delta p}, \quad (5.3)$$

где μ — коэффициент расхода.

3. В качестве третьего уравнения используется дифференциальное уравнение движения подвижных элементов — нагнетательного клапана и иглы распылителя.

На основе этих уравнений разработано множество способов расчета топливоподачи, позволяющих найти параметры впрыска, необходимые для анализа процессов смесеобразования и сгорания в дизеле.

18. РАСПЫЛИВАНИЕ ТОПЛИВА

Для обеспечения быстрого и полного сгорания жидкого топлива необходимо в процессе впрыска топлива обеспечить максимальное увеличение поверхности контакта жидкости с воздухом для интенсивного тепломассообмена и наибольший объем, охваченный факелом, для более полного использования воздуха. Чаще всего это достигается распыливанием жидких струй на капли механическим или пневматическим способом, хотя разработан метод пленочного смесеобразования, заслуживающий специального рассмотрения.

При механическом способе распыливание происходит за счет энергии струи впрыскиваемой жидкости. При пневматическом распыливании диспергирование жидкости определяется в основном энергией сжатого газа (пара). В быстроходных дизелях распространение получили только форсунки с механическим распыливанием, в котором различают три формы распада: распад при осесимметричных колебаниях струи, при которых не происходит ее деформация; распад при волнообразных колебаниях оси струи; распыливание.

Экспериментальными исследованиями установлено, что истекающие из сопловых отверстий струи пульсируют, причем характер пульсаций зависит от геометрии сопла, физических свойств жидкости и газовой среды и их относительной скорости. При некоторых условиях эти пульсации приводят струю к распаду. При этом экспериментально определены факторы, влияющие на длину сплошной части (до распада) струи: чем больше диаметр

соплового отверстия, тем длиннее сплошной участок; скорость истечения также оказывает сильное влияние на длину нераспавшейся части струи; причем эта зависимость имеет максимум. В процессе впрыска топлива в цилиндр дизеля давление подачи изменяется в широком диапазоне, так что при этом могут иметь место все три формы распада, хотя основная масса цикловой дозы обычно дробится на капли в режиме распыливания.

Движение жидкой струи в газовой среде описывается уравнениями неразрывности, сохранения энергии и количества движения для жидкости и газа и условиями на границе раздела фаз. Для границы раздела жидкости и газа при отсутствии процессов испарения и конденсации формулируются следующие граничные условия: тангенциальная составляющая скорости непрерывна на границе раздела фаз; нормальные составляющие скорости равны нулю; касательные напряжения равны; нормальные напряжения с учетом сил поверхностного натяжения также равны.

При определении условий распада рассматривают устойчивость течения жидкости, для чего на стационарное течение накладывают малое возмущение и следят за его развитием, отыскивая длину наиболее быстро растущего возмущения. По ней судят о размере капель, длине струи и времени разрушения. Впервые в такой постановке задача была рассмотрена Релеем, который сформулировал условия распада цилиндрической струи невязкой жидкости под действием сил поверхностного натяжения при малых скоростях истечения. Было показано, что в этом случае неустойчивы только осесимметричные колебания с длиной волны, которая больше длины окружности невозмущенного цилиндра. Длина волны наиболее быстро растущего колебания не зависит от физических свойств жидкости и окружающей среды и приблизительно равна девяти радиусам струи. Размер первичных капель, на которые распадается струя, определяется объемом жидкости, заключенной в части струи, равной длине волны одного колебания.

Задача о распаде жидкости при больших скоростях, когда нельзя пренебречь воздействием газа на поверхность жидкости, рассмотрена в предположении, что вязкостью газа можно пренебречь. В этом случае жидкость распадается на капли вследствие возникновения длинных и коротких волн различного порядка, причем время разрушения для них имеет один и тот же порядок и обратно пропорционально скорости жидкости, так что длина сплошной части струи не зависит от скорости движения газового потока.

Расчетные соотношения для определения длины сплошной части струи удастся получить только при постулировании механизма дробления, поэтому для получения теоретической связи между параметрами, определяющими распад струи (или время распада), требуется, прежде всего, определить какая форма распада струи является преобладающей в данном конкретном случае.

Итак, в настоящее время отсутствует полное решение задачи о распаде жидкой струи в наиболее практически ценном для дизельного цикла диапазоне определяющих параметров впрыска, поэтому для получения расчетных соотношений используют методы теории подобия.

В процессе распыливания жидкая струя распадается на бесчисленное количество капель разного размера. По современным представлениям формирование топливного факела представляет собой случайный процесс. Это означает, что даже зафиксировав все параметры впрыска, нельзя в одном и том же месте факела получить капли одного размера и одинаковой скорости, поскольку процесс их образования связан с описанным выше функциональным механизмом дробления. Параметры капель в факеле описываются функцией распределения $F(d_k, U_k, I_k, \bar{x}, \tau)$. Эта функция определяет число капель с размером $d_k + \Delta d_k$, скоростью $U_k + \Delta U_k$, температурой $I_k + \Delta I_k$ и т. д., находящихся в момент τ в точке пространства $\bar{x}$.

В настоящее время наибольшее внимание уделяется спектру размеров капель, описываемому функцией распределения по размерам Ω . Пока отсутствуют методы теоретического определения функции Ω по параметрам впрыска, поэтому построение функций распределения ведется по результатам экспериментальных исследований. Наиболее часто применяются следующие два вида эмпирических функций распределения: в форме обобщенной γ -функции (распределения Нукияма—Танасава и Розина—Рамлера)

$$\Omega(d_k) \sim d_k^\alpha \exp(-\beta d_k^\gamma) \quad (5.4)$$

и в логарифмической форме нормального распределения

$$\Omega(d_k) \sim \exp(-0,5y^2), \quad (5.5)$$

где

$$y = \delta \ln(d_k/d_{k\text{ ср}}).$$

В этих выражениях $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ — некоторые параметры.

Важной характеристикой распределения является его средний диаметр. Общее выражение для среднего диаметра имеет вид

$$d_{pq} = \left[\frac{\int d_k^p \Omega(d_k) d(d_k)}{\int d_k^q \Omega(d_k) d(d_k)} \right]^{\frac{1}{p-q}}. \quad (5.6)$$

Интегрирование производится во всем диапазоне размеров капель. В принципе возможно бесконечно большое число средних диаметров. Наиболее часто используются средний объемный d_{30} ($p = 3; q = 0$), средний объемно-поверхностный (заутеровский) d_{32} ($p = 3; q = 2$), средний диаметр $d_{31,5}$ ($p = 3; q = 1,5$).

Заутеровский диаметр используют для описания теплообмена

реального распределения в неподвижном газе, а средний диаметр $d_{31,5}$ — для описания суммарной силы аэродинамического сопротивления реального распределения.

Большая часть имеющихся экспериментальных данных представлена в форме соотношений для одного из средних диаметров. Применительно к распыливанию топлива в дизелях эти зависимости представлены в работе [15].

Характерной особенностью процесса топливоподачи современных дизелей является переменное давление впрыска топлива.

Если принять, что процесс распыливания является квазистационарным, так что характеристики распыливания элементарной порции топлива определяются текущим давлением впрыска, то, используя результаты исследований мелкости распыливания при постоянном давлении впрыска, можно получить в первом приближении данные о мелкости распыливания топлива при переменном давлении впрыска. На рис. 5.6 в качестве примера представлены результаты расчетов мелкости распыливания топлива в виде зависимости во времени текущего среднего

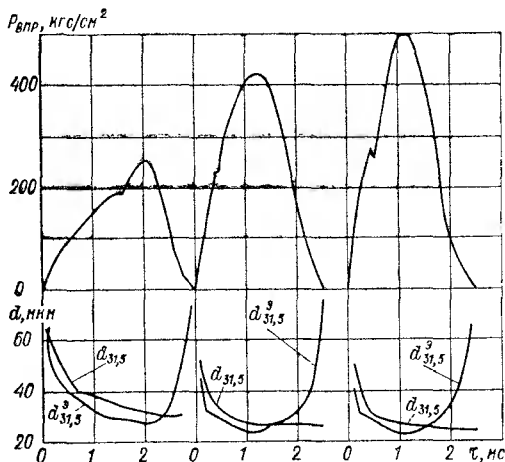


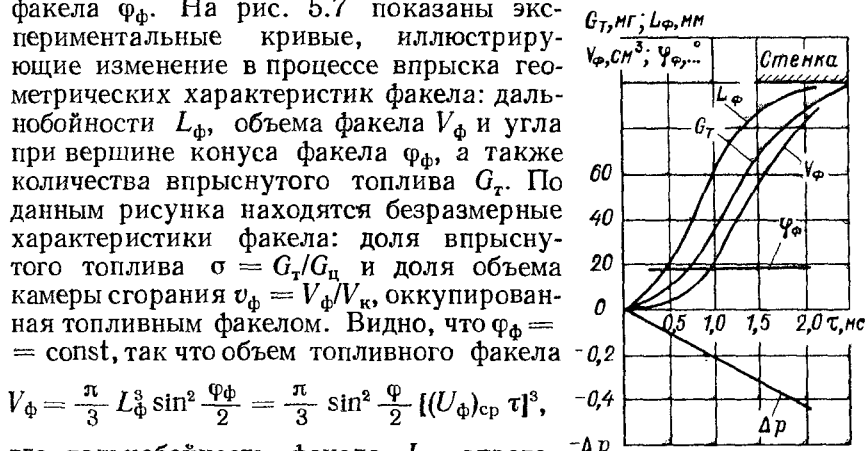
Рис. 5.6. Изменение среднего диаметра капель во фронте факела $d_{31,5}$ и текущего среднего диаметра распыливания $d_{31,5}^I$, рассчитанных по характеристикам впрыска $P_{впр} = f(\tau)$

диаметра распыливания $d_{31,5}^I$ и среднего диаметра капель, находящихся в зоне фронта факела, $d_{31,5}^{II}$ для трех характеристик впрыска [10].

19. СТРУКТУРА НЕИСПАРЯЮЩЕГОСЯ НЕСТАЦИОНАРНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ФАКЕЛА

Топливный факел в дизелях с объемным процессом является основным источником смесеобразования, поэтому процессы, протекающие в нем, многие годы привлекают внимание исследователей. И это естественно, так как посредством проникновения размельченных частичек топлива в воздушную среду возможно образование топливоздушнoй гомогенной смеси, обеспечивающей эффективное сгорание топлива. Таким образом, рассмотрение жидкостной структуры топливного факела должно позволить подойти к анализу теплообмена между воздушной средой и частицами топлива, которое имеет место только в объеме факела.

Иначе говоря, познание закономерностей смесеобразования возможно только через расшифровку физической структуры факела, и, в первую очередь, первого этапа смесеобразования — распространения фронта факела по камере сгорания. Приняв условно, что топливный факел приобретает форму сплошного конуса (что справедливо в спокойной среде), поставим перед собой задачу подойти к теоретическому расчету скорости распространения фронта факела, полагая постоянство угла при вершине конуса факела φ_ϕ . На рис. 5.7 показаны экспериментальные кривые, иллюстрирующие изменение в процессе впрыска геометрических характеристик факела: дальности L_ϕ , объема факела V_ϕ и угла при вершине конуса факела φ_ϕ , а также количества впрыснутого топлива G_T . По данным рисунка находятся безразмерные характеристики факела: доля впрыснутого топлива $\sigma = G_T/G_n$ и доля объема камеры сгорания $v_\phi = V_\phi/V_k$, оккупированная топливным факелом. Видно, что $\varphi_\phi = \text{const}$, так что объем топливного факела



$$V_\phi = \frac{\pi}{3} L_\phi^3 \sin^2 \frac{\varphi_\phi}{2} = \frac{\pi}{3} \sin^2 \frac{\varphi_\phi}{2} [(U_\phi)_{\text{ср}} \tau]^3,$$

где дальность факела L_ϕ определяется скоростью его продвижения U_ϕ по

$$\text{выражению } L_\phi = \int_0^\tau U_\phi d\tau.$$

Итак, все фактически сводится к определению динамики изменения U_ϕ , определяемой характеристикой впрыска и параметрами среды. Поэтому первой задачей расшифровки смесеобразования является установление связи между скоростью факела U_ϕ и скоростью впрыска $U_{\text{впр}}$, предопределяющей значение U_ϕ .

Рассмотрим механизм распространения фронта факела как распространение бесчисленного множества частиц, непрерывно образующихся вскоре после вылета из сопла струи. Если учесть тот факт, что распыливание в дизеле происходит при высоких перепадах давлений, то можно считать, что формирующиеся капли будут иметь высокую начальную скорость U_{k0} и малый размер d_k . Скорость движения капель будет определяться дифференциальным уравнением, полученным в предположении, что сила инерции частицы уравновешивается силой сопротивления, пропорциональной $c_k U_k$, где c_k — коэффициент сопротивления капли. Исходя из этого положения, Д. Н. Вырубов [7] получил уравнение движения капли

$$-\frac{d \ln U_k}{d\tau} = 0,75 \frac{\gamma_r}{\gamma_k} \frac{c_k}{d_k}. \quad (5.7)$$

Поскольку масса капель очень мала, то проникающая способность их при высоких противодавлениях невелика и равна $l_k \approx 100 \text{ м/с} \cdot 0,1 \text{ мс} = 10^2 \text{ мм/мс} \cdot 0,1 \text{ мс} = 10 \text{ мм}$. Средняя скорость капли за время полета $\tau_3 = 0,1 \text{ мс}$ здесь принята 100 м/с . Следовательно, первые образовавшиеся капли, имеющие направленную скорость от 100 до 200 м/с , могли бы пролететь расстояние порядка 10 мм . Но уже на первой части этого пути скорость их резко уменьшается. А в это время продолжают формироваться следующие частицы, имеющие ту же (по порядку значений) скорость и совершающие аналогичный цикл торможения. Однако возможен такой случай, когда частица оказывается в тени предыдущей частицы, за которой остается трасса пониженного давления. Тогда частицы,двигающиеся на небольшом расстоянии от передних, т. е. в зоне, где сопротивление незначительно, не будут заметно терять скорость. При потере скорости головной частицей через короткое время ее нагонит следующая за ней частица и сольется в нее. Получив новый импульс и увеличив массу, фронтальная частица скачком увеличит скорость, после чего снова начнется режим торможения. Если примеру частиц, пристраившихся в тени предыдущих, будут следовать последующие, то сливающиеся комплексы будут периодически получать импульсы силы и продвигаться вперед, чередуя циклы толчка и торможения при постепенном затухании движения. Частицы, не попавшие в след предыдущей, быстро потеряют скорость, «зависнут» и не будут определять скорость фронта факела, частицы же, пристраивающиеся в след впереди летящей, будут «бомбардировать» и проталкивать фронтовые частицы, хотя их средняя скорость постепенно будет затухать.

Какова же вероятность попадания последующих частиц в след предыдущим? Если учесть, что у начала факела плотность частиц очень велика и расстояние между ними мало, вероятность пристраивания частиц в голову и движение по трассам велика, так как давление в трассе понижено, а между трассами — повышено. Частицы как бы «скатываются» (засасываются) в трассу, в результате чего их движение принимает строго организованное движение по стихийно сложившимся трассам. Только в головной (фронтальной) части факела оно качественно меняется — частицы не сохраняют скорость, так как налетают на двигающиеся впереди, сливаются с ними и передают им свою энергию поступательного движения. При этом постепенно будет расти диаметр фронтальной капли: он увеличится в два раза после слияния 8 капель, в три раза — 27 капель, в четыре раза — 64 капель, в пять раз — 125 капель и т. д. Каждый факт коагуляции увеличивает массу фронтальной капли $M_{к.ф}$ и силу инерции ее движения, тем самым замедляя эффект затухания скорости. Но при этом постепенно ослабляется эффект подталкивания, так что в конце концов может наступить такое положение, когда процесс коагуляции практически не приведет к дальнейшему продвижению впе-

ред. Например, слияние 1000 капель увеличит диаметр в 10 раз, так что толчок 1001 капли будет малоэффективным с точки зрения продвижения вперед, даже несмотря на то, что скорость догоняющей частицы велика и на порядок больше комплекса. Так, приняв $U_k \approx U_{k0}$ (скорость капли равна скорости впрыска), $U_f = 0,1U_k$, $M_{kf} = 1000M_k$, получим, что после толчка кинетическая энергия возрастает на 10%, а количество движения и, следовательно, скорость — на 1%.

Из изложенного следует, что размер распыленных частиц сохраняется до тех пор, пока они движутся внутри факела (в шлейфе), но, как только они становятся фронтовыми частицами, их размер изменяется (увеличивается вследствие коагуляции и уменьшается за счет испарения). Таким образом, в факеле можно четко выделить две области: внутреннюю — шлейф, в котором топливные частицы движутся по прокладываемым трассам без уменьшения скорости и изменения размера, и фронтальную — зону фронта факела, где происходит торможение и слияние частиц. Глубина зоны определяется временем затухания скорости частицы, равным для коагулированных капель порядка 0,3—0,4 мс, что при пониженной скорости вершины факела составляет около ~ 5 мм. Изложенный механизм справедлив только при больших скоростях впрыска и при большой плотности движения частиц, когда они двигаются на расстоянии, соизмеримом с размером капель. Это условие выполняется в дизельном факеле. Действительно, при подаче за цикл 100 мм^3 и среднем размере частиц 10 мкм в топливном факеле будет 10^8 частиц. Если условно принять, что в факеле формируется 10^3 — 10^4 трасс, то в каждой из них движется 10^4 — 10^5 частиц. Если бы капли двигались одна непосредственно за другой сплошной цепочкой, то это составило бы 100 мм , а если расстояние между ними будет равно диаметрам капель, то 200 мм . Эти значения близки к значениям дальности факелов даже в атмосферных условиях.

Простейший расчет показывает, что если единичный объем струи толщиной d_k , вытекающий из сопла распылителя диаметром d_c , равен $\pi d_c^2 d_k 0,25$, то из него может сформироваться $n_t \pi d_k^3 / 6$ капель, где n_t — количество капель в одной плоскости струи, или количество формируемых трасс.

Тогда $0,25 \pi d_c^2 d_k = \pi d_k^3 n_t / 6$, так что $n_t = {}^{3/2}_{/2} (d_c / d_k)^2$. Для типичного диаметра сопла $d_c = 300 \text{ мкм}$ $n_t = {}^{3/2}_{/2} (300 / d_k)^2$, поэтому, если $d_k = 10 \text{ мкм}$, то $n_t \approx 10^3$, если $d_k = 3 \text{ мкм}$, то $n_t \approx 10^4$, а если $d_k = 1 \text{ мкм}$, то $n_t \approx 10^5$. Вероятно, самый начальный размер капель (который экспериментально очень трудно измерить из-за коагуляции во фронте) имеет размер 3—10 мкм, так что 10^3 — 10^4 трасс и 10^4 — 10^5 капель в трассе — цифры реальные, хотя без соответствующих опытных данных точные расчеты пока вести затруднительно.

Следует также привести еще одно доказательство предложенной модели движения частиц по трассам. Приняв, что площадь

(сечения) капле равна $d_{к0}^2$, получим следующий результат: если частицы движутся произвольно, то суммарная площадь всех частиц равна $10^8 \cdot d_{к0}^2 = 10^8 \cdot 10^2 \text{ мкм}^2 = 10^{10} \text{ мкм}^2 = 10^4 \text{ мм}^2 = 100 \text{ см}^2$; если частицы движутся по трассам, то суммарная площадь всех фронтальных частиц без учета слияния, т. е. в начале процесса, будет равна $10^4 (d_{к0})^2 = 10^4 \cdot (10)^2 = 10^6 \text{ мкм}^2 = 1 \text{ мм}^2$, а с учетом слияния в конце процесса будет равна

$$10^4 \cdot (d_{к\Sigma})^2 = 10^4 (10 \cdot \sqrt[3]{10^4})^2 = \\ = 10^4 \cdot 10^2 (10^4)^{2/3} = 10^6 \cdot 10^{8/3} \approx 10^9 \text{ мкм}^2 = 30 \text{ мм}^2.$$

Из приведенного ясно, что независимо (вне трасс) частицы продвигаться просто не смогут, так как вблизи сопла площадь фронта факела мала (порядка квадратного миллиметра), и частицы вынуждены по мере формирования вытягиваться друг за другом. А попав в след, вырваться оттуда частица не сможет — надо преодолеть барьер более плотной среды. Наоборот, увеличение миделева сечения капле во фронте примерно соответствует росту площади фронта факела (в ~ 30 и более раз); а с учетом межкапельного расстояния, равного $\sim 2d_k$, рост будет равен $30 \times 2^2 \approx 100$ раз.

Изложенная модель нестационарного топлива факела имеет ряд косвенных доказательств, увязана с теоретическими расчетами и применима также для частного случая — смесеобразования при установившемся истечении. Так, например, в камере сгорания газовой турбины в первые моменты факел топлива развивается как нестационарный, поэтому в этот начальный момент формируются и прокладываются трассы, по которым в дальнейшем частицы топлива будут лететь в зону горения без торможения и теплообмена. Этому способствует в ГТД невысокое давление впрыска топлива и, как следствие, образование крупных капель, невысокое противодавление и температура среды.

В качестве доказательства такого механизма могут быть использованы некоторые экспериментальные данные, необъяснимые с других точек зрения, например, приведенные на рис. 5.2, где можно отметить разные скорости движения фронта и частиц внутри факела и резкое изменение скорости частиц при вступлении их во фронтальную зону. На рис. 5.8 приведены кинорегистрации [25], из которых следует, что факелы распространяются в течение 12 кадров (интервал между кадрами 0,33 мс), т. е. 4 мс. Процесс впрыска продолжался около 3 мс (конец в 10-м кадре), а движение частиц внутри факела (подбор шлейфа) кончилось через два кадра после впрыска (продолжительность от 10-го до 12-го), т. е. примерно за 0,5 мс. Это означает, что скорость частиц внутри факела сохраняется на уровне ~ 200 м/с, в то время как средняя скорость фронта в десять раз меньше и упала до 10 м/с (скорость между 10-м и 11-м кадрами).

Итак, развитие топливного факела определяется движением его фронтальной зоны. Принятая модель структуры дизельного топливного факела позволяет рассматривать зону фронта факела как тело переменной массы, к которому непрерывно подводится топливо из шлейфа факела, поскольку скорость капель в шлейфе факела больше скорости фронта. С другой стороны, окружающая среда за счет сил аэродинамического сопротивления препятствует продвижению зоны факела. Пусть в момент

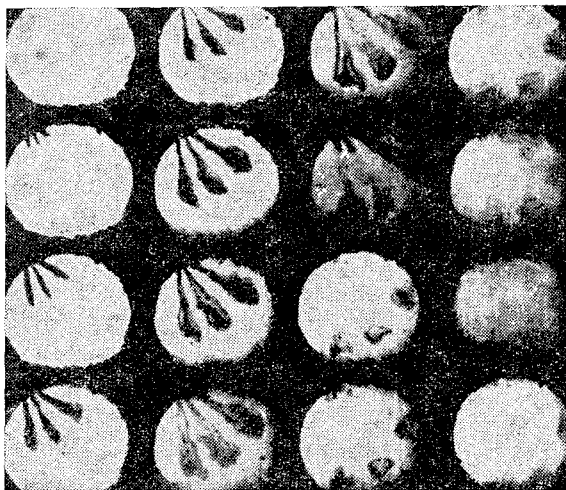


Рис. 5.8. Кинорегистрация факела топлива при впрыске в дизельную бомбу ($\rho_0 = 50$ кгс/см², частота съемки 3000 кадров/с, диаметр бомбы 100 мм)

времени τ , когда фронт факела продвинулся от сопла на расстоянии x , текущая масса топлива в зоне фронта факела будет M , а скорость фронта факела — U_ϕ . За промежуток времени $d\tau$ в зону фронта из шлейфа подлетает элемент массы топлива dM со скоростью U_κ . Здесь под элементом топлива понимается совокупность капель, достигших зоны фронта факела за время $d\tau$. Его масса может быть определена из характеристики топливоподачи. За это же время $d\tau$ скорость фронта факела изменится на величину dU_ϕ , поскольку действует сила аэродинамического сопротивления Q . Применив закон изменения количества движения, получим

$$(M + dM)(U_\phi + dU_\phi - MU_\phi - dMU_\kappa) = -Q d\tau. \quad (5.8)$$

После преобразования и упрощений (5.8) получим уравнение движения фронта факела в следующем виде [8]:

$$M \frac{dU_\phi}{d\tau} = -Q + \frac{dM}{d\tau} (U_\kappa - U_\phi). \quad (5.9)$$

Полученное дифференциальное уравнение движения фронта факела (5.9) отличается от уравнения движения единичной капли наличием второго члена в правой части, отражающего механизм подвода топлива в зону фронта со скоростью, превышающей U_Φ .

Примем, что сила сопротивления движению факела Q представляет собой сумму сил сопротивления q_i всех капель жидкости, находящихся в зоне, при обтекании потоком воздуха со скоростью фронта факела. Во фронте факела сила сопротивления движению единичной капли с диаметром d_i , как обычно, будет равна

$$q_i = c_k \pi d_i^2 \rho_r U_\Phi^2 / 8,$$

где c_k — коэффициент аэродинамического сопротивления капли.

Тогда выражение для суммарной силы сопротивления примет вид

$$Q = \sum_1^m q_i = \frac{\pi}{8} c_k \rho_r U_\Phi^2 \sum_1^m d_i^2, \quad (5.10)$$

где m — число фронтальных капель в зоне (или трасс).

Представим коэффициент аэродинамического сопротивления в виде $c_k = A \text{Re}^n$ и подставим это выражение в (5.10), помня, что $\text{Re} = \frac{U_\Phi d_i}{\mu}$; получим

$$Q = \frac{\pi}{8} A U_\Phi^{n+2} \rho_r^{n+1} \mu^{-n} \sum_1^m d_i^{n+2}.$$

Для удобства введем величину среднего диаметра капель во фронте факела $d_{\text{ср}}$, определяемую как

$$d_{\text{ср}}^{n+2} = \frac{1}{m} \sum_1^m d_i^{n+2} = \frac{6M}{\pi d^3 \rho_T},$$

где $m = 6M / (\pi d_{\text{ср}}^3 \rho_T)$.

По физическому смыслу это диаметр капель такого однородного множества, которое эквивалентно исходному множеству по величине суммарной силы аэродинамического сопротивления. Тогда

$$Q = \frac{3}{4} A \frac{\rho_r^{n+1}}{\rho_T \mu^n} U_\Phi^{n+2} d_{\text{ср}}^{n-1} M. \quad (5.11)$$

Подставив выражение (5.11) в (5.8), получим

$$\frac{dU_\Phi}{d\tau} = \frac{1}{M} \frac{dM}{d\tau} (U_\kappa - U_\Phi) - \frac{3}{4} A \frac{\rho_r^{n+1}}{\rho_T \mu^n} d_{\text{ср}}^{n-1} U_\Phi^{n+2}. \quad (5.12)$$

По данным Д. Н. Вырубова [7], для мелких капель $A = 10 \div 14$, $n = -0,5$ в диапазоне чисел $\text{Re} = 10 \div 2000$. Проведенная в ЦНИТА обработка экспериментальных данных по развитию факела при постоянном давлении впрыска [9] дала значения $A = 10$ и $n = -0,5$.

При переменном давлении топливоподачи текущая скорость впрыска является величиной переменной и определяется через текущее давление впрыска по формуле

$$U_{\text{впр}} = \varphi_c \sqrt{2(p_{\text{впр}} - p_r)/\rho_r}, \quad (5.13)$$

где p_r — давление газовой среды; φ_c — коэффициент скорости; ρ_r — плотность топлива.

Если принять, что $U_k = U_{\text{впр}}$ для частиц топлива, то U_k будет также функцией давления впрыска или времени. При этом U_k окажется зависящей от x и характеристики впрыска, так как подлетающий элемент топлива может состоять только из тех частиц, которые к данному моменту времени τ_1 могут достичь зоны фронта и момент впрыска которых τ_1 удовлетворяет неравенству

$$\varphi_c \sqrt{2(p_{\text{впр}_1} - p_r)/\rho_r}(\tau - \tau_1) \geq x. \quad (5.14)$$

Как видно из рис. 5.9, в момент τ подлететь к фронту могут только те частицы, которые вылетели из сопла не позднее момента τ_* — максимального корня уравнения $U_{\text{впр}}(\tau - \tau_*) = x$, в котором текущие значения $U_{\text{впр}}$ определяются заданной характеристикой впрыска $p_{\text{впр}}(\tau)$. Поэтому, если к моменту времени $\tau - \Delta\tau$ зоны фронта факела достигли частицы топлива, вылетевшие из сопла до момента времени τ_* , то масса элемента dM , подлетевшего к фронту в интервале времени $\tau - \Delta\tau$; τ , составит следующую величину:

$$dM = \varepsilon_c \rho_r \frac{\pi d_c^2}{4} \int_{\tau_*}^{\tau} U_{\text{впр}} d\tau. \quad (5.15)$$

Масса топлива в зоне фронта факела M определяется суммированием масс элементов топлива, достигших зоны к моменту τ .

Для определения среднего диаметра капель, поступающих в зону фронта, могут быть использованы зависимости, описывающие функцию распределения капель по размерам в зависимости от давлений впрыска, физических свойств газа и жидкости и геометрии сопла, например в работе [14].

Входящие в уравнение (5.9) неизвестные функции M , U_k , Q определяются как характеристикой впрыска, так и рассчитываемой величиной x и ее производной U_ϕ , ибо $x = \int U_\phi d\tau$. Таким образом, для расчета развития факела получена система дифференциальных, интегральных и алгебраических зависимостей, решая которую можно определить параметры, характеризующие этот процесс.

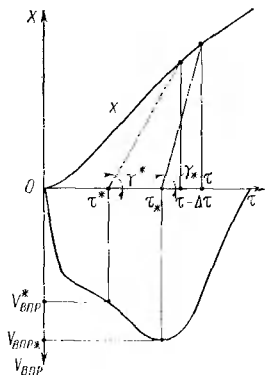


Рис. 5.9. Расчетная схема факела

Для решения полученной системы в ЦНИТА разработаны алгоритм и программа расчета для ЭВМ «Минск-32» [9]. При вычислениях применен метод пересчета; они могут быть выполнены с любой заданной степенью точности, в зависимости от которой выбирается шаг расчета $\Delta\tau$. Исходными данными для расчета являются: характеристика впрыска топлива в форме $\rho_{впр}(\tau)$; фи-

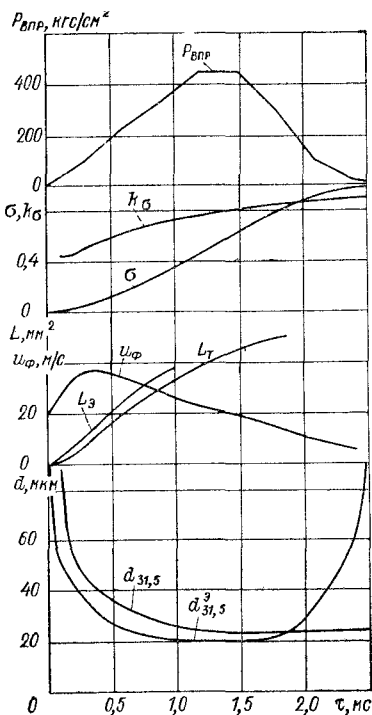


Рис. 5.10. Пример расчета не-испаряющегося факела

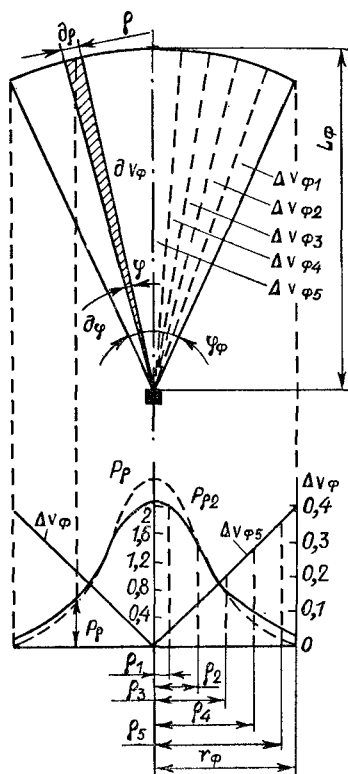


Рис. 5.11. Геометрия топливного факела и характеристики распределения топлива ρ и воздуха $\Delta v_{ср}$ в сечении факела

зические характеристики газовой среды и топлива ρ_r , ρ_t , $\rho_{т}$, μ , γ_r ; геометрия сопла d_c , l_c , коэффициенты скорости φ_c , сжатия ϵ_c и сопротивления ζ_k .

На рис. 5.10 приведены [9] результаты расчета параметров развития факела дизельного топлива L и U_ϕ по заданному дифференциальному закону впрыска $\rho_{впр} = f(\tau)$ при давлении среды 31 кгс/см², $n = 1050$ об/мин, $V_{ц} = 115$ мм³, $d_c = 0,34$ мм. На том же рисунке приведена для иллюстрации экспериментальная кривая распространения фронта факела $L_э$. Сравнивая экспериментальную кривую с теоретической L_r , можно отметить

их совпадение, подтверждающее справедливость изложенных структуры и метода расчета распространения фронта факела. На графике также приведены кривые изменения значений среднего диаметра капли $d_{31,5}^*$, $d_{31,5}$, а также k_{σ} — доли топлива, попавшей в зону фронта от впрыснутого в камеры в данный момент, т. е. участвующей в процессе теплообмена со средой. Многочисленные расчеты, проведенные по данному методу, дополнительно подтвердили правильность изложенной физической модели дизельного топливного факела. Исходя из изложенного, конфигурацию топливного факела можно аппроксимировать сплошным конусом с вершиной у сопла распылителя, от которого по лучам (трассам) разлетаются бесчисленные мельчайшие частицы. На рис. 5.11 условно приведена геометрия топливного факела и характеристики распределения топлива P_{ρ} и воздуха Δv_{ϕ} по сечению факела во фронте ρ , причем характеристическая функция распределения топлива в сечении факела выражается отношением доли топлива $\Delta G_{\tau}/G_{\tau}$ к относительной площади орошения $\Delta F/F_{\phi}$

$$P_{\rho} = \frac{\Delta G_{\tau}/G_{\tau}}{\Delta F/F_{\phi}} = \frac{\Delta g_{\tau}}{\Delta(\rho)^2}. \quad (5.16)$$

Объем факела согласно графику равен

$$V_{\phi} = \frac{\pi}{3} r_{\phi}^2 L_{\phi} \approx L_{\phi}^3 \sin^2(\varphi_{\phi}/2), \quad (5.17)$$

а массовый заряд воздуха в факеле

$$G_{\phi} = V_{\phi} \gamma_0 = 3,7 p_0 V_{\phi} / 0,01 T_0. \quad (5.17a)$$

20. ТЕПЛООБМЕН И ИСПАРЕНИЕ В ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВНОМ ФАКЕЛЕ

Главная особенность дизельного топливного факела сводится к тому, что в нем по мере распространения фронта происходят нагрев и испарение частичек топлива, о чем свидетельствуют многочисленные кинорегистрации. Это также подтверждается диаграммой изменения давления в камере, куда впрыскивается топливо (рис. 5.12). Видно, что по мере впрыска давление в камере падает почти линейно, что связано с охлаждением среды впрыскиваемым холодным топливом, теплота воздуха идет на нагрев и испарение частичек топлива. Для решения этой определяющей задачи смесеобразования необходимо сформулировать в первую очередь модель явления, описывающего нагрев и испарение в объеме факела частиц топлива за время впрыска.

Главное условие развития дизельного процесса — это наличие в камере сгорания высоких температур и давлений. Они необходимы как для обеспечения своевременного самовоспламенения, так и для форсированного смесеобразования: движение капель топлива с очень большими скоростями в горячей и плотной

среде вызывает развитие одновременно трех процессов: торможения, нагрева и испарения капель. Эти три процесса определяются только взаимодействием со средой, поэтому и должны развиваться одновременно. Между тем было уже показано, что торможение частиц имеет место только в зоне факела, а в шлейфе частицы движутся без взаимодействия с воздухом. Следовательно и теплообмен между воздухом и частицами топлива невелик в шлейфе, а в основном происходит в зоне фронта факела, где частицы встречаются со средой. Для такого предположения есть ряд причин.

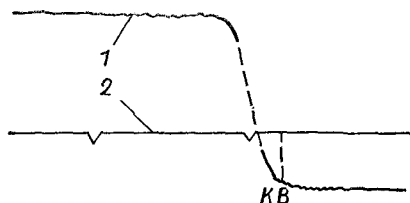


Рис. 5.12. Регистрация давления при впрыске топлива в нейтральную среду: 1 — давление; 2 — линия отметок времени

Во-первых, если в зоне факела происходят нагрев и испарение частиц топлива, то после продвижения фронта факела дальше по пути следования за ним остается область пониженной температуры (что и проявляется общим понижением давления), насыщенная парами топлива, что снижает интенсивность теплообмена.

Во-вторых, вследствие локального понижения давления внутри факела формируется массовый поток, выравнивающий давление в среде со скоростью звука. Поскольку концентрация топлива особенно велика в ядре факела, то в нем и происходит особенно глубокое охлаждение среды, хотя теплообмен происходит по всему фронту. Понижение давления в зоне факела вызывает перемещения масс газа из областей, окружающих ее. В основном массовые потоки в зону устремляются из свежего заряда навстречу движению факела и из глубины факела за счет подсоса воздуха в объем в его устье, где велики скорости и потому эжектируется воздух. В результате в шлейфе воздух сопровождает летящие частицы с малой относительной скоростью. Во фронте же воздух движется навстречу летящим частицам, что приводит к скачкообразному росту относительной скорости и резкому увеличению интенсивности теплообмена, различие столь же велико, как и разница между теплообменом в спокойной среде и потоке.

В-третьих, вследствие больших относительных скоростей движения капель и отсутствия в фронте факела паров топлива можно принять допущение, что испарение происходит как в вакууме [25].

В-четвертых, время движения частиц в шлейфе невелико, так как высока их скорость (10—30 см/мс) и даже на максимальном удалении зоны от сопла не превосходит 0,5 мс, что соизмеримо с временем испарения капель в зоне фронта.

В рассмотренной выше модели неиспаряющегося факела топлива был принят механизм циклического слияния частиц в зоне факела. Как же изменится этот механизм, если учесть процесс теплообмена и испарения частиц в зоне? Ведь параллельно будут развиваться два противоположных процесса, определяющих изменение массы: коагуляция и испарение. В зависимости от условий опыта возможны два механизма, определяющие распространение факела: механизм частичного испарения при коагуляции со следующей частицей и механизм полного испарения частиц во фронте и «оголения» последующих, хотя время свободного пробега капель (до встречи) очень мало и составляет 10^4 мс. Поскольку же достаточно потерять скорость на несколько процентов, как следующая капля настигнет предыдущую, второй случай может быть рассмотрен как предельно-возможный.

В общем же случае возможен как постепенный «рост» фронтовых капель (процесс коагуляции интенсивнее процесса испарения), так и наоборот, постепенное уменьшение их размеров. Условия существования того или иного механизма определяются физико-химическими свойствами топлива (теплоемкостью, теплотой испарения и кривой фракционной разгонки топлива и физическими параметрами среды (температурой, давлением).

Итак, приняв зональную модель топливного факела, при аналитическом рассмотрении процесса испарения в дизеле условимся о следующем [26].

1. Основной процесс теплообмена происходит только в зоне факела, поэтому за время τ в теплообмен вовлечена лишь зонная

часть впрыснутого топлива $\sigma_z = G_z/G_T$, причем $G_z = \int_0^{\tau} (U_k - U_{\phi}) \frac{G_{сек}}{U_k} d\tau$.

2. Теплообмен капель с газом во фронте происходит в условиях вынужденной конвекции, относительная скорость в среднем равна скорости фронта факела. Взаимное влияние отдельных групп капель отсутствует; взаимодействие частиц имеет место внутри каждой траектории движения — частицы сталкиваются.

3. Нагрев капель происходит в две фазы: при слиянии частиц горячей (передней) и холодной (последующей) происходят обмен теплотой и мгновенное выравнивание температур, при этом возможно частичное испарение топлива — первая фаза; слившийся комплекс, испытавший толчок от соударения и приобретший дополнительную скорость, в процессе торможения будет получать теплоту от горячей среды посредством контактной теплопередачи.

4. Все капли при теплообмене со средой имеют объемный (а не поверхностный) нагрев. Это допущение справедливо также при слиянии капель. В работе [25] было показано, что перепад температур в капле от поверхности к ядру в 50—100 раз меньше, чем перепад между средой и каплей.

5. Прогрев капль, имеющий объемный характер, должен сопровождаться постепенным испарением фракций в соответствии с составом топлива, так что степень испарения топлива однозначно определяется его температурой в соответствии с кривой фракционной разгонки $i_T = f(t_T^0)$.

6. В процессе теплообмена в зоне фронта факела температуры капль топлива и среды окружающего микрообъема стремятся друг к другу, так что условно конец каждого микропроцесса теплообмена будет характеризоваться равенством местных температур топлива, воздуха и смеси: $T_T = T_\Phi = T_p$. Следовательно, обмен в факеле можно свести к совокупности микропроцессов тепломассообмена единичных капль топлива, находящихся в зоне фронта, при обтекании их потоком газа со скоростью U_Φ и с учетом изложенных механизмов испарения и коагуляции в зоне фронта факела.

В ЦНИТА [10] для частного случая без коагуляции разработана методика расчета нагрева и испарения капль на основе диффузионной модели, для чего использованы следующие уравнения: движения капли

$$\frac{dU_K}{d\tau} = - \frac{3}{8} c_K \frac{\rho_{см}}{\rho_K} \frac{U_K}{r_K};$$

подвода теплоты к капле

$$q = 2\pi R_{см} Nu r_K (I_r - I_K) \frac{z}{e^z - 1};$$

прогрева капли

$$\frac{dI_K}{d\tau} = \frac{1}{m_K c_{pK}} \left(q - \frac{dm_K}{d\tau} \lambda \right);$$

скорости испарения капли

$$\frac{dm_K}{d\tau} = - \frac{\pi d_K G_T D}{R \bar{T}} - Nu p_r \ln \frac{p}{p_r - p_{т.н}}.$$

При решении системы уравнений исходными данными являются начальные размер, температура и скорость капли, а также давление и температура газовой среды. В результате расчета определяются во времени (вплоть до полного испарения капли) количество теплоты, поглощенной каплей, количество испаренного топлива, температура жидкости, радиус капли т. д.

Приближенное решение этой системы уравнений осуществляется методом Рунге—Кутта. Способ алгоритмизации системы уравнения для расчета испаряющегося дизельного факела и программа расчета на ЭВМ «Минск-32» рассмотрены в работе [10].

Однако расчеты тепломассообмена в топливном факеле путем расчета испарения единичных капль условны, ибо ни истинные размеры капль (даже без учета коагуляции), ни истинные скорости капль неизвестны, а это значит, что неизвестны основные параметры: поверхности контакта и коэффициент теплообмена.

Между тем процессы смесеобразования в топливном факеле необходимо вычислять, и не только количество испаренного топлива. Для подсчета задержки воспламенения необходимо как первое условие надежно знать температуру и состав смеси в каждой точке факела в любой момент времени, т. е. динамику их изменения. С целью обхода этих трудностей для установления основных зависимостей, определяющих интенсивности теплообмена и испарения в работе [25] применен макроскопический метод анализа тепловых процессов в факеле на базе экспериментальных данных по замеру интенсивности теплообмена в процессе впрыска. Задача сводилась к тому, чтобы по замеренному количеству теплоты, отданной воздухом топливу, определить жидкостную структуру и размеры топливного факела, распределение температур и долю испаренного топлива в каждом микрообъеме факела и тем самым определить искомые поля температур и концентраций. При этом желательно не связывать расчет этих характеристик с размером частиц, как с величиной неявной, выбираемой произвольно и переменной в процессе коагуляции и испарения.

Выделим в конусе топливного факела (см. рис. 5.11) бесконечно малый объем $\Delta V_{\phi\rho}$, представляющий собой полный конус с телесным углом φ_ρ и равный $\Delta V_{\phi\rho} = V_\kappa v_\phi \Delta(\rho^2)$, где V_κ — объем камеры сгорания, $v_\phi = V_\phi/V_\kappa$. Если обозначить через $\pi = p_x/p_0$ относительное давление в процессе теплообмена, то массовый заряд воздуха в микрообъеме равен $\Delta G_{\phi\rho} = G_\kappa \times \times \frac{\pi v_\phi}{\Theta_{v0}} \Delta(\rho^2)$, где $\Theta_{v0} = I_{vx}/I_{v0}$; G_κ — массовый заряд воздуха в камере. Теплосодержание воздуха в элементарном микрообъеме равно

$$\Delta Q_{\phi\rho} = Q_\kappa \pi v_\phi \Delta(\rho^2) \quad (5.18)$$

или в безразмерном виде $q_{\phi\rho} = \Delta Q_{\phi\rho}/Q_\kappa = \pi v_\phi \Delta(\rho^2)$.

В этом же элементарном объеме $\Delta V_{\phi\rho}$ имеется элементарная доля топлива $\Delta G'_{\tau\rho} = G_\kappa \sigma P_\rho \Delta(\rho^2)$. Коль скоро теплообмен происходит только в зоне фронта, то обозначив долю топлива, поступившую в зону факела, через k_σ , получим безразмерную долю топлива в зоне факела

$$\Delta g_{\tau\rho} = \Delta G_{\tau\rho}/G_\kappa = \sigma k_\sigma P_\rho \Delta(\rho^2). \quad (5.19)$$

(Здесь сделано допущение, что k_σ одно и то же для всех микрообъемов.) Обозначив относительное теплосодержание цикловой дозы топлива через $q_\tau = c_\tau G_\tau T_{\tau 0}/Q_\kappa$, можно получить начальное теплосодержание микродоли топлива в элементарном объеме, используя выражение (5.19), $\Delta Q_{\tau\rho} = Q_\kappa q_{\tau 0} \sigma k_\sigma P_\rho \Delta(\rho^2)$ или в безразмерном виде $\Delta q_{\tau\rho} = q_{\tau 0} \sigma k_\sigma P_\rho \Delta(\rho^2)$.

Элементарная теплота, отданная микрообъемом воздуха топливу, будет равна

$$\Delta(\Delta q_{\phi\rho}) = \Delta q_{\phi\rho 0} - (\Delta q_{\phi\rho})_\tau = \pi v_\phi \Delta(\rho^2) \frac{\Delta \Theta_{v0}}{\Theta_{v0}}. \quad (5.20)$$

Эта же теплота воспринята топливом и в общем случае пошла на нагрев топлива в жидкой фазе $\Delta (\Delta q_{тр}) = q_{т0} \sigma k_{\sigma} P_{\rho} \Delta (\rho^2) \frac{\Delta \theta_{т0}}{\theta_{т0}}$, испарение его $\Delta (\Delta q_{ти}) = q_{и} \sigma k_{\sigma} P_{\rho} \Delta (\rho^2) \Delta i$, где $q_{и} = \lambda G_{ц} / Q_{к}$ и перегрев топливных паров $q_{т.п} = q_{т0} \sigma k_{\sigma} P_{\rho} \Delta (\rho^2) i \Delta \theta_{т.п} / \theta_{т0}$.

Приняв количества теплоты, отданной воздухом (5.20) и приобретенной топливом (5.19), получим выражение, увязывающее в процессе теплообмена параметры топлива и среды,

$$-\pi v_{\phi} \Delta (\rho^2) \frac{\Delta \theta_{вр}}{\theta_{вр}} = \sigma k_{\sigma} P_{\rho} \Delta (\rho^2) \left[\Delta \theta_{тр} \frac{q_{т0}}{\theta_{т0}} + q_{и} \Delta i_{\rho} + \frac{q_{т0}}{\theta_{т0}} \Delta \theta_{т.п} \right], \quad (5.21)$$

откуда, переходя к пределам и интегрируя, получим

$$\ln \theta_{вр} = - \frac{\sigma k_{\sigma} P_{\rho}}{\pi v_{\phi}} \left[\frac{q_{т0}}{\theta_{т0}} (\theta_{тр} - \theta_{т0}) + q_{и} i_{\rho} + \frac{i_{\rho} q_{т0}}{\theta_{т0}} (\theta_{т.п} - \theta_{тр}) \right].$$

Таким образом, получена аналитическая (логарифмическая) связь между температурой воздуха и температурой топлива в процессе теплообмена (5.21). Если принять условие, что в каждом элементарном акте теплообмена $T_{в} \rightleftharpoons T_{т}$, то результатом теплообмена можно получить условие $T_{в} = T_{т} = T_{\rho}$. Проводя некоторые упрощения, окончательно будем иметь выражение для расчета температуры равновесия (воздуха, топлива, смеси) θ_{ρ} в процессе топливopодачи, характеризующей σ , развитием факела v_{ϕ} и k_{σ} , распределением топлива в сечении P_{ρ} и динамикой теплообмена, выражаемой изменением давления в адиабатической камере сгорания π , в виде [25]

$$- \frac{\ln \theta_{\rho}}{D_1 \theta_{\rho} - D_2} = \frac{\sigma k_{\sigma}}{\pi v_{\phi}} P_{\rho}. \quad (5.22)$$

Итак, с помощью экспериментальных замеров суммарного теплообмена можно отыскать основные структурные характеристики топливовоздушного заряда при отсутствии допущений, связанных с оценкой мелкости распыливания и скоростей движения капель. Лишь после накопления экспериментальных данных и их обработки по формулам (5.22) и (5.21) представится возможность отыскать значения коэффициентов теплообмена и геометрических размеров частиц, и, как следствие, построить реальный расчет процесса нагрева и испарения капель в зоне фронта факела с учетом коагуляции.

21. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВНОМ ФАКЕЛЕ

Полученная выше формула для расчета истинной температуры теплообмена (5.22) позволяет вычислить среднюю по микрообъему температуру θ_{ρ} . Поскольку же процесс теплообмена в зоне фронта может менять свой характер по мере распространения факела, то следует знать истинные значения $\theta_{зр}$, переменные по лучу

микрообъема факела. В выражение (5.22) входит интегральная величина σk_{σ} , показывающая сколько суммарно топлива уже поступило в зону фронта, так что $\theta_{зр}$ следует вычислить из выражения $\theta_{зр} = \tau (d\theta_p/d\tau)$. Как правило, вблизи сопла температура $\theta_{зр}$ невелика, по мере удаления от сопла она растет, а затем стабилизируется.

Если в какой-либо момент времени τ_i фронт факела продвинулся на расстояние $L_{\phi i}$, то температура в зоне факела будет $\theta_{зр}$. Эту температуру будут иметь и воздух, и пар за фронтом факела, и жидкая фаза. Жидкие частицы пролетят вперед, передвинув зону, а пары останутся на месте испарения и будут распространяться в стороны, оккупируя пространство между трассами. Если принять уже на значительном удалении от сопла площадь фронта факела порядка 10^2 см^2 , то при наличии 10^4 трасс на каждый 1 мм^2 приходится одна трасса, так что расстояние не может превосходить 1,5 мм. Но это расстояние пар сможет продиффундировать со скоростью от 1 м/с (спокойная среда) до 10 м/с (турбулентная среда), так что время диффузии будет 0,1 мм: $5 \text{ м/с} \approx \approx 0,2 \text{ мс}$, т. е. одного порядка с периодом полуниспарения частиц размером 10—20 мкм. Это означает, что сразу за фронтом факела в его внутреннем объеме остается только паровоздушная смесь переменного в поперечном сечении состава. Итак, в нестационарном (дизельном) топливном факеле имеется монофазный (гомогенный) топливовоздушный заряд за зоной фронта, а жидкое топливо может быть только во фронте факела.

Полученное выше уравнение (5.22) для θ_p не имеет явного вида, поэтому для отыскания связи θ_p и ρ при неизвестном k_{σ} требуется найти замыкающее уравнение. Для этого следует воспользоваться выражением средней температуры факела $\bar{\theta}_{\phi} = \sum_0^1 \theta_{\rho i} \Delta(\rho_i^2)$, которая одновременно равна [25]

$$\bar{\theta}_{\phi} = \frac{v_{\phi} \pi}{v_{\phi} + (1 - v_{\phi})(1 - \pi)} = \sum_0^1 \theta_{\rho i} \Delta(\rho_i^2). \quad (5.23)$$

Поэтому расчет температур в факеле для данного момента проводится по формуле (5.22) с таким расчетом, чтобы выполнять условие (5.23) путем подбора доли топлива, участвующего в теплообмене, выражаемой характеристикой k_{σ} . Для проведения расчетов на ЭВМ «Минск-32» в ЦНИТА разработан алгоритм, что позволяет расчеты проводить быстро и точно.

На рис. 5.13 приведен сводный график, иллюстрирующий процессы тепломассообмена и испарения в топливном факеле. На рис. 5.13 приведено для различных моментов развития факела ($\tau = 0,5$; $\tau = 1$; $\tau = 1,5$; $\tau = 2 \text{ мс}$) изменение по сечению факела температуры θ_p в соответствии с измеренным законом распределения топлива P_{ρ} . На рис. 5.13 также показано соответственно изменение для различных слоев $\theta_{\rho i}$ и $\theta_{зр i}$ по длине факела, выраженного во временных координатах.

Определив температуру равновесия θ_p (точнее θ_{3p}), можно найти количество испаренного топлива в каждом слое и в факеле в целом, воспользовавшись кривой фракционной разгонки топлива. Это позволяет определить коэффициент избытка воздуха по испаренному топливу α_{3p} для каждого слоя и суммарное количество испаренного топлива, выраженного через долю испаренного топлива i_σ . Кроме того, на рис. 5.13 приведена кривая изменения по времени среднего значения коэффициента избытка воздуха по испаренному топливу ($\alpha_{п.ф.}$). Эта величина интересна

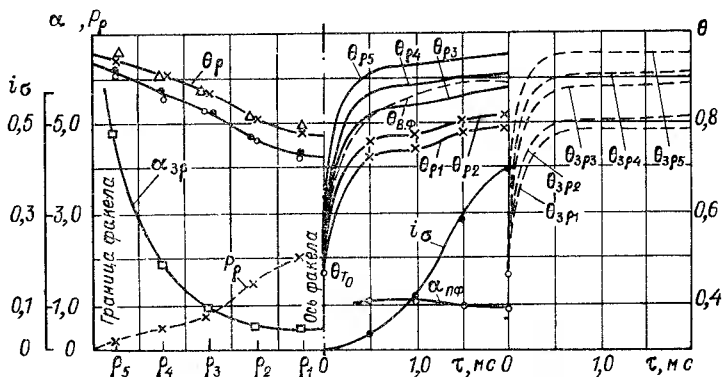


Рис. 5.13. Температурные θ и концентрационные α характеристики факела при впрыске: $\circ$ — $\tau = 0,5$ мс; $\bullet$ — $\tau = 1,0$ мс; $\times$ — $\tau = 1,5$ мс; $\triangle$ — $\tau = 2,0$ мс

для случаев больших задержек воспламенения, когда неоднородность в факеле успевает выравняться.

Таким образом, можно вычислить полную характеристику состояния заряда в каждой точке факела, и, в частности, иметь температурные и концентрационные поля, взаимно увязанные в пространстве и времени.

В процессе впрыска, продолжающегося 1,5—3 мс, выравнивание в факеле и камере сгорания сложившихся полей концентрации и температуры вряд ли имеет место. Но по окончании впрыска наблюдается перемещение заряда, в результате чего постепенно уменьшают перепады температур и концентраций. Процессы диффузии и теплопроводности достаточно точно описываются дифференциальными уравнениями диффузии и теплопроводности. Примем, что в зоне формируется сплошной фронт топливоздушнoй смеси переменных концентраций и температуры (закончено межтрассовое смешение), поэтому могут быть применены следующие уравнения:

$$\frac{\partial c_{пр}}{\partial \tau} = \frac{D_T G_T}{v_\phi r_\phi^2} \frac{\partial^2}{\partial (\rho^2)^2} (P_\rho i_\sigma); \quad (5.24)$$

$$\frac{\partial \theta_p}{\partial \tau} = \frac{\kappa}{r_\phi^2} \frac{\partial^2 \theta_{3p}}{\partial (\rho^2)^2}, \quad (5.25)$$

где D_T и κ — коэффициенты диффузии и температуропроводности.

По выражениям (5.24) и (5.25) можно рассчитывать действительные значения температур и концентраций в топливном факеле после впрыска в любой момент времени.

На рис. 5.14 приведена сводная диаграмма, иллюстрирующая результаты расчетов по макроскопической теории смесеобразования.

На графиках даны полуэмпирические зависимости: температурные $\theta_{зр} = f(\rho)$; $\theta_\rho = f(\rho)$; $\theta_{\rho i} = f(\tau)$; концентрационные $i_{зр} = f(\rho)$; $\alpha_{п. зр} = f(\rho)$; $c_{п. зр} = f(\rho)$; эффективные σ , v_ϕ (опытные характеристики), $\sigma_{эф} = \sigma k_\sigma = f(\tau)$; $i_\alpha = f(\tau)$; доли испаренного топлива $i_\alpha = f(\tau)$, находящегося в пределах $\alpha_n = 1,5$ и $\alpha_v = 0,5$. Кроме того, указана температура $\theta_{\alpha=1}$, соответствующая слою с $\alpha = 1$. Все графики построены в относительных координатах. Экспериментальные данные, использованные в расчете, для опыта с параметрами $p_0 = 15$ кгс/см²; $I_0 = 673$ К; $G_{ц} = 100$ мг/цикл следующие:

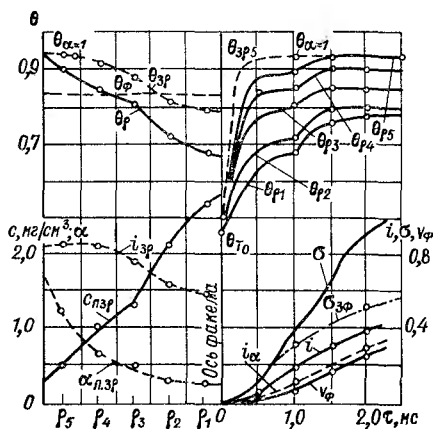


Рис. 5.14. Расчетно-экспериментальные характеристики топливного факела

τ , мс	0	0,5	1,0	1,5	2,0
$\sigma = G_r/G_{ц}$	0	0,12	0,38	0,68	0,92
$v_\phi = V_\phi/V_K$	0	0,024	0,078	0,186	0,242
$\pi = p_T/p_0$	1	0,993	0,985	0,977	0,969

На рис. 5.13 приведены интегральные характеристики заряда, показывающие ряд интересных фактов. Например, эффективная доля топлива $\sigma_{эф}$, т. е. вступившая в теплообмен, существенно меньше σ , так как значительная часть топлива находится еще в пути. Еще меньше доля испаренного топлива i_σ (менее 40%). Коль скоро $i_\alpha \ll i_\sigma$, то это означает, что значительная доля паров топлива находится за пределами воспламеняемости (см. $\alpha_{п. зр}$). Итак, предложенная полуэмпирическая методика анализа смесеобразования дает по экспериментальным замерам π (падение давления при теплообмене) и v_ϕ (распространение топливного факела) полную информацию о смесеобразовании в топливном факеле. Однако она ограничена моментом попадания топлива на стенку, поэтому нет данных по смесеобразованию по окончании впрыска; нет также сведений по размерам частичек (в том числе коагулированных) и скоростям их движения. Между тем, с помощью этого метода можно подойти к определению коэффициентов теплообмена капли со средой и реальных размеров частичек

(через суммарную поверхность), а на знании этих двух параметров будет базироваться полная теория теплообмена в факеле. Наконец, необходима постановка прецизионного эксперимента по измерению размеров частиц и распределению их реальных размеров. Только таким путем удастся закончить построение теории смесеобразования в дизельном факеле, а изложенная полуэмпирическая макроскопическая методика поможет выбрать значения базовых параметров и уточнить теоретические положения по структуре факела.

22. ИСПАРЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВ

Знание характеристик испарения различных топлив необходимо как для углубленного понимания природы смесеобразования и сгорания в дизельном цикле, так и оценки поведения в усло-

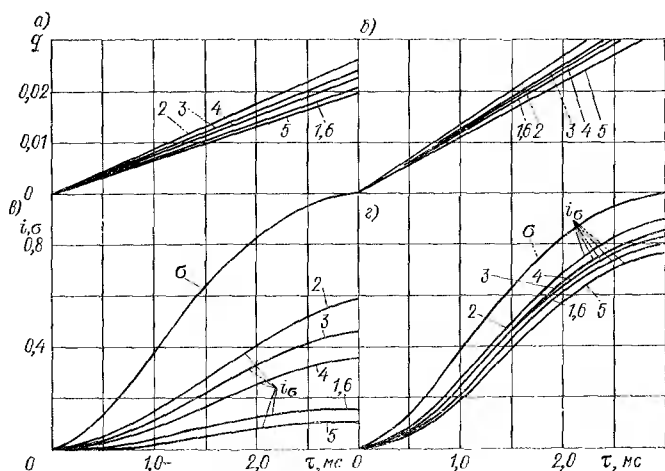


Рис. 5.15. Характеристики теплообмена q (а, б) и испарения i (в, з) различных топлив при впрыске в спокойный заряд при $t_0 = 300^\circ \text{C}$ и $t_0 = 600^\circ \text{C}$:

1 — дизельное топливо; 2 — бензин; 3 — ШФС-1; 4 — ШФС-2; 5 — цетан; 6 — 45%-ная смесь цетана с метилнафталином

виях дизеля различных фракций. Проведем оценку по макроскопической методике, базирующейся на опытном измерении падения давления при впрыске топлив в дизельную бомбу с инертной средой (азотом). По индикаторной диаграмме, перестроенной в координатах π — τ , определялось изменение по времени доли теплоты, отданной воздухом в камере сгорания топливу: $q = 1 - \pi$. На рис. 5.15, а и б построены графики изменения q в процессе впрыска в бомбу постоянного объема со спокойной средой при давлении $p_0 = 23 \text{ кгс/см}^2$ для начальных температур заряда 300 (рис. 5.15, а) и 600°C (рис. 5.15, б). На рисунке приведены данные для дизельного топлива (1), бензина А-72 (2),

чистого цетана (5), 45 %-ной смеси цетана с α -метилнафталином (6) и опытных топлив (3, 4). Видно, что наиболее интенсивно воспринимает теплоту самое легкое топливо — бензин, что связано с более мелким распыливанием бензина, т. е. большей поверхностью теплообмена, так как коэффициенты теплообмена и скорости частиц у различных топлив мало различаются. Цетан как наиболее тяжелое топливо скорее всего имеет более грубое распыливание, что сказывается на величине общей поверхности распыленного топлива, и, как следствие, на интенсивности теплоотдачи. Эти закономерности между интенсивностью теплообмена и фракционным составом топлива наблюдаются при всех температурах среды в спокойном и завихренном заряде, поэтому могут быть приняты как доказанные.

На рис. 5.15, *в, г* приведены кривые испаряемости i_σ в процессе впрыска и смесеобразования в топливном факеле при тех же условиях опыта с теми же топливами, полученные путем обработки данных теплообмена q по макроскопической методике. Из графиков следует, что разница по испаряемости топлив очень значительна при низких температурах — легкие топлива испаряются более интенсивно, чем тяжелые, что объясняется различием в температурных кривых разгонки топлив, и не столь велика при высоких температурах; она примерно соответствует разнице в интенсивности теплообмена. Действительно, коль скоро в факеле имеет место значительное понижение температуры, то доля испаренного топлива, определяемого температурами равновесия в микрослоях, сильно зависит от содержания легких фракций. Так, на бензине в конце впрыска ($\tau = 3$ мс, $\sigma = 1$, $k_\sigma = 0,8$) испаряется 60% топлива, ибо в ядре факела температура среды падает до 180°C , т. е. несколько ниже температуры конца кипения топлива, что и определяет тот факт, что 20% топлива (в основном тяжелые фракции) остается к концу впрыска в зоне факела в жидкой фазе. Полное же испарение заканчивается через 9 мс после начала впрыска. Следует отметить, что понижение температуры в факеле вообще более значительно на легких топливах, чем на тяжелых, так как больше теплоты расходуется на испарение топлива.

Тяжелые топлива при низких температурах среды слабо испаряются из-за малого содержания легких фракций. Дизельное топливо имеет начальную температуру разгонки 190°C , так что при температуре в факеле $t_0 = 215^\circ\text{C}$ дизельного топлива испаряется всего 10%. Все это в конце концов и определяет интегральную долю испаренного дизельного топлива в факеле при $t_0 = 300^\circ\text{C}$, равную $i_\sigma = 0,15$. Полное же испарение дизельного топлива при этой температуре не достигается: через 100 мс за счет выравнивания температур испарится всего 65% топлива. Цетан имеет температуру кипения $t_k = 287^\circ\text{C}$, поэтому испарение имеет место в основном в периферийных слоях, где нет заметного понижения температуры.

При высоких начальных температурах среды понижение температуры таково, что это обеспечивает почти полное испарение всех топлив в зоне факела. Так, i_σ для бензина практически совпадает с произведением $k_\sigma \sigma$, определяющим долю топлива,

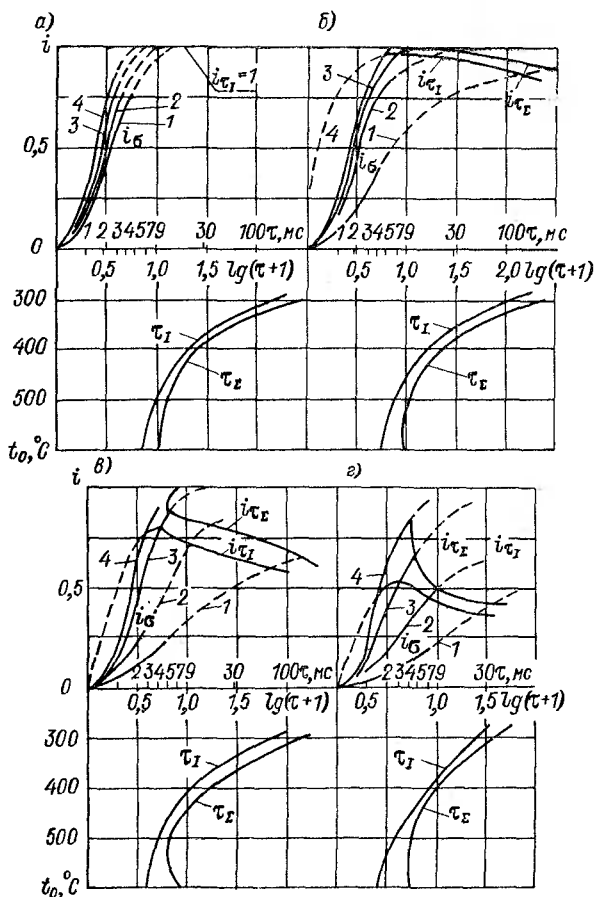


Рис. 5.16. Характеристики испаряемости i_σ различных топлив: бензина (а), керосина (б), дизельного топлива (в), цетана (г) в фазах воспламенения i_{τ_I} и горения i_{τ_Σ} при начальной температуре t_0 °C:
1 — 300; 2 — 400; 3 — 500; 4 — 600

поступившего в зону фронта, т. е. количество поглощенной теплоты и уровень температур в факеле таковы, что практически полное испарение бензина наблюдается сразу по мере поступления частиц в зону факела. Большая полнота испарения при $t_0 = 600^\circ \text{C}$ наблюдается и у тяжелых топлив.

На рис. 5.16 для бензина (рис. 5.16, а), керосина (рис. 5.16, б), дизельного топлива (рис. 5.16, в) и цетана (рис. 5.16, г) приве-

дены кривые испаряемости при $t_0 = 300$, $t_0 = 400$, $t_0 = 500$ и $t_0 = 600^\circ \text{C}$. Приведенные кривые показывают, что если испарение бензина при всех реальных температурах конца сжатия в дизеле (даже соответствующих холодному пуску) полностью заканчивается за время от 4 до 10 мс, керосина — от 5 до 30 мс (при $t_0 = 400^\circ \text{C}$), то дизельное топливо полностью испаряется только при $t_0 = 600^\circ \text{C}$ (7 мс) и при $t_0 = 500^\circ \text{C}$ (13 мс), а при более низких температурах полностью не испаряется даже за длительный срок. Еще более низкие показатели у цетана.

Таким образом, по показателям испаряемости цетан имеет крайне неблагоприятные для дизеля показатели, поэтому в чистом виде неприменим для дизельного цикла (при допустимых степенях сжатия). Дизельное топливо имеет удовлетворительную характеристику испаряемости только при $t_0 \geq 500^\circ \text{C}$, а при более низких температурах она неудовлетворительна. Кривые испаряемости керосина вполне удовлетворительны во всем диапазоне температур и лишь не вполне удовлетворительна испаряемость при самых низких температурах: 90%-ная испаряемость достигается за 100 мс. Но в турбулентном потоке эти показатели улучшаются в 2—2,5 раза. Кривые испаряемости бензина даже в спокойной среде характеризуют очень интенсивный массообмен. Это означает, что во всем рабочем температурном диапазоне бензин имеет высокую испаряемость, что при высокой летучести бензиновых паров приведет к быстрой гомогенизации заряда.

Следовательно, по качеству смесеобразования (испарения) бензин и цетан (в чистом виде) по различным причинам не вполне пригодны для дизельного цикла, а дизельное топливо и особенно керосин имеют удовлетворительные показатели испаряемости.

ГЛАВА 6. ПРОЦЕССЫ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ И ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

23. ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ В УСЛОВИЯХ ДИЗЕЛЯ

Сущность процессов воспламенения и горения топлива принципиально различна, хотя оба представляют собой окисление молекул горючего. Процесс воспламенения, характеризуемый спонтанным переходом относительно медленных предпламенных реакций в очень быстрые экзотермические, происходит в результате или нарушения равновесия между скоростями тепловыделения и теплоотвода из реагирующей зоны, или нарушения равновесия между скоростями разветвления и обрыва кинетических цепей. Процесс горения, наоборот, представляет собой процесс окисления в зоне фронта пламени, насыщенной активными центрами при высокой температуре горения. Столь различная

природа обоих процессов не позволяет рассматривать процесс сгорания в дизеле как единый процесс, что имело место в теории дизеля. С этой целью предварительно рассмотрим основные особенности условий развития этих процессов в дизеле, обусловленные природой смесеобразования в дизельном топливном факеле.

Процесс окисления может развиваться только в газовой фазе, так как энергии разрыва внутримолекулярных связей (химическая реакция) больше энергии разрыва межмолекулярных связей (испарения). В жидкой фазе могут развиваться лишь начальные реакции предварительного окисления, поэтому процессы химических превращений должны рассматриваться с учетом условий гомогенизации среды, определяемой смесеобразованием в заряде с учетом реально складывающихся полей температур и концентраций. Итак, главная особенность химических превращений в условиях дизеля — наличие расслоенного заряда, как правило, состоящего из богатых и бедных слоев смеси (вплоть до чистого воздуха) переменной концентрации и температуры. При некоторых условиях возможно наличие отдельных жидких капель топлива, но основная часть заряда в процессе распространения факела испаряется, образуя области паровоздушной смеси. Наличие горючего заряда такого качества порождает направленную диффузию молекул топлива в сторону обедненных смесей (и воздуха) и встречную диффузию молекул воздуха в районы обогащенного топливного заряда. Это встречное молекулярное движение приводит к постепенному выравниванию концентраций и температур. Расчеты показали, что в спокойной среде выравнивание их происходит за ~ 100 мс, а в турбулентной среде — за 15—25 мс, так что в течение всего процесса сгорания заряд может сохранять неоднородность, что и определяет его феноменологию, при этом должна быть учтена динамика изменения концентрации заряда, характеризующаяся постепенным обогащением обедненного заряда и обеднением богатого. Последнее особенно важно при анализе процессов окисления, характеризующихся изменением концентрации по времени dc_T/dt_x , которая может быть сопоставлена со скоростью изменения концентрации вследствие диффузии $(dc_T/dt)_d$. Температурные зависимости обеих производных различаются в десять раз в показателях степени: $(dc_T/dt)_x \sim T^{25}$, а $(dc_T/dt)_d \sim T^{2,5}$. При температуре, близкой к 400°C , наблюдается их равенство. Следовательно, при низких температурах ($t_0 < 400^\circ\text{C}$) изменение концентрации горючего за счет диффузии (выравнивание) происходит быстрее, чем за счет химической реакции, так что практически химический процесс развивается в смесях малой неоднородности; при высокой температуре ($t_0 > 400^\circ\text{C}$), наоборот, химическая реакция развивается столь быстро, что выравнивание концентрации будет вряд ли заметным, так что весь период воспламенения (и горения) заряд по концентрации будет неоднородным.

Процесс окисления молекул топлива представляет собой многостадийный цепной процесс с вырожденными разветвлениями, протекающий в однородной смеси и имеющий несколько стадий, некоторые из них имеют явно выраженный характер. Установлено, что процесс окисления моторного горючего сопровождается возникновением холодного пламени (распространение которого предшествует горячему пламени), характеризующегося хемилуминесценцией формальдегида — начального продукта окисления. При образовании холодного пламени выделяется небольшое количество теплоты, что выражается в незначительном росте температуры и давления. Иногда отмечается еще одна явная стадия — слабое голубое свечение с образованием продуктов частичного окисления. Горячее же пламя является результатом взрыва СО. Такой многостадийный механизм окисления возникает только при низких температурах, так как не требует больших затрат энергии на свое развитие. При высоких температурах возможен механизм одностадийного взрыва, когда вследствие быстрой и активной атаки молекулы топлива образуется несколько осколков, каждый из которых мгновенно вступает в химическую реакцию.

Изложенные условия развития химических процессов необходимо учитывать при формулировании теорий процессов воспламенения и горения в дизеле, так как стандартные схемы развития этих процессов в гомогенных, изотропных смесях для дизеля с широкорасслоенным зарядом неприемлемы и требуют разработки базовых положений о воспламенении неоднородного заряда и распространении пламени в расслоенной смеси.

24. ДИФфуЗИОННОЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЕ ТОПЛИВА В НЕОДНОРОДНОМ ФАКЕЛЕ [24]

В расслоенных смесях химическая реакция в заряде развивается с разными скоростями из-за различия в химическом составе и температурах. Как было отмечено, имеются встречные диффузионные потоки компонентов и продуктов частичного окисления, в результате чего непрерывно изменяется состав смеси в слоях и обеспечивается перенос продуктов окисления из слоя в слой. В зависимости от соотношения скоростей окисления и смешения возможны различные случаи воспламенения: если скорость смешения больше скорости окисления, то химическая реакция развивается практически в однородном заряде; если скорость смешения меньше скорости окисления, то химическая реакция развивается в расслоенном заряде без участия процессов переноса; если скорости смешения и окисления, выраженные через изменение концентрации $dc_r/d\tau$ (или через характеристическое время), близки по значениям, то химическая реакция развивается в заряде с непрерывно изменяющимся полем концентраций и при этом продукты частичного окисления перемещаются из слоя одной

концентрации в слой другой концентрации. Эти особенности окисления топлив в расслоенном заряде положены в основу теории диффузионного воспламенения распыленного топлива, позволяющей связать современные кинетические представления об окислении углеводородов с представлениями о концентрационном расслоении заряда и динамике смешения.

Воспламенение происходит только в газовой фазе в слоях, где имеется испаренное топливо и кислород и где процессы переноса и окисления развиваются одновременно после испарения топлива. При низких температурах процесс воспламенения лимитируется химической реакцией, развиваясь в квазиоднородных смесях, а при высоких температурах — смешением в неоднородном заряде. Возможен случай, когда имеет место примерное равенство скоростей этих процессов.

Химическая реакция в условиях дизеля может развиваться по многостадийному механизму окисления, причем эти стадии довольно явны, поэтому весь процесс воспламенения можно разбить на условные стадии, каждая из которых характеризуется стабильным продуктом промежуточного окисления. Из всех теорий окисления как нецепного, так и цепного характера следует, что первой реакцией окисления является бимолекулярная реакция между молекулой углеводородов C_nH_m и молекулой (или атомом) кислорода O_2 , так что эквимолекулярное соотношение ее $\alpha_{\text{э}1} = 1/(n + m/4)$. Для полного окисления молекулы углеводорода требуется количество кислорода, равное $n + m/4$. При низкотемпературном окислении кислород вовлекается в реакцию постепенно, по мере углубления превращения, так что оптимальный состав смеси $\alpha_{\text{э}}$ в процессе окисления должен плавно изменяться (для парафиновых углеводородов) от $1/(n + m/4)$ до $\alpha_{\text{э.к}} = 1$, а количество молекул кислорода на каждую молекулу углеводорода должно возрастать от 1 до $n + m/4$. Это положение об изменении оптимального состава смеси в процессе окисления, отсутствующее в классической кинетике, становится основополагающим для окисления в неоднородной среде.

Опыты с холоднопламенным окислением показали, что наиболее быстро холодное пламя появляется в самых богатых смесях. Поскольку первая серия превращений связана с эквимолекулярной реакцией $C_nH_m + O_2$, то эквимолекулярное количество кислорода соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha_1 = 1/(n + m/4)$ и для парафинового ряда углеводородов $\alpha_1 = 2/(3n + 1)$.

Результаты опытов М. Б. Неймана и М. В. Айвазова с пентано-воздушными смесями различного состава при 337°C и 200 мм рт. ст. показали следующее:

α	0,125	0,25	0,5	1,0	1,125	1,5	2,0
τ , с	4,1	5,4	6,6	10,2	11,8	18,4	∞
$\Delta p'_{\text{max}}$ мм рт. ст.	—	41	32	18	—	—	—

Из приведенных данных следует, что по мере обогащения ряда топливом период задержки холодного пламени τ_1 сокращается, а прирост давления увеличивается. Таким образом, окисление, требующее для каждого элементарного акта эквимолекулярного соотношения компонентов, начинается быстрее при $\alpha_3 = \alpha_1 = 0,05 \div 0,15$, а заканчивается более быстро и полно при стехиометрических составах $\alpha_3 = \alpha_k = 1$, когда имеется соответствие между кислородом и углеводородом для полного окисления.

Скорость бимолекулярных реакций, характерных для многочисленных этапов окисления, при прочих равных условиях примерно в 10^4 раз меньше скорости мономолекулярных реакций [29] и определяется по формуле

$$W_x = a_2 e^{-\frac{E}{RT}} c_{C_nH_m} c_{O_2},$$

где a_2 — предэкспоненциальный множитель константы бимолекулярной реакции; E — энергия активации; R — газовая постоянная; $c_{C_nH_m}$ и c_{O_2} — относительные концентрации углеводородов и кислорода. Наибольшее значение W_x будет иметь при максимуме произведения $c_{C_nH_m} c_{O_2}$. Выражая концентрации в относительных величинах $c_{C_nH_m} + c_{O_2} = 1$, получим, что эквимолекулярная концентрация $c_{C_nH_m} = c_{O_2} = 0,5$ всегда обеспечивает максимальную скорость реакции.

По мере углубления химического превращения меняются компоненты реакции и их эквимолекулярное соотношение, что выражается ростом эквимолекулярного коэффициента избытка воздуха реакции. На рис. 6.1 приведено изменение давлений по времени при окислении этана в кислородных смесях (по опытам Бона и Хилла), из которых следует, что быстрее всего окисление наступает при эквимолекулярной реакции $C_2H_6 + O$, т. е. при $\alpha_1 = 0,15$, а прирост давления, характеризующий глубину превращения и тепловыделения, выше при больших значениях α . Это указывает на то, что на последующих этапах окисления некоторое увеличение α по сравнению с α_1 способствует более полному развитию процесса окисления. Но увеличение α до 0,9 на этих этапах превращения сказывается неблагоприятно: увеличивается время начала окисления, падает прирост давления (полнота окисления) и скорость его нарастания. Таким образом, процесс окисления в дизеле можно условно разделить на ряд промежуточных стадий, характеризующихся соответствующим значением α_3 .

p , мм рт. ст.

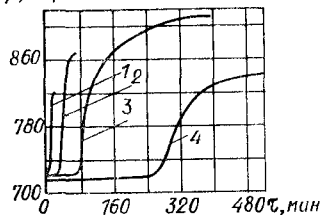


Рис. 6.1. Диаграммы изменения давления p при окислении этана в различных кислородных смесях (опыты Бона и Хилла):

1 — 2 $C_2H_6 + O_2$ ($\alpha_1 \approx 0,15$);
2 — $C_2H_6 + 0,5 O_2$ ($\alpha_1 \approx 0,3$); 3 —
 $C_2H_6 + 2 O_2$ ($\alpha_1 \approx 0,6$); 4 —
 $C_2H_6 + 3 O_2$ ($\alpha_1 \approx 0,9$)

В качестве иллюстрации примем для углеводорода типа гексана C_6H_{14} следующую кинетическую схему окисления, состоящую из пяти стадий, характеризующихся следующими α_3 : I — $\alpha_I \approx 0,1$ (первичное окисление углеводородов с образованием тяжелых радикалов); II — $\alpha_{II} \approx 0,2$ (образование промежуточных радикалов, перекисей, альдегидов типа C_3H_7CHO , $C_3H_7CH_2OO$); III — $\alpha_{III} \approx 0,5$ (образование продуктов типа CH_3CHO , CH_3CH_2OO с нарастающим вовлечением в реакцию кислорода); IV — $\alpha_{IV} \approx 0,75$ (участие в реакции легких промежуточных

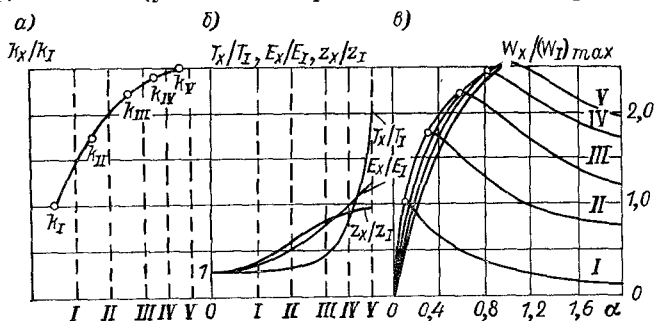


Рис. 6.2. Изменение относительной скорости химической реакции Z_x/Z_1 (a) и ее компонентов — температуры T_x/T_1 , числа столкновений молекул z_x/z_1 и энергии активации E_x/E_1 (б) в процессе окисления, и теоретические зависимости скорости химической реакции $W_x/(W_1)_{max}$ от состава смеси α для различных стадий окисления I, II, III, IV, V (в)

продуктов типа CH_3OH , CH_3CO с выходом продуктов реакции, как CO , $HCHO$ и др.); V — $\alpha_V \approx 1$ (получение конечных продуктов CO_2 и H_2O с окончанием поглощения кислорода).

Изложенная модель иллюстрирует постепенное вовлечение в реакцию кислорода, уменьшение цепочки молекулы топлива, «облегчение» участвующих в реакции компонентов. На рис. 6.2 скорость химической реакции $W_x \sim c_{C_nH_m} c_{O_2}$ построена по α для пяти стадий реакции, характеризующихся принятыми α_3 . Видно, что максимум скорости реакции по мере углубления химического процесса перемещается с очень богатых на менее богатые смеси. Но скорость реакции определяется также константой скорости химической реакции, которая может изменяться в процессе окисления. Так, в процессе воспламенения изменяются энергия активации E , число реагирующих пар молекул z за счет цепного разномножения углеводородной молекулы и температура системы T , особенно в конце процесса. Это видно из рис. 6.2, б, где показано относительное изменение от стадии к стадии следующих параметров: z_x/z_1 — числа активных столкновений реагирующих пар по отношению к числу активных столкновений молекул топлива и кислорода для начальных реакций z_1 ; E_x/E_1 —

энергии активации по отношению к ее значению для начальных реакций; T_x/T_1 — температуры в процессе развития воспламенения по отношению к начальной (при $T_1 = T_0$).

Если учесть изменения этих параметров, то их совместное действие будет определять константу скорости химической реакции k так, что отношение текущей константы скорости химической реакции k_x к константе скорости начальной реакции k_1 непрерывно изменяется. Это позволяет построить безразмерные скорости реакции на отдельных стадиях процесса, отнесенные к максимальному значению скорости начальной реакции $W_x/W_{\max}$. На основании графиков на рис. 6.2 можно оценить изменение относительной скорости реакции $W_x/W_{I_{\max}} = (k_x/k_1) c_{C_nH_m} c_{O_2}$ в зависимости от глубины химического превращения, характеризуемой порядковым номером стадии (I, II, III, IV, V). Анализ перестроенных таким образом кривых изменения скоростей процесса по мере его развития (для $\alpha = 0,1$; $\alpha = 0,2$; $\alpha = 0,5$; $\alpha = 0,75$; $\alpha = 1,0$) позволяет установить характер процесса воспламенения: на переобогащенных смесях процесс вначале развивается быстро, а потом замедляется; на менее обогащенных смесях процесс все время ускоряется и замедляется лишь к концу; на стехиометрических смесях процесс сначала протекает вяло, затем ускоряется, и, наконец, достигает максимального значения скорости реакции в конце воспламенения.

Полученные характеристики воспламенения интересны тем, что их интеграл определяет суммарную скорость всего процесса воспламенения $I = \int \frac{W_x}{W_{I_{\max}}} d\beta = \frac{1}{W_{I_{\max}}} \int W_x d\beta$, так что площадь под каждой кривой характеризует скорость воспламенения при данном составе смеси. Глубину превращения характеризует число углеводородных валентностей B_x , замещаемых кислородом в молекуле горючего. Валентность углерода равна 4, водорода — 1, так что полное число валентностей в молекуле топлива C_nH_m $B_T = 4n + m$ *. Лучше же всего глубину химического превращения характеризовать безразмерной величиной $\beta = B_x/B_T = B_x/(4n + m)$.

Если провести огибающую кривых скоростей реакции, то площадь под ней будет максимальной, а следовательно, максимальной будет и скорость воспламенения. Применительно к слоенным смесям эта концепция может быть справедливой, так как в них могут быть богатые топливом зоны, которые непрерывно разбавляются кислородом. Более того, при воспламенении распыленных топлив трудно найти зону с постоянным значением α , поэтому все зависит от того, как в том или ином месте

* Для парафиновых углеводородов $B_T = 6n + 2$, для непредельных углеводородов $B_T = 6n$, для ароматических $B_T = 5n$.

изменяется α . Если α меняется рациональным образом, то задержка воспламенения будет минимальной, так как состав смеси изменяется за счет диффузии окислителя точно так же, как за счет химического превращения.

Итак, можно себе представить следующий механизм диффузионного воспламенения распыленного топлива в дизеле. Весь объем камеры сгорания разбивается факелом на две области: внутреннюю, характеризующуюся ростом концентрации кислорода, и внешнюю, характеризующуюся нарастанием концентрации паров топлива. В свете изложенного ясно, что (при $\alpha_{ц} \geq 1$) для формирования пламени благоприятнее область внутри факела, где имеются слои с различными интенсивностями роста α . В начальный момент в переобогащенной области развиваются первичные цепные превращения и накапливаются активные продукты начального окисления. Высокая концентрация этих продуктов в обогащенных слоях порождает их диффузию во всех направлениях, причем в каждом пространственном направлении перемещается треть частиц (в том числе в сторону менее богатых смесей). В следующий момент в прилегающей менее богатой зоне более благоприятны условия для последующей стадии превращения, в которой оказывается треть диффундирующих молекул продуктов реакции и в которой порождаются более легкие радикалы. Наличие непрерывного поля концентраций, диффузия промежуточных активных продуктов в прилегающие зоны и нарастающее поступление кислорода приведут к тому, что по мере углубления процесса окисления самопроизвольно будут выявляться зоны, где наиболее быстро развиваются отдельные стадии реакции. Такое предположение справедливо в такой же мере, как и предположение о самопроизвольном расположении диффузионного пламени в стехиометрической (оптимальной) зоне; точно так же зона диффузионного воспламенения блуждает из зоны, оптимальной в данный момент, в зону, оптимальную для следующего этапа превращений и т. д. Таким образом, диффузионное воспламенение, так же как и диффузионное горение, происходит в оптимальной по концентрации зоне, но в процессе реагирования зона диффузионного воспламенения постепенно перемещается из богатых слоев к стехиометрическому, формируя диффузионное пламя в слое, где $\alpha = 1$.

Скорость химической реакции в процессе воспламенения не постоянна: наименьшая она в начальных стадиях, а наибольшая — в конечных. Оптимальная интенсивность переноса реагирующих частиц должна также меняться по ходу процесса, поэтому можно представить три вида диффузионного воспламенения в расслоенном заряде.

1. Если в какой-либо зоне все время наблюдается примерное соответствие интенсивностей реагирования и переноса, то наиболее быстро окисление развивается именно в этой зоне.

2. Если же это соответствие на какой-либо стадии нарушается, то авангардная зона реагирования смещается и находит свое оптимальное местоположение: например, при недостаточно интенсивном смешении зона воспламенения смещается в сторону воздуха, компенсируя, таким образом, недостаток окислителя для следующих реакций.

3. Если химический процесс ускоряется в такой степени, что сдвиг зоны воспламенения за счет молекулярной диффузии лимитирующего компонента на оптимальные α может стать недостаточным, всякая интенсификация переноса, например за счет турбулентности, может лишь ускорить воспламенение. При очень высокой скорости воспламенения процесс смешения (даже турбулентного) может быть недостаточно быстрым и к моменту возникновения пламени заряд останется неоднородным по составу, что само собой предопределяет факт формирования диффузионного факела. Такой случай имеет место также при очень высоких температурах, когда развивается крекинг-реакция, требующая полного подвода кислорода, так что пламя формируется в слое $\alpha \geq 1$ при сохранении неоднородности в заряде. В противоположном случае при слишком интенсивном смешении или медленном развитии реакции, авангардная зона реагирования смещается в сторону ядра факела, как бы «убегая» от чрезмерно интенсивного потока кислорода. Если относительная скорость переноса не так уж велика, то процесс самовоспламенения закончится еще на пути движения зоны к ядру факела. Если же относительная скорость смешения очень значительна, то зона воспламенения может дойти до самого богатого слоя.

Итак, когда оба процесса развиваются таким образом, что изменение концентрации соответствует требуемому химической реакцией, воспламенение развивается с максимальной скоростью. При нарушении этого соответствия зона оптимального реагирования переместится в пространстве. В прилегающих к авангардной зоне слоях реакция также развивается, но не столь быстро, поэтому к моменту «рождения» пламени вся область окисления будет в той или иной степени насыщена активными частицами, радикалами, продуктами промежуточного окисления.

На основании изложенной модели диффузионного воспламенения в раслоенных зарядах можно утверждать следующее.

1. Наличие в заряде концентрационной неоднородности способствует ускорению воспламенения. Основным определяющим процессом при воспламенении является процесс химического превращения, но при повышенных температурах возможно ускорение реакции за счет усиления переноса реагирующих частиц из одной зоны в другую. Поэтому в расслоенных зарядах процесс переноса при некоторых условиях может непосредственно ускорять скорость цепного химического превращения.

2. Изложенная модель объясняет причину смещения у моторных топлив * максимума скоростей воспламенения и распространения пламени на незначительно обогащенные смеси ($\alpha_{\text{опт}} \approx 0,85 \div 0,9$) вследствие ускорения начальных и промежуточных реакций на обогащенных смесях.

25. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИФфуЗИОННОГО ВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ТОПЛИВНОМ ФАКЕЛЕ

Для обоснования развитых теоретических взглядов необходимы однозначные экспериментальные сведения, отвечающие на следующие вопросы:

1. Одностадийен или двустадийен механизм окисления в дизеле, т. е. развивается воспламенение через термический распад молекул топлива или по механизму постепенного цепного окисления.

2. Какую роль играют фактор неоднородности и диффузионные процессы при воспламенении или влияет неоднородность заряда непосредственно на кинетику холодно-пламенного окисления.

Опыты были поставлены в дизельной бомбе с регистрацией изменения давления в камере сгорания посредством оптического и катодного индикаторов, интенсивности свечения холодного и горячего пламени посредством фотоэлектронного умножителя, а также с помощью кинокамеры распространения пламени с целью определения времени и места рождения очага воспламенения [27]. Лишь применение всего указанного комплекса регистраций может дать необходимые опытные данные по физико-химической природе процессов, развивающихся при воспламенении. Бомбовая установка была снабжена топливоподающей аппаратурой дизельного типа с механизмом единичного впрыска, поэтому для точной характеристики начальных условий опыта была проведена тщательная тарировка в зависимости от частоты вращения насоса, величин подачи топлива, хода иглы форсунки, а также датчиков давления в бомбе и в топливопроводе и температурного поля бомбы.

С помощью кинорегистрации определялись суммарная длительность задержки воспламенения τ_1 и примерное место зарождения очага пламени. Как правило, очаг пламени возникал вблизи цилиндрической поверхности камеры сгорания в наиболее удаленных от форсунки местах. При низких температурах и изменении начальных условий местоположение очага воспламенения менялось несущественно. При высоких температурах иногда наблюдалось многоочаговое воспламенение заряда, но тоже вблизи стенки бомбы. При средних температурах распространение пламени происходило со столь большими скоростями, что при скорости киносъемки 2000 кадр/с определить точное место-

* Этот вывод не относится к простейшим газовым топливам типа метана.

положение очага воспламенения было затруднительно. Длительность задержки воспламенения, полученная с помощью кино-регистрации, как правило, совпадала с регистрацией иными способами.

С помощью фотоэлектронного умножителя (ФЭУ) были получены кривые регистрации свечения холодного и горячего пламени для различных температур (пример регистрации представлен на рис. 6.3), которые позволяют провести подробный анализ механизма воспламенения.

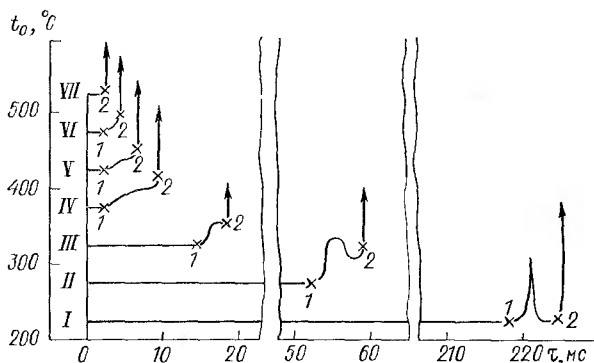


Рис. 6.3. Кривые регистрации свечения холодного и горячего пламени с помощью ФЭУ при различных начальных температурах t_0 [24]:

1 — начало холоднотламенного свечения; 2 — начало свечения горячего пламени

При низких температурах (регистрация I), когда суммарная задержка воспламенения достаточно велика, холодное пламя через время τ_1 быстро проходило по горючей смеси и затухало. Через время τ_2 в этой смеси рождался очаг воспламенения (точка 2). Запись свечения в этом случае достаточно сходна с записью холоднотламенного свечения в гомогенных смесях с той разницей, что длительность свечения холодного пламени в однородных смесях обычно еще меньше. Регистрация несомненно показывает, что очаг горячего пламени (точка 2) рождался после прохождения и затухания холодного пламени.

С повышением начальной температуры кривые свечения изменяются как по времени, так и по форме. Из регистрации II явствует, что с возрастанием температуры максимальная интенсивность холоднотламенного свечения уменьшается, а продолжительность его возрастает. Если в однородном заряде холодное пламя пробегает (и затухает) по заряду за 1—1,5 мс, то в данном случае холоднотламенное свечение после достижения максимума не прекратилось до появления горячего пламени. Это возможно, если к моменту рождения холодного пламени значительна неоднородность заряда. Действительно, вследствие слабого ускорения

процессов смещения при увеличении температуры холоднопламенный процесс все более лимитируется смесеобразованием. Как показывает регистрация III, холоднопламенные процессы при 320° С идут еще медленнее и менее полно. Из регистраций IV и V можно видеть, что интенсивность и скорость распространения холодного пламени падает еще больше, причем холоднопламенные реакции начинают развиваться лишь перед воспламенением.

На основании приведенных регистраций приходим к выводу, что воспламенение распыленного топлива при низких температурах кинетически имеет тот же характер, что и воспламенение

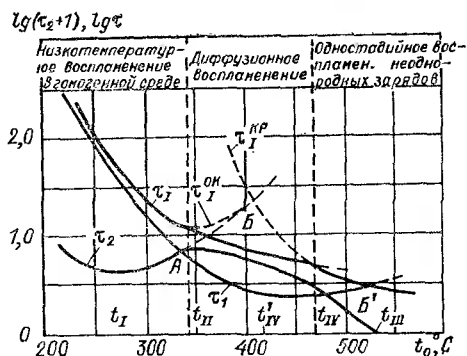


Рис. 6.4. Температурные характеристики длительностей воспламенения τ_1 , первой τ_1 и второй τ_2 стадий окисления (условия опыта: дизельное топливо, $p_0 = 1,5 \text{ кгс/см}^2$; $n_H = 500 \text{ об/мин}$; $G_{II} = 130 \text{ мг/цикл}$)

гомогенной смеси. Однако усиление неоднородности среды с повышением температуры приводит к зависимости распространения холодного пламени от процессов смесеобразования: нарастание свечения холодного пламени при воспламенении неоднородных зарядов растягивается на всю вторую стадию, в то время как в гомогенной смеси этот процесс завершается очень быстро.

При более высокой температуре (регистрация VI) уже наблюдался плавный переход холоднопламенного свечения в горячий взрыв, а при 535° С наблюдалось одностадийное воспламенение без каких-либо признаков образования холодного пламени (регистрация VII). Таким образом, при температурах свыше 500° С процесс воспламенения по кинетике принципиально отличается от низкотемпературного окисления и развивается по одностадийному механизму посредством термического крекинга молекул топлива.

Приведенные выше регистрации свечения холодного и горячего пламени подтвердили сложный характер процесса воспламенения и позволили предположить наличие конкуренции окислительного и крекингового кинетических механизмов и влияние смесеобразования на распространение холодного пламени. На рис. 6.4 показаны зависимости τ_1 , τ_2 и $\tau_I = \tau_1 + \tau_2$ от температуры. Длительность холоднопламенной задержки воспламенения τ_1 сильно сокращается с ростом температуры только до $T_0 = 450^\circ \text{C}$; дальнейшее повышение температуры не приводит

к ускорению образования холодного пламени. Кривая изменения длительности второй стадии задержки воспламенения τ_2 в зависимости от температуры имеет сложный характер: первоначальное повышение температуры до T_I приводит к некоторому сокращению величины τ_2 ; последующий рост температуры до T_{II} увеличивает τ_2 . Это находится в соответствии с общей теорией низкотемпературного окисления, объясняющей этот факт нарастающими трудностями накопления активных промежуточных продуктов (перекисей) до взрывной концентрации из-за их усиливающейся неустойчивости. Такое нарастание τ_2 , по утверждениям А. С. Соколика [31], должно непрерывно продолжаться с повышением температуры, как это было зарегистрировано в гомогенной среде (участок AB). Между тем, рост τ_2 наблюдается только до температуры T_{II} , после чего значение τ_2 снова уменьшается. Дальнейшее повышение температуры (более 500°C) приводит к тому, что $\tau_2 \rightarrow 0$, так как наступает одностадийное воспламенение, скорость которого становится больше скорости многостадийного окисления, хотя холоднопламенное свечение наблюдается почти до температуры T_{III} .

Изменение задержки воспламенения $\tau_I = \tau_I + \tau_2$ в зависимости от температуры определяется сложным изменением ее составляющих τ_I и τ_2 . Зависимость τ_I от T состоит из трех различных участков, условно характеризуемых различными значениями энергии активации. Наиболее высокое значение энергии активации наблюдается при высоких температурах, наиболее низкое значение — в средней температурной области. Это является дополнительным подтверждением того, что именно в средней области τ_I определяется физическими процессами, когда проявляется преобладающее влияние диффузии (смешения) на процесс воспламенения, т. е. справедлив диффузионный механизм воспламенения. Многочисленные опыты подтвердили справедливость механизма диффузионного воспламенения и определили область его существования между температурами T_{II} и T_{III} , а также показали наличие двух видов конкуренции при воспламенении в неоднородном заряде. С одной стороны, химическая конкуренция между двумя кинетическими механизмами окисления — низкотемпературным многостадийным активно развивающимся в переобогащенных слоях и высокотемпературным одностадийным крекинговым с большой энергией активации. По этой причине эту область температур $T_{II}—T_{IV}$ Н. Н. Семенов образно назвал «областью сосуществования». Наиболее интересный параметр в этой области — критическая температура T^* , при которой скорости обоих процессов равны. Например, в гомогенных смесях T^* близка к 400°C , а в неоднородной среде ее значения сдвигаются на большие температуры, так как ветвь AB кривой τ_2 за счет процесса переноса опускается ниже к кривой AB' (см. рис. 6.4). Все это в итоге определяет существование трех различных видов воспламенения: двухстадийного воспламенения в квазиоднородной смеси при низких температурах;

одностадийного воспламенения в неоднородном заряде при высоких температурах; многостадийного диффузионного воспламенения в расслоенном заряде (область сосуществования) в диапазоне температур $T_{II}-T_{IV}$.

Температуры в топливном факеле существенно ниже начальной T_0 . На рис. 6.5 построены зависимости ряда характерных температур в зависимости от t_0 . Среди них следующие: $t_{\alpha_{min}}$ — температура самого богатого слоя; $t_{\alpha=1}$ — температура стехиометрического слоя; t_{pc} — температура константного слоя в первый период

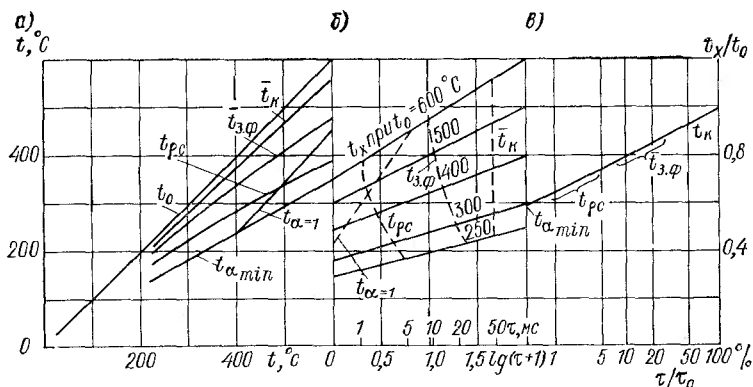


Рис. 6.5. Выравнивание температуры в факеле: а — влияние начальной температуры t_0 на среднюю температуру в камере $\bar{t}_k$; среднюю температуру в зоне факела $\bar{t}_{3,ф}$; константную температуру t_{pc} ; $t_{\alpha_{min}}$; $t_{\alpha=1}$ — температуры в слоях α_{min} и $\alpha=1$; б — выравнивание температур в факеле при $t_0 = 300$, $t_0 = 400$, $t_0 = 500$, $t_0 = 600^\circ C$; в — универсальный график выравнивания температур в факеле $t_x/t_0 = f(\tau/\tau_0)$ 100

смесеобразования; $\bar{t}_{3,ф}$ — средняя (по тепловому балансу) температура в факеле; $\bar{t}_k$ — средняя температура в камере сгорания вследствие отдачи теплоты топливу на нагрев и испарение.

Процесс выравнивания температуры в общем случае подчиняется экспоненциальной зависимости, так что в полулогарифмических координатах $t - \lg \tau$ процесс повышения температур в факеле выражается прямой линией. Коль скоро экспонента сильно изменяется лишь в начале процесса, то условно можно принять полное время выравнивания температур в спокойной среде $\tau_0 \approx \approx 100$ мс. Следовательно, в наиболее богатых слоях факела, где с максимальной скоростью начинаются окислительные процессы, повышение температуры от $t_{\alpha_{min}}$ до t_0 происходит на 100 мс. Нанесем на этих графиках значения характерных температур $\bar{t}_k$, $\bar{t}_{3,ф}$, t_{pc} , $t_{\alpha=1}$ как функции t_0 (рис. 6.5 а), а затем как функции времени τ (рис. 6.5 б), положив, что $t = t_{\alpha_{min}}$ при $\tau = 0$ и $t = t_0$ при $\tau = 100$ мс. Видно, что температура в слое, где α_{min} будет

уже через 1—3 мс равна t_{pc} , а через 10—25 мс — средней температуре факела $\bar{t}_{з.ф.}$. Наконец, через 50—60 мс во всей камере температура будет равна $\bar{t}_0$ через 100 мс — t_0 за счет подогрева от стенок бомбы, также имеющих температуру t_0 . В турбулентной среде τ_0 может быть на порядок меньше.

Если все эти характеристики перестроить в безразмерных координатах (рис. 6.5, в), отложив по оси ординат относительную температуру t_x/t_0 , а по оси абсцисс время в процентах от общего времени смесеобразования τ/τ_0 , то получим универсальную кривую для всех температур, на которой, как видно, очень точно располагаются все промежуточные значения.

Следовательно, имея поле температур и концентраций в топливном факеле сразу после тепломассообмена, можно вычислить в любой момент времени температуру для определения скорости химической реакции. Зная же определенную величину задержки воспламенения, можно определить истинную температуру воспламенения и найти точную связь между τ_1 и T_B .

В работе [25] была проанализирована зависимость задержки воспламенения от температуры с учетом расслоения заряда по температуре и составу смеси. В табл. 6.1 приведены результаты обработки опытных данных по измерению τ_1 в зависимости от T_0 путем вычисления значений температур в стехиометрическом слое $T_{\alpha=1}$ с учетом молекулярного T_B^{cn} и турбулентного $T_B^{турб}$ переносов. По приведенным в табл. 6.1 значениям на рис. 6.6 построены зависимости $\lg \tau_1$ от $1/T_B$, $1/T_0$ и $1/T_{\alpha=1}$. (Если зависимость τ_1 от $1/T_0$ имеет обычный излом вблизи 400°С, то зависимость $\lg \tau_1 = f(1/T_{\alpha=1})$ не имеет такого излома (— — —), но зато имеет наклон, характеризующий $E' = 6000$ кал/моль, т. е.

Т а б л и ц а 6.1. Температурные характеристики стехиометрического слоя в факеле

Начальная температура, К	Длительность воспламенения, мс	Относительная температура стехиометрического слоя	Характерные температуры стехиометрического слоя в факеле, К				
			$T_{\alpha=1}$	$(T_{\alpha=1})\tau_1$	T_B ($E = \text{const}$)	$T_B^{турб}$	T_B^{cn}
523	900	0.98	520	523	523	523	523
673	9.7	0.86	580	621	673	673	626
773	4.7	0.86	665	665	725	723	650
873	2.0	0.86	750	750	750	748	668

такой же как высокотемпературный участок экспериментальной зависимости. Однако полученная зависимость нереальна, так как при низких начальных температурах заряда к моменту воспламенения температура воздуха по всему заряду повышается до исходной. Поэтому при $T \leq 400^\circ \text{C}$ ($\tau_1 > 10$ мс) за температуру воспламенения T_v была принята T_0 , а экспериментальная зависимость $\lg \tau_1 = f(1/T_0)$ на участке с температурой ниже $T \approx 400^\circ \text{C}$ считалась истинной.

При температурах более 400°C ($\tau_1 < 10$ мс) истинные температуры воспламенения должны быть ниже, поэтому экспериментальные точки должны сместиться. Расчеты с помощью графика на

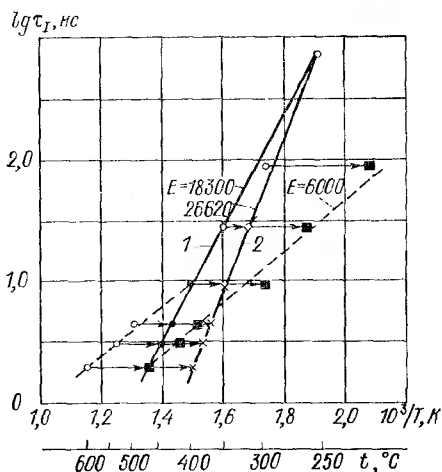


Рис. 6.6. Зависимость задержки воспламенения дизельного топлива τ_1 от температуры T в турбулентном (1) и спокойном (2) зарядах: $\circ$ — $\lg \tau_1 = f(1/T_0)$; $\bullet$, $\times$ — $\lg \tau_1 = f(1/T_v)$; $\blacksquare$ — $\lg \tau_1 = f(1/T_{\alpha=1})$

рис. 6.5 показали, что расчетные точки T_v сдвигаются так, что график $\lg \tau_1 = f(T_v)$ становится прямой линией. Действительно, если принять, что полное время смесеобразования равно всего 10 мс, то найденное $T_{v \text{ расч}}$ для соответствующих τ_1 будут равны 250, 400, 450 ($t_0 = 500^\circ \text{C}$) и 475°C ($t_0 = 600^\circ \text{C}$), т. е. абсолютно точно совпадают с экстраполированной прямой $\lg \tau_1$, характеризуемой $E \approx 18\,300$ кал/моль.

Приведенные данные показывают, что в расслоенном заряде задержка воспламенения определяется локальными диффузионными и кинетическими процессами, а построение зависимости $\lg \tau_1 = f(1/T_0)$ не имеет смысла, так как факт излома прямой вблизи температуры 350°C обусловлен ошибкой, связанной с игнорированием теплообмена и смесеобразования в топливном факеле. На рис. 6.6 нанесены расчетные точки для спокойного заряда, характеризуемого временем молекулярного смещения $\tau_0 \approx 100$ мс. Все экспериментальные точки смещаются и лежат на прямой линии, характеризуемой $E = 26\,620$ кал/моль. Иные значения E в заряде с интенсивной турбулентностью позволяют сделать два вывода: во-первых, истинное значение энергии активации топлива следует определять только в гомогенной среде, ибо в условиях

неоднородного заряда такие изменения будут лишь отражать динамику выравнивания неоднородности заряда; во-вторых, при впрыске рождается интенсивная турбулентность, способствующая перемешиванию внутри факела.

26. ВОСПЛАМЕНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВ

Задержка воспламенения как основная характеристика воспламеняемости топлива зависит от многих параметров и в том числе от природы топлива. Поэтому при выработке оптимальных параметров топлива необходимо иметь оценку воспламеняемости топлив различного класса.

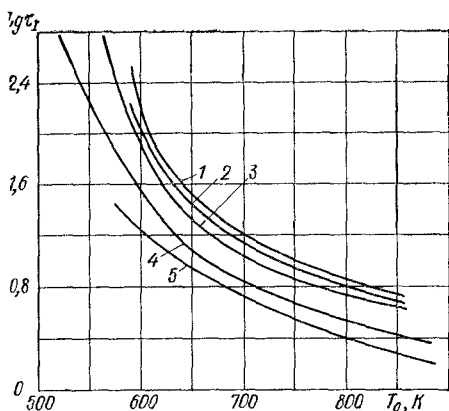


Рис. 6.7. Зависимость периода задержки воспламенения от температуры:
1 — авиационный бензин Б-70 (ЦЧ-16);
2 — автомобильный бензин А-72 (ЦЧ-20);
3 — керосин осветительный (ЦЧ-30); 4 —
дизельное топливо (ЦЧ-45); 5 — цетан

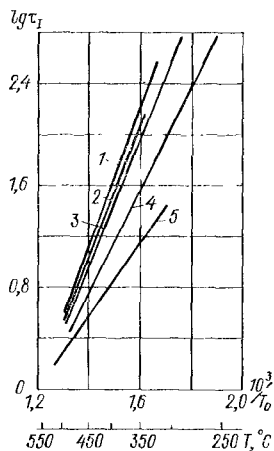


Рис. 6.8. Температурные зависимости задержек воспламенения различных топлив (обозначения см. рис. 6.7)

На рис. 6.7 представлены опытные зависимости $\lg \tau_1$ от T_0 для пяти различных топлив: авиационного бензина Б-70 (ЦЧ-16), автомобильного бензина А-72 (ЦЧ-20), керосина осветительного (ЦЧ-30), дизельного топлива (ЦЧ-45) и цетана [25]. Опыты были проведены при впрыске топлив в статическую бомбу с давлением среды 20—23 кгс/см². Видно, что по мере утяжеления топлива (увеличения его цетанового числа) задержка воспламенения сокращается, хотя и не строго пропорционально ЦЧ. Если эти кривые перестроить в координатах $\lg \tau_1$ — $1/T_v$ (рис. 6.8), то будут получены уже знакомые зависимости в виде прямых линий с различными значениями энергии активации. У цетана $E = 13\,300$ кал/моль (5), у дизельного топлива $E = 18\,300$ кал/моль (4), у керосина $E \approx 20\,000$ кал/моль (3), у бензина А-72 $E = 21\,400$ кал/моль (2) и авиабензина Б-70 $E = 22\,000$ кал/моль (1). Очевидно, что

зависимости τ_1 от температуры получены с учетом охлаждения среды и смесеобразования в топливном факеле, а также с учетом универсальной зависимости на рис. 6.5.

Одной из основных характеристик процесса сгорания в дизеле является величина i_{τ_1} , определяющая долю топлива от цикловой подачи, испаренную к концу периода воспламенения, т. е. подготовленную к сгоранию во фронте пламени. На рис. 5.16 приведены кривые τ_1 для четырех топлив, с помощью которых построены линии i_{τ_1} , которые показывают следующее. Бензин к моменту τ_1 испаряется полностью даже в спокойной среде, это значит, что в условиях реального дизеля к моменту рождения пламени смесь не только однородна, но и изотропна. Керосин в этих же условиях тоже имеет высокую испаряемость: $i_{\tau_1} \approx 0,95$ (кроме $t_0 = 300^\circ \text{C}$), так что в реальном дизеле, где турбулентность очень интенсивна, полнота испарения $i_{\tau_1} = 1$. Дизельное топливо в тех же условиях имеет не вполне удовлетворительную полноту испарения: $i_{\tau_1} \approx 0,6 \div 0,8$, так что в условиях реального дизеля можно ожидать к моменту образования пламени наличия жидкой фазы. Но особенно мала доля испарения топлива i_{τ_1} у цетана так как в нем низкая испаряемость дополняется высокой воспламеняемостью.

Подводя итог анализу испаряемости топлив за период задержки воспламенения, можно заключить следующее: легкие нефтяные фракции (бензины) за счет высокой испаряемости и затянутого воспламенения обеспечивают высокое качество смесеобразования; тяжелые погоны нефти (например, цетан) непригодны в чистом виде как топливо для дизеля из-за плохой испаряемости; наилучшие показатели по i_{τ_1} имеет керосин, который при удовлетворительных задержках воспламенения имеет высокую испаряемость, но с сохранением некоторой неоднородности по составу, способствующей ускорению воспламенения; смесь бензина и дизельного топлива будет иметь лучшие показатели по воспламеняемости, чем керосин, а испаряемость может быть подобрана соотношением тяжелых и легких фракций; включение керосина в состав этой смеси может улучшить процесс смесеобразования, так как непрерывная кривая фракционной разгонки топлива обеспечит при тех же свойствах по воспламеняемости большую испаряемость.

27. ВОСПЛАМЕНЕНИЕ В ВИХРЕВОМ ПОТОКЕ

Интересные результаты были получены по воспламенению ряда топлив в вихревом потоке различной интенсивности. На рис. 6.9 приведены кривые $\lg \tau_1 = f(t_0^\circ \text{C})$ для $p_0 = 23 \text{ кгс/см}^2$ при впрыске в спокойную среду и интенсивно завихренный заряд с частотой вращения 10 000 об/мин для ряда топлив. Видно, что у всех топлив наблюдается одна и та же закономерность: вихревое движение заряда замедляет процесс воспламенения при низких температурах (ниже 400°C) и ускоряет при высоких температурах.

В табл. 6.2 приведены значения τ_I для $t_0 = 300, 400, 500$ и 600°C при $W_{\max} = 0$; $W_{\max} = 7$; $W_{\max} = 14$; $W_{\max} = 21$; $W_{\max} = 28$ и $W_{\max} = 35,5$ м/с у различных топлив. Очевидно, по мере завихрения отмеченные закономерности имеют плавный, непрерывный характер. На рис. 6.10 приведены кривые изменения задержки воспламенения τ_I в зависимости от интенсивности вихревого движения заряда при $p_0 = 15$ и 30 кгс/см². Если при $t_0 = 300^\circ\text{C}$ рост максимальной интенсивности вихря увеличивает задержку воспламенения примерно в два раза, то при 600°C τ_I сокращается

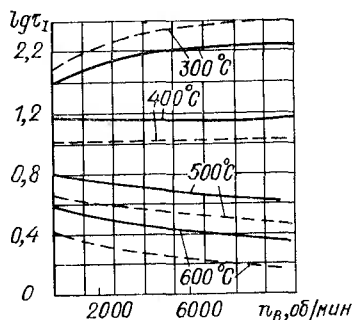
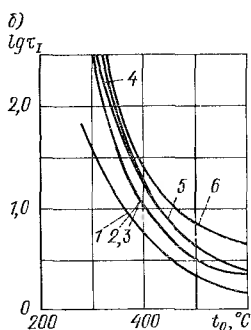
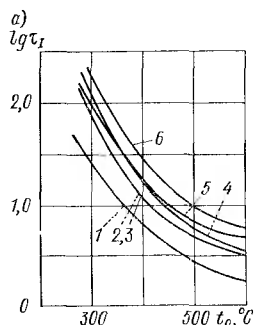


Рис. 6.9. Зависимость периода задержки воспламенения от температуры в спокойном (а) и вихревом (б) зарядах ($p_0 = 23$ кгс/см²): 1 — цетан (100%); 2 — дизельное топливо (ЦЧ-45); 3 — 45%-ная цетановая эталонная смесь; 4 — топливо ШФС Л; 5 — топливо ШФС-23; 6 — бензин А-70

Рис. 6.10. Зависимость периода задержки воспламенения τ_I от интенсивности вихревого движения заряда n_b при $p_0 = 15$ (—) и 30 кгс/см² (---) для различных температур

в 1,8 раза и составляет при $n_b = 10\,000$ об/мин и $p_0 = 30$ кгс/см² менее 2 мс. Этот результат показывает, что при интенсивном завихрении в бомбе достигаются те же задержки воспламенения, как и в реальном дизеле, так что полученные опытные закономерности справедливы для дизеля [25].

Для анализа полученных данных в табл. 6.3 приведены температурные показатели топливного факела в спокойном и завихренном $W_b = 30$ м/с зарядах при различных начальных температурах среды.

Результаты сравнительных расчетов температурной неоднородности в факеле показывают, что при завихрении температуры в факеле за счет вовлечения дополнительного воздуха растут, несмотря на большую отдачу теплоты, определяющую повышенную испаряемость. Итак, при низких температурах завихрение заряда, вызывающее быстрое выравнивание концентрационных и температурных неоднородностей, приводит к затягиванию воспламенения. В этом проявляется обеднение заряда и исчезновение ускоряющего воспламенения эффекта неоднородности. При высоких температурах ускорение воспламенения связано с повышением температур в факеле и ускорением переноса.

Таблица 6.2. Характеристики воспламенения и горения различных топлив в вихревом потоке различной интенсивности при различных температурах ($p = 23 \text{ кгс/см}^2$)

Топливо	Частота враще- ния n_B , об/мин	Скорость вихря максимальная $W_{\max}$, м/с	Скорость вихря средняя W_{cp} , м/с	Длительность воспламенения τ_I , мс	Длительность горения τ_{II} , мс	$\lg \tau_{\Sigma}$	Длительность воспламенения τ_I , мс	Длительность горения τ_{II} , мс	$\lg \tau_{\Sigma}$	Длительность воспламенения τ_I , мс	Длительность горения τ_{II} , мс	$\lg \tau_{\Sigma}$	Длительность воспламенения τ_I , мс	Длительность горения τ_{II} , мс	$\lg \tau_{\Sigma}$				
				$t_0 = 300^{\circ}C$			$t_0 = 400^{\circ}C$			$t_0 = 500^{\circ}C$			$t_0 = 600^{\circ}C$						
Цетан	0	0	0	26	10	—	6,5	2,0	—	3,0	1,5	—	2,2	2,0	—				
ДТ				90	42	2,0	11,2	—	2,2	5,1	2,2	2,25	3,0	5,1	2,0				
ШФС-1				100	30	2,2	11,2	—	2,3	5,2	2,0	2,15	3,1	4,2	1,8				
ШФС-2				130	38	2,0	14,0	—	2,2	6,1	2,3	2,25	3,3	5,4	2,0				
A-72				140	34	—	22,5	6,12	—	9,5	4,0	—	6,7	4,0	—				
ДТ	2 000	7,0	5,5	115	31	—	11,0	—	—	4,3	2,0	—	2,7	4,7	—				
ШФС-1				125	20,5	—	11,1	—	—	4,4	1,9	—	2,7	3,8	—				
ШФС-2				160	25,0	—	14,1	—	—	5,1	2,1	—	3,0	4,9	—				
Цетан	4 000	14,0	11,0	30	7,5	—	6,8	1,7	—	2,4	1,2	—	1,7	1,6	—				
ДТ				130	22,0	—	11,0	—	—	3,9	2,0	—	2,5	4,0	—				
ШФС-1				150	13,5	—	11,0	—	—	4,0	1,7	—	2,5	3,2	—				
ШФС-2				180	16,0	—	14,2	—	—	4,5	2,0	—	2,7	4,1	—				
A-72				210	—	—	22,0	6,12	—	8,2	—	—	5,8	—	—				
ДТ	6 000	21,0	17,5	150	15,0	—	10,9	—	—	3,7	1,75	—	2,2	3,2	—				
ШФС-1				180	8,5	—	11,0	—	—	3,7	1,6	—	2,2	2,8	—				
ШФС-2				280	12,5	—	14,1	—	—	4,0	1,75	—	2,4	3,2	—				
ДТ	8 000	28,0	23,0	170	10,0	—	11,1	—	—	3,5	1,65	—	1,9	2,8	—				
ШФС-1				220	5,5	—	11,1	—	—	3,5	1,55	—	1,9	2,6	—				
ШФС-2				260	7,0	—	14,1	—	—	3,8	1,65	—	2,0	2,8	—				
Цетан	10 000	35,5	28,5	40	4,0	—	5,2	1,5	—	2,2	1,1	—	1,3	1,2	—				
ДТ				210	6,5	2,4	11,0	—	2,5	3,0	1,55	2,4	1,7	2,5	2,25				
ШФС-1				260	4,5	2,6	11,1	—	2,6	3,3	1,4	2,47	1,7	2,1	2,25				
ШФС-2				280	5,5	2,4	14,0	—	2,5	3,5	1,55	2,4	1,7	2,5	2,25				
A-72				300	5,0	—	22,5	6,12	—	7,7	2,5	—	2,3	—	—				

Т а б л и ц а 6.3. Температурные характеристики топливного факела в спокойном и завихренном зарядах при различных начальных температурах среды

Начальная температура среды, °С	Скорость вихря, м/с	Температура, °С		Перепад температур, °С		
		на оси факела (t_{ρ_1})	на периферии факела (t_{ρ_6})	$t_0 - t_{\rho_1}$	$t_0 - t_{\rho_6}$	$t_{\rho_6} - t_{\rho_1}$
300	30	175	275	125	25	100
	0	155	270	145	30	115
400	30	250	365	150	35	115
	0	215	355	185	45	140
500	30	310	460	190	40	150
	0	260	450	240	50	190
600	30	380	555	220	45	175
	0	315	540	280	60	225

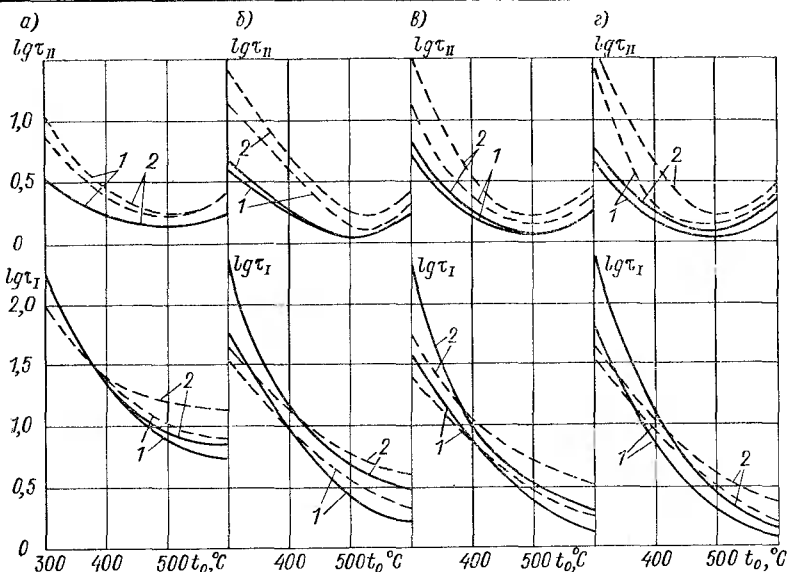


Рис. 6.11. Температурные зависимости задержки воспламенения τ_I и длительности горения τ_{II} для цетана (1) и 45%-ной эталонной смеси (2) в спокойном (---) и вихревом (—) зарядах при $W_{\max} = 30$ м/с для различных давлений, кгс/см²: а — 4; б — 15; в — 23; г — 30

На рис. 6.11 приведены графики, иллюстрирующие зависимость $\lg \tau_I$ от t_0 °С в спокойной и вихревой ($W_{\max} = 35$ м/с) средах цетана (100%) и 45%-ной смеси цетана с α -метилнафталином (ЦЧ-45) для $p_0 = 30$, $p_0 = 23$, $p_0 = 15$ и $p_0 = 4$ кгс/см². Графики подтверждают все изложенное о механизме воспламенения.

28. РАСЧЕТ ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ В ТОПЛИВНОМ ФАКЕЛЕ

Изложенная теория воспламенения распыленного топлива позволяет подойти к расчету задержки воспламенения. В характерном для условий дизеля интервале температур можно принять суммарную энергию активации процесса постоянной, не зависящей от температуры, соответствующей двухстадийному окислению. Поэтому в определяющем кинетическом уравнении воспламенения

$\tau_{I_x} p_0^n e^{-\frac{E}{RT_v}} = \text{const}$ величины E и n постоянны для каждого вида топлива и являются их кинетическими характеристиками. Следовательно, химическая часть задержки воспламенения зависит только от давления в камере и истинной температуры воспламенения в факеле $\tau_{I_x} = f(p_0, T_v)$.

В течение впрыска, испарения и воспламенения топлива величина давления в камере фактически не изменяется, ее можно принять равной p_0 , а величину температуры воспламенения необходимо рассчитывать на основе опытных данных. Фактически расчет задержки воспламенения сводится к нахождению T_v , так как $\tau_{I_x} = A e^{\gamma/T_v}$, где $A = \text{const}/p_0^n$ и $\gamma = E/R$ — температурный коэффициент.

Для определения значения T_v следует рассчитать температурные и концентрационные поля в факеле топлива. Сначала для выбранных моментов впрыска τ_i , характеризующихся σ_i , v_{fi} и π_i , определяем θ_ρ в зависимости от ρ , задаваясь для установленных R_ρ различными значениями k_σ с тем, чтобы распределение температур в факеле давало среднее значение θ_ϕ ; затем по ним найдем кривые температур в зоне фронта факела $\theta_{зр}$. По значению $\theta_{зр}$ можно определить долю испаренного топлива в каждом микрослое и найти функцию $\alpha_{зр} = f(\rho, \tau)$. По кривым $\theta_{зр} = f(\rho)$ и $\alpha_{зр} = f(\rho)$ для различных моментов впрыска отыскиваются значения температур в слоях с оптимальными условиями воспламенения (в стехиометрическом слое), которые и принимаются за температуру воспламенения, в среднем она на 15—20% ниже T_0 . По найденному значению T_v определяется τ_{I_x} . Но, если оно значительно превосходит период впрыска, то необходимо учесть выравнивание температур и концентраций. В первом приближении температуры и концентрации в процессе выравнивания могут определяться с помощью полулогарифмического графика, подобного графику на рис. 6.5.

После отыскания τ_{I_x} следует определить полную задержку воспламенения τ_I , введя поправку на физическую задержку воспламенения τ_{I_ϕ} , связанную с временем распространения факела топлива и его испарением. С достаточной точностью можно принять слабую зависимость τ_{I_ϕ} от T_0 : при $t_0 = 250^\circ \text{C}$ $\tau_{I_\phi} \approx 1\div 2$ мс, при $t_0 = 500^\circ \text{C}$ за счет приближения очага воспламенения к соплу —

$\tau_{\text{ф}} = 0,5$ мс. Иначе говоря, при $t_0 < 400^\circ \text{C}$, когда общая задержка воспламенения более 10 мс, этим уточнением можно пренебрегать, а при $t_0 > 400^\circ \text{C}$ следует ее учесть, определив местоположение начального очага воспламенения и время достижения этой области топливным факелом.

Кинорегистрации образования пламени в бомбе показывают, что при низких температурах очаг воспламенения рождается вблизи противоположной от форсунки стенки в районе встречи с ней топливного факела. Это положение для бомбы связано с тем, что стенки имеют температуру T_0 , поэтому топливо по достижении стенки нагревается и испаряется при температуре T_0 , так что образовавшаяся у стенки смесь будет иметь максимальную температуру в камере. Ее и требуется вставлять в уравнение τ_1 при $\tau_1 > 10$ мс. Подытоживая рассмотрение воспламенения у стенки, можно заключить, что химическую задержку воспламенения τ_{IX} в этом случае следует подсчитывать для T_0 при значении энергии активации для расслоенного заряда $E_{\text{рас}}$. Величина $\tau_{\text{ф}}$ определяется временем достижения факелом стенки. На индикаторных диаграммах этот момент проявляется как прекращение падения давления в камере сгорания. Проведенные опыты показывают, что в среднем $\tau_{\text{ф}}$ равна 1,5—3 мс, так что для случая воспламенения у стенки можно рекомендовать следующую формулу:

$$\tau_{1\text{ст}} \approx (1,5 \div 3,0) + \text{const}/p_0^n e^{\frac{E_{\text{рас}}}{RT_0}}.$$

Рассуждая аналогичным образом, на основании всего изложенного получим для объемного воспламенения (при $\tau_1 < 10$ мс) следующую формулу:

$$\tau_{1\text{об}} \approx 0,5 + \text{const}/p_0^n e^{\frac{E_{\text{рас}}}{RT_{\text{в}}}},$$

где $T_{\text{в}}$ — температура в факеле в оптимальном слое, т. е. при $\alpha = 1$ (или α_{min}).

Если сопоставим эти две формулы, то получим, что при низких температурах $\tau_{1\text{ст}} < \tau_{1\text{об}}$, так что расчет следует вести по формуле для $\tau_{1\text{ст}}$: при высоких температурах и давлениях факел за время воспламенения не достигнет стенки, поэтому задержку воспламенения следует подсчитывать для расслоенного заряда в объеме факела.

Анализ многочисленных опытных данных по задержке воспламенения указанным методом позволяет сделать важное заключение: переход от пристеночного воспламенения к объемному имеет место именно при температуре, соответствующей излому кривой $\lg \tau_1 = f(1/T_0)$. Иначе говоря, нижнетемпературная ветвь этой зависимости есть зависимость $\lg \tau_1 = f(1/T_{\text{ст}})$, а верхнетемпературная ветвь этой зависимости связана с объемным воспламенением и должна относиться к пониженной температуре в факеле $T_{\text{в}}$. Именно это объясняет резкий перелом в зависимости $\lg \tau_1 = f(1/T_0)$ при

$t_0 = 350 + 400^\circ \text{C}$, определяющий различные механизмы воспламенения: пристеночный и объемный. Это опровергает утверждения А. И. Сербинова, что при низких температурах τ_I лимитируется химической реакцией, а при высоких — испарением, и А. С. Соколика, что изменение закономерности обязано кинетическим особенностям цепного воспламенения углеводородного топлива.

Итак, проведенный анализ позволяет сделать еще один шаг на пути опытно-теоретического расчета связи σ и x — найти момент τ_I , при котором может начаться процесс горения.

29. ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ РАСПЫЛЕННОГО ТОПЛИВА

Концентрационная неоднородность заряда к моменту образования очага горения может быть самой различной: от однородной топливовоздушной смеси до неоднородного заряда, содержащего даже

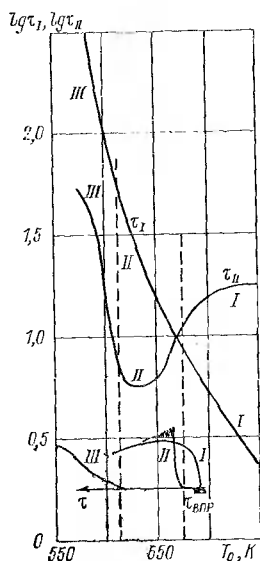


Рис. 6.12. Зависимость задержки воспламенения τ_I и длительности горения τ_{II} дизельного топлива от начальной температуры T_0 при $\rho_0 = 30 \text{ кгс/см}^2$:

I — пример индикаторной диаграммы при высоких температурах ($t_0 > 500^\circ \text{C}$); II — при $t_0 = 400 + 500^\circ \text{C}$; III — при $t_0 < 400^\circ \text{C}$

частицы жидкого топлива. Поэтому задержка воспламенения τ_I является характеристикой неоднородности заряда в дизельном цикле. Это базируется на различных зависимостях скоростей химической реакции и смещения от температуры. В результате при низких температурах будет иметь место распространение пламени в гомогенной смеси по законам нормального горения $\tau_I \gg \tau_{см}$; при высоких температурах, наоборот, $\tau_I < \tau_{см}$, так что велика неоднородность заряда к моменту формирования очага пламени и пламя распространяется по расслоенному заряду; а при очень высоких температурах ($\tau_I \ll \tau_{см}$) возможно диффузионное горение. Это различие в типах горения подтверждается видом индикаторных диаграмм и температурными зависимостями длительности горения. На рис. 6.12 приведена температурная зависимость τ_{II} [25], иллюстрированная индикаторными диаграммами для различных начальных температур среды в дизельной бомбе. Видно, что при низких температурах (ниже 600 K), когда велика задержка воспламенения, наблюдается плавный рост давления, так что кривая имеет S-образную форму, по виду напоминающую индикаторную диаграмму процесса распространения пламени в гомогенном заряде.

Для высоких температур (свыше 750 K) характерны малые задержки воспламенения, быстрый рост давления в начале процесса с постепенным замедлением, переходящим в догорание. Такой серповидный характер кривой показывает, что сначала пламя сжигает смесь, подгото-

вленную в период воспламенения смеси, а затем горение затягивается, что характерно для диффузионного горения, лимитируемого смесеобразованием; чем выше t_0 и меньше τ_I , тем более значительна доля диффузионного горения.

При средних температурах (600—750 К) и умеренной задержке воспламенения (в условиях бомбы порядка 10 мс) процесс горения имеет характер прогрессивного ускорения, переходящего во взрыв с резкими колебаниями давления. Это связано с тем, что окисление

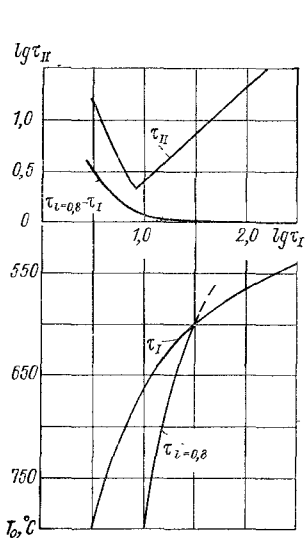


Рис. 6.13. Номограмма испарения и сгорания впрыснутого дизельного топлива, иллюстрирующая зависимость τ_I и $\tau_{i=0,8}$ от T_0 , τ_{II} и $(\tau_{i=0,8} - \tau_I)$ от τ_I

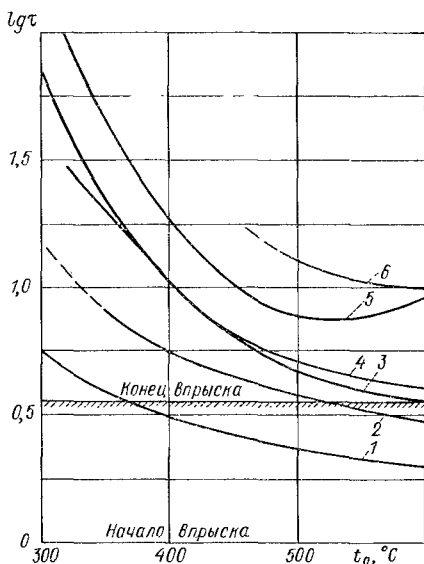


Рис. 6.14. Температурные характеристики испарения, воспламенения и горения дизельного топлива:

1 — $\tau_{i=0,25}$; 2 — $\tau_{i=0,5}$; 3 — τ_I ; 4 — $\tau_{i=0,75}$; 5 — τ_{Σ} ; 6 — $\tau_{i=1}$

при воспламенении развивается синхронно с гомогенизацией заряда, благодаря чему процесс окисления имеет объемный характер, а там, где концентрация и температура оптимальны, зарождается пламя. В прилегающих же слоях смесь кинетически активна, что способствует химическому ускорению пламени и переходу во взрыв, а иногда и детонацию.

На рис. 6.13 помимо кривой $\lg \tau_I = f(T_0)$ приведен график $\lg \tau_{II} = f(\lg \tau_I)$, который характеризует зависимость продолжительности распространения пламени от степени гомогенности заряда к моменту образования очага горения и из которого следует, что в противоположность кривой $\lg \tau_I = f(T_0)$ зависимость $\lg \tau_{II} = f(T_0)$ не имеет резкого сокращения, связанного с температурой: рост температуры сначала ускоряет горение, а затем

замедляет. Единственной причиной затягивания горения в области высоких температур может быть усиление неоднородности заряда из-за сокращения τ_I . Для подтверждения этого положения нанесена кривая $\tau_{i=0,8}$, характеризующая время испарения 80% топлива. При $T_0 > 600$ К воспламенение происходит до того, как испарится 80% топлива. Если отложить разность $\tau_{i=0,8} - \tau_I$ (время до испарения 80% топлива после воспламенения), то увидим, что эта кривая эквидистантна при малых задержках кривой

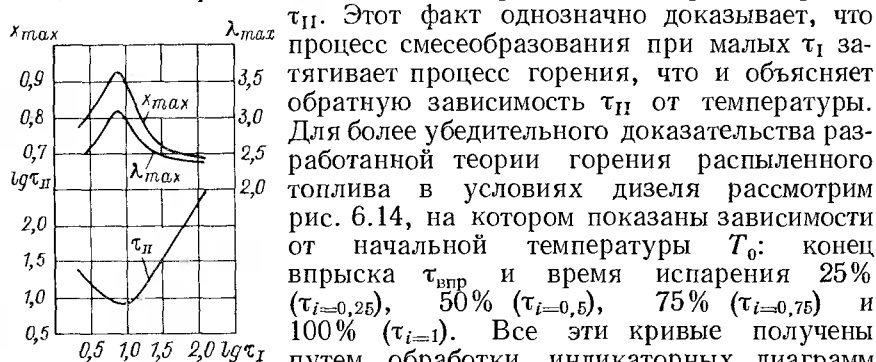


Рис. 6.15. Влияние задержки воспламенения τ_I на показатели горения: длительность τ_{II} , максимальную степень повышения давления λ_{max} и полноту сгорания x_{max} (топливо дизельное, $p = 20$ кгс/см², $n_n = 500$ об/мин)

τ_{II} . Этот факт однозначно доказывает, что процесс смесеобразования при малых τ_I затягивает процесс горения, что и объясняет обратную зависимость τ_{II} от температуры. Для более убедительного доказательства разработанной теории горения распыленного топлива в условиях дизеля рассмотрим рис. 6.14, на котором показаны зависимости от начальной температуры T_0 : конец впрыска $\tau_{впр}$ и время испарения 25% ($\tau_{i=0,25}$), 50% ($\tau_{i=0,5}$), 75% ($\tau_{i=0,75}$) и 100% ($\tau_{i=1}$). Все эти кривые получены путем обработки индикаторных диаграмм испарения при впрыске топлива в бомбу и лишь кривая $\tau_{i=0,75}$ довольно условна при $T_0 < 500^\circ \text{C}$, так как получена экстраполяцией. Вообще при низких температурах кривые испарения не очень точны, ибо часть топлива попадает на стенки и не может быть учтена в расчетах.

На эту сетку кривых нанесены зависимости τ_I и τ_{Σ} от T_0 . Видно, что для дизельного топлива кривые τ_I и $\tau_{i=0,75}$ лежат

довольно близко, сливаясь в диапазоне температур $375\text{--}450^\circ \text{C}$; при более высоких температурах полнота испарения к моменту воспламенения меньше, что приведет к затягиванию и уменьшению полноты сгорания, усилению токсичности продуктов сгорания.

Подтвердить различные механизмы горения можно путем изменения характеристик тепловыделения: λ_{max} и x_{max} в зависимости от начальной температуры. Из приведенных на рис. 6.15 кривых следует, что в той области, где τ_{II} минимально, λ_{max} и x_{max} максимальны; это говорит о большой термодинамической эффективности быстрого сгорания и наличии трех типов горения.

Существенно дополняют эти данные результаты химического анализа продуктов сгорания [25]. На рис. 6.16, а приведены кривые концентраций O_2 , CO_2 , С и продуктов неполного сгорания в зависимости от начальной температуры для двух значений $\alpha = 0,8$ и $\alpha = 1,5$. Из графиков следует, что в той же зоне температур (около 400°C), где максимальны скорость сгорания и тепловыделение, имеет место наибольшая полнота сгорания по составу про-

дуктов сгорания: максимальное количество CO_2 и минимальное количество O_2 .

На рис. 6.16, б дано изменение компонентов продуктов сгорания в зависимости от α при $n_n = 1500$ об/мин для $t_0 = 320$ и $t_0 = 430^\circ \text{C}$. Опытные данные показывают, что при $p = \text{const}$ уменьшение α , связанное с увеличением подачи топлива, приводит к увеличению выхода CO_2 и уменьшению неиспользованного O_2 вплоть до стехиометрического состава. В обогащенных смесях в продуктах сгорания появляются CO , H_2 , CH_4 и другие вещества неполного окисления. Если сравнить кривые для различных температур, то

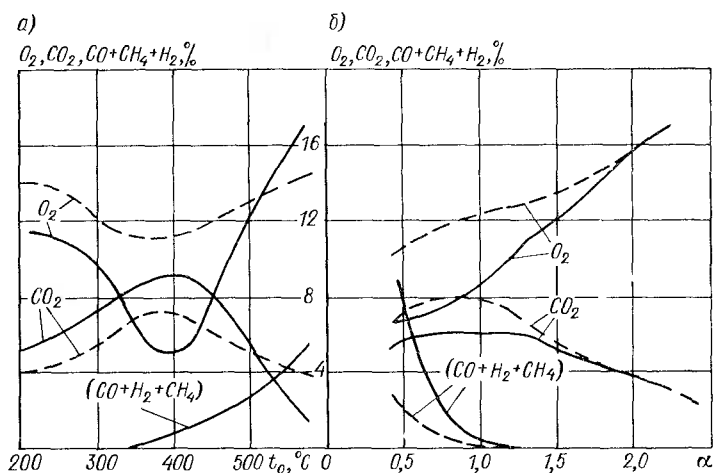


Рис. 6.16. Влияние начальной температуры среды t_0 (а) и состава смеси α (б) на состав продуктов сгорания O_2 , CO_2 и $\text{CO} + \text{CH}_4 + \text{H}_2$:

— — — $\alpha = 0,8$; — — — — $\alpha = 1,5$; — — — — $t_0 = 320^\circ \text{C}$; — — — — $t_0 = 450^\circ \text{C}$

видно, что эффект быстрого горения проявляется на всех составах смесей, которые богаче $\alpha = 1,5$.

Таким образом, с химической точки зрения процесс быстрого горения, наблюдаемый при $\alpha = 1 \div 1,5$, характеризуется как оптимальный. На богатых смесях образуются продукты неполного окисления (CO , H_2 , CH_4 и др.).

Все это подтверждается и кинорегистрациями пламени: при низких температурах наблюдается рождение одного очага воспламенения и фронтальное распространение пламени по смеси с некоторым ускорением к концу процесса. При высокой температуре наблюдается обратная картина: многоочаговое воспламенение, быстрый охват пламенем части заряда и замедляющееся распространение фронта горения, а после видимого охвата пламенем всего заряда длительное яркое неравномерно распределенное послесвечение,

характеризующее догорание топлива. При средних температурах весь процесс происходит за очень короткое время: пламя почти мгновенно охватывает всю камеру сгорания и внезапно угасает, указывая тем самым на отсутствие догорания. Полученные по фото-

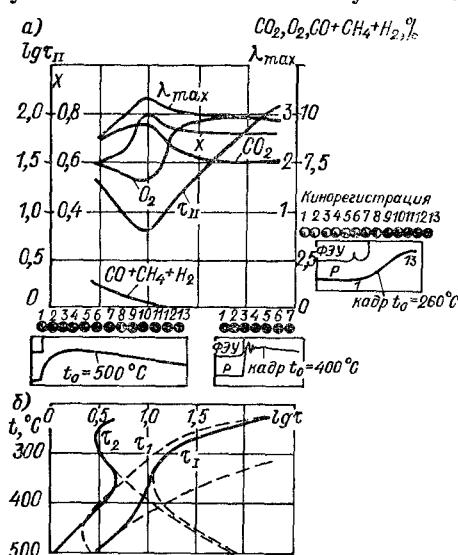
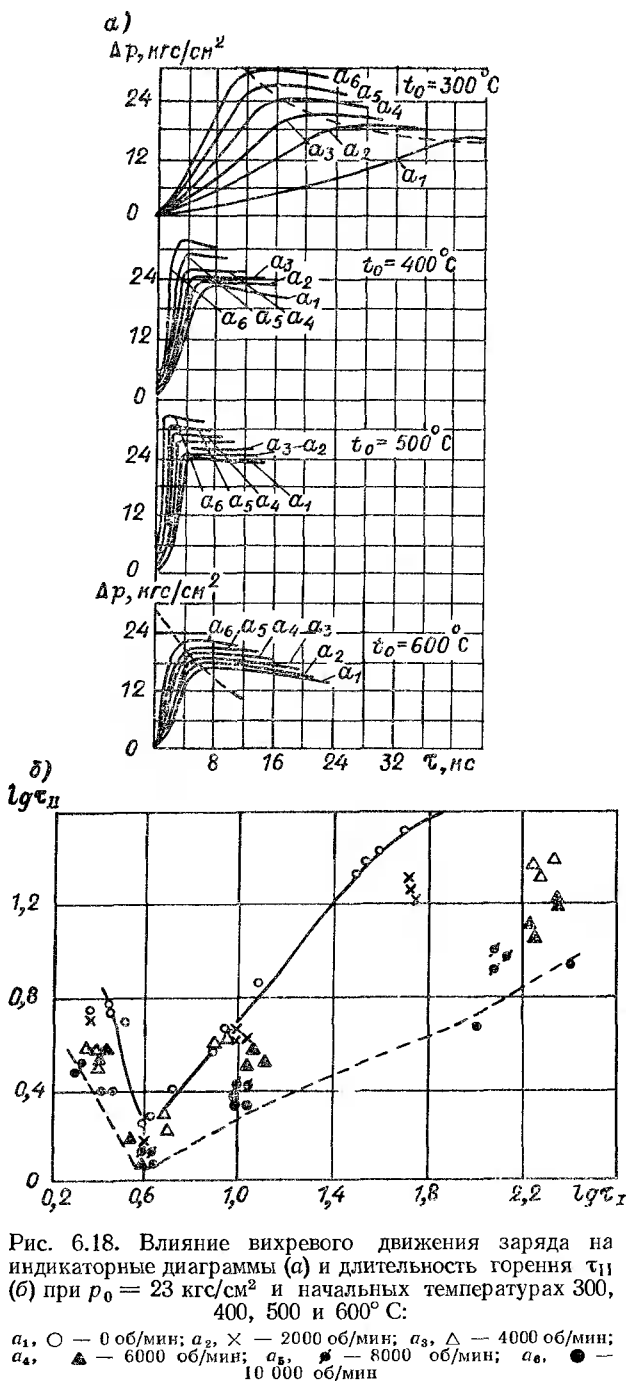


Рис. 6.17. Сводная номограмма воспламенения и горения, характеризующая три типа горения: а — график горения; б — график воспламенения

индикаторными диаграммами и кривыми фототока свечения пламени, а также кинограммами распространения пламени.

30. ГОРЕНИЕ РАСПЫЛЕННОГО ТОПЛИВА В ВИХРЕВОМ ПОТОКЕ

Исследование влияния вихревого потока на горение распыленного топлива имеет значение для понимания природы процесса горения в дизеле, так как позволяет детально проанализировать его в условиях, имитирующих условия сгорания в дизеле. На рис. 6.18, а совмещены диаграммы сгорания в вихревом потоке различной интенсивности при начальных температурах 300, 400, 500 и 600°C . Анализ диаграмм показывает, что по мере интенсификации вихревого движения среды скорость горения увеличивается: соответственно уменьшается время видимого горения во всем исследуемом диапазоне температур и давлений, перемещая кривую сгорания $\lg \tau_{II} = f(\lg \tau_I)$ вниз (рис. 6.18, б). Такое воздействие газодинамики заряда на процесс горения объясняется и более интенсивным смешением, и ускорением распространения пламени. На рис. 6.19, а и б приведены в зависимости от n_v длительность горения $\lg \tau_{II}$, полнота сгорания λ и жесткость горения $dp/d\tau$. При начальной



температуре воздушного заряда 300°C интенсификация вихря в бомбе сокращает время основного горения в три раза. По мере увеличения температуры степень ускорения горения несколько уменьшается: при $t_0 = 600^\circ\text{C}$ τ_{II} сокращается в 1,8 раза. Минимальные значения τ_{II} в наших опытах были 1,0 мс.

На рис. 6.19, б в зависимости от n_v приведены графики изменения при различных давлениях и температурах максимальных скоростей нарастания давления при сгорании $(dp/d\tau)_{\max}$ для всего диапазона температур. Видно, что с ростом скорости вихря растут

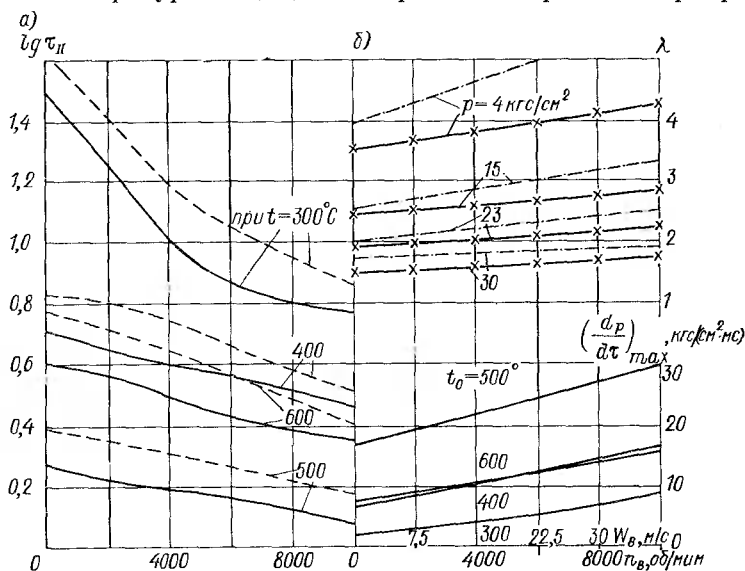


Рис. 6.19. Влияние вихревого движения заряда n_v на длительность горения τ_{II} (а), полноту сгорания λ и максимальную скорость нарастания давления $(dp/d\tau)_{\max}$ (б) при различных начальных условиях среды:

— — — — $p_0 = 30 \text{ кгс/см}^2$; — — — — $p_0 = 15 \text{ кгс/см}^2$; — · — — — $t_0 = 300^\circ\text{C}$;
 — × — — — $t_0 = 600^\circ\text{C}$

и λ , и $(dp/d\tau)_{\max}$, подтверждая все изложенное о горении в вихревом потоке.

Таким образом, завихривание заряда приводит к ускорению горения и увеличению полноты сгорания, в том числе в диффузионной области.

31. ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВ [25]

Вопрос о рациональном фракционном составе дизельного топлива сводится к обеспечению жестких и в некоторой степени противоречивых требований дизельного цикла: хорошая воспламеняемость и быстрое полное, но не взрывное горение, нетоксичный бездымный выхлоп, хорошие смазывающие свойства, стабильность параметров в широком температурном диапазоне. В едином комплексе

этих требований характеристики горения имеют первостепенное значение.

На рис. 6.20 представлен график сгорания различных нефтяных фракций, включающий в себя температурные зависимости τ_I и τ_{II} при одинаковой объемной подаче дизельного топлива. Видно, что при этих условиях дизельное топливо воспламеняется и горит быстрее керосиновых и бензиновых фракций. При этом бензин не имеет взрывного горения и длительность горения его не зависит от

температуры и задержки воспламенения. Этот факт необычен и противоречит характеру горения бензина в дизеле, как пра-

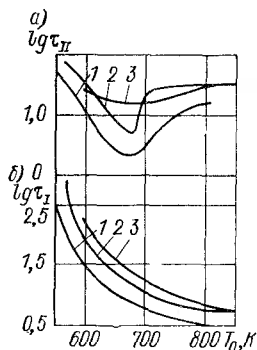


Рис. 6.20. Температурные зависимости задержки воспламенения τ_I (б) и длительности горения τ_{II} (а) различных нефтяных фракций:
1 — дизельная; 2 — керосиновая; 3 — бензиновая

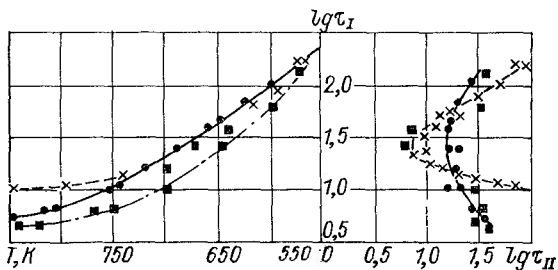


Рис. 6.21. Графики воспламенения и горения бензина и керосина при давлении p_0 , кг/см²:

● — 20 (бензин); × — 10 (бензин); ■ — 30 (керосин)

вило, сгорающему жестко и со взрывом. С целью выяснения этих особенностей были проведены опыты с бензином при пониженном противодавлении, так что среднее значение α увеличивалось в два раза (рис. 6.21), так что линия сгорания стала подобна линии сгорания керосина. Таким образом, видимо, особенности горения бензина связаны с двумя причинами: меньшими массовыми подачами за цикл и высокой степенью гомогенизации среды, что объясняется независимостью τ_{II} от τ_I , характеризующей степень неоднородности заряда. Этому способствуют большие τ_I у бензина, что связано с большей термической стойкостью и большей гомогенностью заряда.

На рис. 6.11 представлены температурные зависимости τ_I и τ_{II} для цетана и 45%-ной смеси цетана и α -метилнафталина при давлении 4, 15, 23 и 30 кгс/см². Опыты были проведены при впрыске в спокойный заряд и вихревой поток, имеющий максимальную скорость 30 мс. Представленные кривые имеют типичный характер, но характеризуются очень малым временем воспламенения и горения. Так, у цетана в вихревом потоке при $t_0 = 600^\circ \text{C}$ и $p_0 = 30 \text{ кгс/см}^2$ $\tau_I = 1 \text{ мс}$, при $t_0 = 500^\circ \text{C}$ τ_{II} стремится к 1 мс.

На рис. 6.22 приведены графики горения $\lg \tau_{II} = f(t_0)$ различных топлив в спокойной среде и интенсивном вихревом потоке.

В качестве топлива были использованы дизельные, бензиновые, керосиновые фракции, цетан, 45 %-ная смесь цетана и α -метилнафталина и два экспериментальных топлива широкого фракционного состава (см. гл. 8, 9). Графики для всех топлив иллюстрируют характерные зависимости τ_{II} от температуры, т. е. наличие кинетической (низкие температуры) и диффузионной (высокие температуры) ветвей. У бензина взрывное горение вероятно сдвинуто на более высокие температуры.

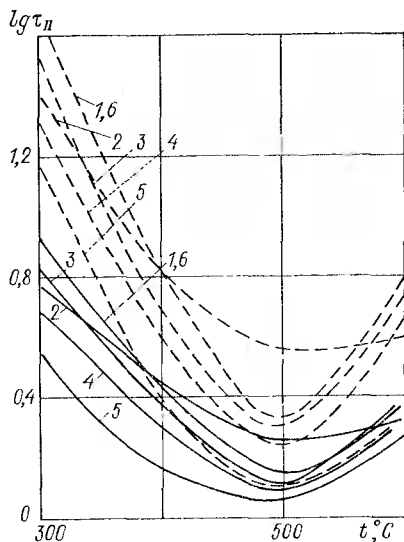


Рис. 6.22. Температурные характеристики горения в спокойном (—) и вихревом (---) зарядах различных топлив:

1 — дизельное топливо (ЦЧ-45); 2 — бензин А-70; 3 — топливо ШФС-Л; 4 — топливо ШФС-2; 5 — цетан (100%); 6 — 45 %-ная цетановая эталонная смесь

Все экспериментальные факты могут быть объяснены сводными графиками на рис. 6.17, где в нижних квадрантах для каждого топлива приведены температурные зависимости $\tau_{\Sigma} = \tau_I + \tau_{II}$, на основе которых построены кривые испаряемости к концу горения $i_{\tau\Sigma}$. Конечно, эта кривая несколько условна, так как получена на основе опытов по беспламенному испарению. Пламя же может ускорить процесс испарения за счет облучения, повышения температуры и турбулизации среды, однако для сравнительной оценки кривые $i_{\tau\Sigma}$ наглядны. Видно, что при всех температурах (и давлениях свыше 15 кгс/см²) бензовоздушный заряд однороден и однороден по составу, что указывает на полную неуправляемость дизельного процесса на бензине. У цетана, наоборот, полнота испарения

и к началу, и к концу горения крайне низка, что является следствием его плохой испаряемости как однородного вещества с высокой температурой кипения (287° С), так и очень малых задержек воспламенения. В результате даже при высоких температурах к концу горения испаряется не более 75–80% топлива. Конечно, эти данные приведены для спокойной среды; в вихревом или турбулентном зарядах проценты эти возрастут, но недостаточно, чтобы обеспечить полное бездымное сгорание. Поэтому цетан, имеющий высокий показатель воспламеняемости, непригоден в чистом виде для сжигания в дизеле.

Дизельное топливо имеет существенно лучшие показатели горения, чем цетан, но большой удельный вес тяжелых фракций, обеспечивающих хорошую воспламеняемость, не позволяет достигнуть высокой степени испарения даже к концу горения. В вих-

ревом потоке эти показатели улучшатся, но не очень значительно из-за сокращения τ_1 , так что $i_{\tau\Sigma}$ не достигает 1.

Керосин имеет наиболее оптимальный комплекс физико-технических характеристик (смесеобразования, воспламенения и горения) из товарных топлив: высока полнота испарения, удовлетворительны задержки воспламенения, и процесс горения в спокойной среде развивается достаточно быстро и полно. В вихревом потоке характеристики керосина будут также наиболее близки к оптимальным.

Изложенные теоретические и экспериментальные данные позволяют констатировать, что, с одной стороны, тяжелые фракции дизельного топлива нуждаются в присадке облегченных фракций с тем, чтобы при высоких температурах иметь большие значения $i_{\tau 1}$ и $i_{\tau\Sigma}$ для полного бездымного горения, а с другой — бензиновые фракции нуждаются в присадке утяжеленных фракций для улучшения воспламеняемости и некоторого замедления при средних температурах процесса гомогенизации. Иными словами, напрашивается встречное расширение фракционного топлива независимо от того, что взято за основу: дизельное топливо — облегчением или бензин — утяжелением.

Дизельное топливо как базовая фракция пригодно для дизеля, особенно тихоходного, ибо обладает хорошей воспламеняемостью, смазывающими свойствами, малой пожароопасностью, удовлетворительными эксплуатационными качествами с точки зрения хранения, обращения и летучести. Но дизельные фракции имеют такие отрицательные свойства, как смолообразование при подогреве, коксование в распылителе, значительное содержание серы, вызывающей коррозию и износ деталей дизеля, большую вязкость при отрицательных температурах, ограничивающих применение его зимой и т. п. Но все эти недостатки несвойственны легким нефтяным фракциям, так что смешение с легкими фракциями (или просто расширение фракционного состава в сторону легкокипящих фракций) будет способствовать улучшению всего комплекса качеств топлива для дизелей. Так, добавление более легких фракций уменьшит вязкость, содержание серы и смол, коксуемость без ухудшения воспламеняющих свойств и т. п. Если потребность облегчения дизельного топлива путем расширения фракционного состава ясна, то следует решить, какими фракциями следует разбавлять: бензиновыми или керосиновыми (лигроиновыми). Рассмотрим отдельно поведение этих фракций в условиях дизеля.

Выше были рассмотрены физико-химические характеристики бензиновой фракции, из которых следует недостаточная воспламеняемость их при интенсивном смесеобразовании. При этом было отмечено, что у бензина отсутствует режим быстрого горения в зоне $400\text{—}450^\circ\text{C}$. Кроме того, бензиновые фракции обладают рядом положительных физических качеств и могут быть использованы в дизелях, но не как самостоятельное топливо. Присадка легко-

воспламеняемых (солярных) фракций к бензину (50 : 50 %) безусловно улучшит его физико-технические свойства для дизелей, однако такое топливо все же будет обладать повышенными пожароопасностью, летучестью при хранении, склонностью к образованию паровых пробок в системе топливоподачи. Кроме того, для его получения может быть использован только прямогонный бензин, так как крекинг-бензин нестабилен и вызывает коксование форсунок.

Подводя итог возможности использования бензо-дизельной смеси в качестве горючего, приходим к выводу, что такая топливная смесь в целом обладает лучшими качествами, чем стандартное дизельное топливо, однако многое зависит от того, в каком соотношении они находятся между собой. Для обеспечения хороших свойств бензина по воспламеняемости, смазываемости и коксуемости не требуется присадки значительного количества тяжелых фракций, нужна лишь присадка этих фракций (до ~25 %). С другой стороны, во избежание паровых пробок в топливной системе и других эксплуатационных трудностей бензиновая доля тоже не должна быть значительной. Поэтому представляется целесообразным рассмотреть состав дизельного топлива, включающий в себя бензиновые, керосиновые и солярные фракции, в котором бензиновые и солярные фракции присутствуют в ограниченной доле.

Керосин не так летуч и пожароопасен, как бензин, не содержит смол, кокса и серы в заметных количествах, текуч, даже при низких температурах и не дает паровых пробок в топливной системе при работе дизеля в жарком климате, так что керосин может быть достаточно хорошим дизельным топливом, если улучшить его воспламеняемость добавкой некоторой доли дизельного топлива. Процесс воспламенения в отличие от процесса горения определяется характеристиками не всей массы смеси, а самыми неустойчивыми элементами, поэтому даже не очень значительная присадка тяжелых фракций заметно улучшит воспламеняемость (и смазывающие свойства) керосина. Более того, значительная присадка дизельного топлива ухудшит характеристики горения.

Аналогично можно предположить, что примешивание к керосину легких бензиновых фракций в небольшой пропорции не ухудшит свойств топливной смеси, усилит испаряемость и уменьшит дымление и нагар. Можно ожидать, что примешивание к керосину одновременно и дизельной, и бензиновой фракций лишь обеспечит керосину получение всех оптимальных качеств и отсутствие явных отрицательных свойств. Такая теоретическая формулировка рационального «конструирования» топлива для дизелей потребовала широкой комплексной экспериментальной проверки.

ГЛАВА 7. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЕЙ

32. ТИПЫ КАМЕР СГОРАНИЯ И ИХ ПАРАМЕТРЫ

Выбор типа камеры сгорания и процесса смесеобразования для автотракторных дизелей определяется следующими факторами:

1) степенью форсирования рабочего процесса по энергетическим показателям и возможностью применения наддува как средства их дальнейшего повышения;

2) номинальной частотой вращения, которая в современных конструкциях ограничивается допустимой средней скоростью поршня (~ 12 м/с);

3) климатическими условиями — экстремальными колебаниями температур и давлений окружающей среды, от которых зависят пусковые качества, динамика и приемистость (автомобиля), расход топлива, дымность и токсичность отработавших газов и целый ряд эксплуатационных показателей;

4) особенностью условий эксплуатации — работой в карьерах; шахтах, закрытых помещениях, когда основными требованиями являются низкая концентрация сажи и токсичных компонентов в отработавших газах;

5) типом системы охлаждения;

6) конструктивными возможностями размещения камеры сгорания в головке цилиндров (при вихрекамерном и предкамерном смесеобразованиях) или в днище поршня (при объемном, объемно-плёночном и плёночном смесеобразованиях) при выбранных размерах рабочего цилиндра ($S, D, S/D$), расположения форсунки и клапанов и допустимой теплонапряженности головки цилиндров и поршня.

В быстроходных дизелях применяются камеры сгорания в основном двух типов: с разделенным пространством сжатия — вихревые (рис. 7.1, а) и предкамерные (рис. 7.1, б) с относительными объемами вспомогательных камер, соответственно равными $V_k/V_c = 0,45 \div 0,55$ и $V_k/V_c = 0,28 \div 0,35$, и однополостные непосредственного впрыска (рис. 7.2, а—г), у которых объем камеры в поршне достигает (0,76—0,82) от объема камеры сгорания V_c при величине конечного надпоршневого зазора при положении поршня в в. м. т. $\Delta h = 1$ мм.

В настоящее время в нашей стране выпускаются дизели с различными процессами смесеобразования: вихрекамерным (МТЗ), объемно-плёночным с камерой ЦНИДИ (МТЗ, ЧТЗ), с объемным (ВТЗ, Барнаульский завод, ЯМЗ и КамАЗ, см. рис. 7.2, а). В однополостных камерах сгорания топливо впрыскивается через два—шесть сопловых отверстий в камеру, имеющую тороидальную форму (рис. 7.2, а), цилиндрическую (рис. 7.2, б, в) или полусферическую.

За рубежом получили распространение многотопливные дизели с пленочным смесеобразованием, шарообразной камерой сгорания MAN и интенсивным завихриванием воздушного заряда (рис. 7.2, з).

Камеры непосредственного впрыска характеризуются следующими конструктивными параметрами:

1) относительным диаметром горловины камеры $d_{г.к}/D_{ц}$, от величины которого зависят значения тангенциальных скоростей движения вращающегося воздушного заряда, а также радиальных

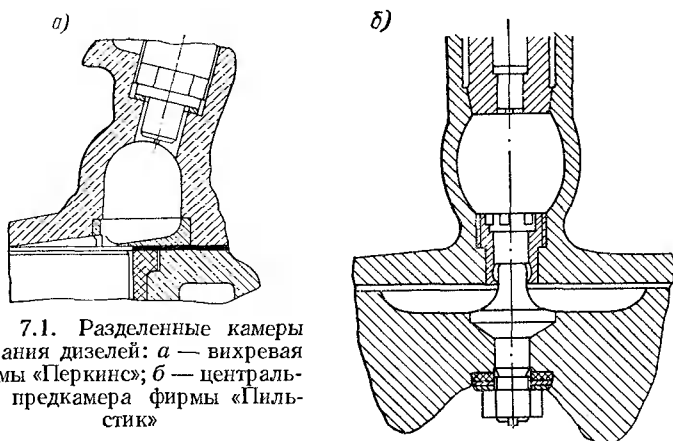


Рис. 7.1. Разделенные камеры сгорания дизелей: а — вихревая фирмы «Перкинс»; б — центральная предкамера фирмы «Пилестик»

и осевых скоростей перетекания воздуха из надпоршневого пространства при подходе поршня к в. м. т.; при объемном смесеобразовании $d_{г.к}/D_{ц} = 0,50 \div 0,58$ (рис. 7.2, а); при объемно-пленочном $d_{г.к}/D_{ц} = 0,38 \div 0,42$ (рис. 7.2, в); при пленочном (шаровая камера) $d_{г.к}/D_{ц} = 0,32 \div 0,36$ (рис. 7.2, з);

2) относительным диаметром самой камеры $d_{к}/D_{ц}$, совпадающим с относительным диаметром горловины $d_{г.к}/D_{ц}$ в тороидальных и цилиндрических камерах;

3) относительной глубиной камеры в поршне $h_{к}/d_{к}$, величина которой зависит в основном от выбранного значения относительного диаметра $d_{к}/D_{ц}$, ее геометрической формы и величины степени сжатия. С увеличением глубины камеры возрастает масса поршня и его высота, что сопровождается увеличением сил инерции поступательно-движущихся масс и потерь на трение.

Большое влияние (особенно в короткоходных конструкциях) на протекание рабочего процесса и на выходные энергетические и экономические показатели, а также на дымность и токсичность отработавших газов оказывает конечный надпоршневой зазор Δh при положении поршня в в. м. т. Величина его в зарубежных дизелях выдерживается в пределах 1,0—1,2 мм, что обеспечивает сосредоточение $\sim 80\%$ воздушного заряда непосредственно в объеме самой камеры. В этом случае основная масса воздуха принимает участие в активном процессе смесеобразования и в основных фазах сгора-

ния. В короткоходных конструкциях относительный объем, в особенности при пленочном и объемно-пленочном смесеобразованиях, когда диаметры горловины невелики, может снизиться до $\sim 75\%$.

При малых относительных диаметрах горловины $d_{г.к}/D_{п}$ возрастают радиальные и осевые скорости перетекания. При этом теплонапряженность кромок днища поршня повышается. В зоне гор-

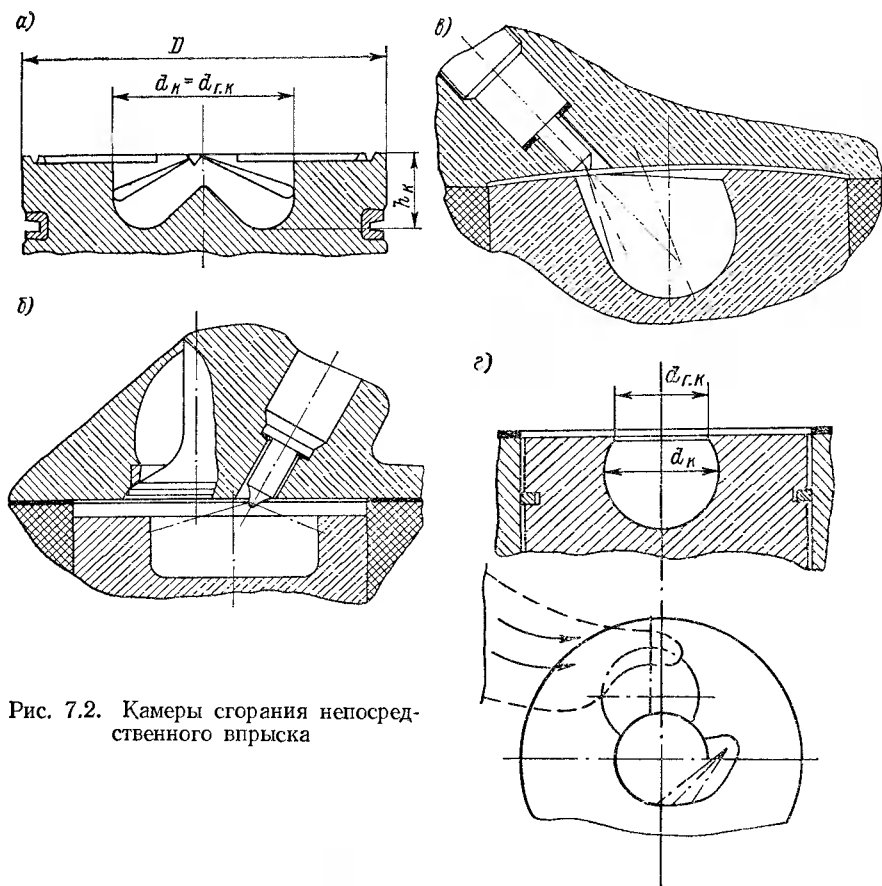


Рис. 7.2. Камеры сгорания непосредственного впрыска

ловины возникают термические трещины, а кромки обгорают. В дизелях с форсированным рабочим процессом (по частоте вращения; среднему эффективному давлению и поршневой мощности) это явление может прогрессировать.

В качестве защитных мер от выгорания кромок шаровой камеры фирма MAN производит армирование поршней путем заливки защитного кольца из жаростойкой стали с использованием «альфин»-процесса. Следует также отметить, что предельный диаметр поршня в дизелях с М-процессом не превышает 130 мм.

В вихрекамерных дизелях в основном применяются камеры сгорания типа Рикардо «Комета-V» с относительным объемом $V_K/V_c \approx 0,50$ и с вырезом в форме восьмерки в днище поршня. Газы с несгоревшим топливом при истечении из соединительного канала поступают в расположенные вблизи вырезы в поршне.

В предкамерных дизелях с большим эффектом используются камеры с соединительной горловиной переменного сечения, что достигается стержнем, закрепленным на днище поршня (камера дизеля фирмы «Пильстик», рис. 7.1, б), который входит в горловину в зоне в. м. т. Газы из предкамеры вытекают через кольцевые сечения, ударяются о профилированное днище поршня и растекаются в основном объеме, сосредоточенном непосредственно у горловины предкамеры. Сквозной прострел предкамеры сосредоточенной струей топлива с последующим ударом по вставке, заменяющей доннышко предкамеры, обеспечивает малую задержку воспламенения и высокую скорость тепловыделения. Высокая эффективность процессов смесеобразования сгорания и тепловыделения достигается за счет подбора относительной проходной площади соединительных каналов, их числа, расположения, направленности, согласованности с формой и размещением камеры в поршне. Сочетание всех перечисленных факторов с тепловыми режимами стенок камеры, соединительных каналов и поверхностей поршня, контактирующих с вытекающими струями горячих газов и несгоревшей части топлива, обеспечивают двухступенчатый растянутый процесс сгорания с малой концентрацией основных токсичных компонентов в отработавших газах C_nH_m и NO_x и свободного углерода.

Дизели с разделенными камерами являются наиболее быстроходными (до ~ 6000 об/мин) по сравнению с дизелями других типов и имеют высокую степень форсирования по энергетическим показателям. Высокоэффективное использование воздушного заряда характеризуется низкими значениями коэффициента избытка воздуха в области предельных нагрузок ($\alpha = 1,20 \div 1,25$). Металлоемкость этих дизелей вследствие форсирования по частоте вращения и энергетическим показателям снизилась до $2,8\text{—}3,5$ кг/л.с. У вихре- и предкамерных дизелей характеристики протекают стабильно в широком диапазоне рабочих частот вращения, что определяет их высокую эксплуатационную экономичность при удовлетворительных показателях дымности. Сочетание оптимальных параметров камеры, надпоршневого пространства и топливopодающей аппаратуры обеспечивают процесс сгорания с низкими скоростями нарастания и максимальными давлениями газов.

Разделенные камеры широко применяются в дизелях с относительно малыми номинальной мощностью и размерностью рабочего цилиндра. Недостатками этого типа дизелей являются наличие необратимых тепловых и газодинамических потерь, вызванных перетеканием газов во время тактов сжатия и расширения, и, как следствие повышенных внутренних потерь, худшие топливная эко-

номичность и пусковые качества. Кроме того, следует также отметить более напряженный тепловой режим головок цилиндров и трудности с организацией циркуляции охлаждающей жидкости. В этом отношении дизели с воздушным охлаждением имеют преимущества, как это видно на примере конструкции головки дизеля фирмы «Дойтц», в которой стальная вихревая камера залита по «альфин-процессу» в индивидуальной головке цилиндра, что обеспечивает достаточный теплоотвод через промежуточный диффузионный слой.

Наибольшее распространение получили дизели с непосредственным впрыском как имеющие наилучшую топливную экономичность при высоких энергетических показателях и удовлетворительные пусковые качества без применения средств, облегчающих пуск до температур окружающей среды до $(-15) - (-20)^{\circ}\text{C}$. У этих дизелей форсированный рабочий процесс, который характеризуют следующие основные показатели.

1. Частота вращения достигает 3200 об/мин, а при диаметрах цилиндра 100—110 мм до ~ 3600 об/мин.

2. Коэффициент избытка воздуха доходит до $\alpha \approx 1,35$, благодаря интенсивному процессу смесеобразования.

3. Коэффициент наполнения $\eta_v = 0,90 \div 0,96$ за счет применения динамического наддува при использовании колебательного процесса во впускной системе, создания индивидуальных для каждого цилиндра впускных трубопроводов равной длины, объединенных общим ресивером, и выравнивания аэродинамических сопротивлений ветвей трубопроводов отдельных цилиндров.

4. Массовый заряд цилиндра оценивается произведением $\gamma_v \eta_v$, увеличение которого обеспечивается за счет повышения плотности воздуха γ_v при заборе его вне подкапотного пространства.

Подогрев воздуха под капотом автомобиля не зависит от температуры окружающей среды и достигает $35 - 40^{\circ}\text{C}$. Поэтому расположение воздухозаборника на уровне крыши кабины водителя (в зоне с наименьшим пылесодержанием) позволяет повысить массовый заряд цилиндра на 10—12%. Подобная схема забора воздуха дает возможность улучшить экономические энергетические показатели, уменьшить дымность и токсичность (по компонентам C_nH_m и NO_x) и понизить теплонапряженность деталей цилиндро-поршневой группы.

33. ХАРАКТЕРИСТИКИ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

Процесс смесеобразования в дизелях с непосредственным впрыском осуществляется в симметричных камерах сгорания, расположенных в поршне и обеспечивается закономерными воздушными потоками, движущимися со значительными окружными скоростями, с также радиальными потоками, возникающими при перетекании воздуха в камеру из надпоршневого периферийного кольцевого

вытеснителя. Оптимальная величина тангенциальной составляющей полного вектора скорости устанавливается путем подбора размеров тангенциальных или винтовых впускных каналов и расположения их относительно цилиндра в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также формы и размеров камеры сгорания. Пристеночная окружающая скорость вращающегося в камере воздушного заряда достигает высоких значений: при объемном смесеобразовании 35—40 м/с и при пленочном — 70—90 м/с.

Процесс смесеобразования в этих дизелях можно характеризовать как вихревой с высоким использованием воздушного заряда.

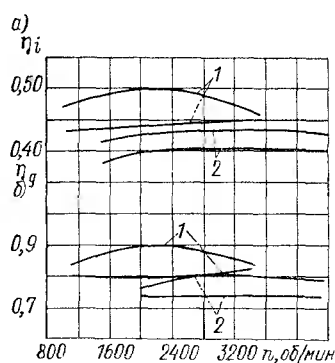


Рис. 7.3. Изменение индикаторных η_i (а) и относительных η_g (б) к. п. д. в зависимости от частоты вращения дизелей n :

1 — с непосредственным впрыском; 2 — с вихрекамерным смесеобразованием

Энергетические выходные показатели p_i и p_e дизелей с непосредственным впрыском приближаются к показателям с вихревым смесеобразованием, но при значительно лучшей экономичности. Закономерные вихри обеспечивают устойчивый рабочий процесс на разных скоростных режимах. Экономические индикаторные и эффективные показатели этих дизелей значительно улучшены за счет подбора оптимальных конструктивных параметров впускных каналов, камер сгорания и топливоподающей аппаратуры.

Сопоставление основных энергетических показателей дизелей с принципиально различными процессами смесеобразования показывает, что предельные средние индикаторные

и эффективные давления p_i и p_e достигают высоких значений: с непосредственным впрыском $p_i = 10,5$ кгс/см² и $p_e = 8$ кгс/см² при частоте вращения до 2800 об/мин; при разделенных камерах сгорания $p_i = 10,2$ кгс/см² и $p_e = 7,2$ кгс/см² при $n = 4000$ об/мин.

Сравнение индикаторного g_i и эффективного g_e удельных расходов топлива, индикаторного и относительного к. п. д. (η_i , η_g) у дизелей различными процессами смесеобразования, подтверждает значительно лучшие экономические показатели у дизелей с непосредственным впрыском [3], что видно из рис. 7.3 и 7.4.

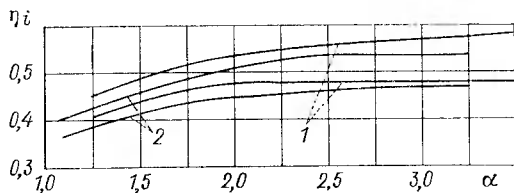
Удельная энергия вращающегося воздушного заряда, отнесенная к 1 г впрыснутого топлива, $E'_в$, заключенного в симметричной камере сгорания, составляет часть всей энергии смесеобразования $E'_\Sigma = E'_в + E'_т$, где $E'_т$ — энергия 1 г впрыснутого топлива.

Энергетический метод оценки состояния рабочего заряда позволяет определить влияние параметров впускного канала и формы камеры сгорания на процесс смесеобразования и выбрать рациональное соотношение между энергией впрыснутого топлива $E'_т$ и

воздуха $E'_в$. Кроме того, этот метод позволяет оценить необходимый энергетический уровень различных процессов смесеобразования — объемного, объемно-пленочного и пленочного.

Удельная величина энергии, вносимой воздушным зарядом $E'_в$, зависит, прежде всего, от формы, размеров и расположения впускного канала, а также от геометрических параметров канала. Способность канала обеспечить при наполнении возможно больший момент количества движения воздуха при минимальных аэродинамических потерях определяет его эффективность; подбирая форму, размеры и расположение канала, можно добиться получения требуемой для обеспечения эффективного рабочего процесса средней

Рис. 7.4. Изменения индикаторных к. п. д. η_i дизелей с объемным (1) и вихрекамерным (2) смесеобразованием в зависимости от коэффициента избытка воздуха α



интегральной энергии смесеобразования всего воздушного заряда, вращающегося, как показали замеры, по закону твердого тела.

В случае пленочного смесеобразования удельная энергия воздушного заряда $E'_в$ изменяется в пределах 1,6—2,4 кгс·м/г при номинальной подаче топлива. При объемном смесеобразовании величина энергии воздушного заряда меньше и составляет 0,6—1,0 кгс·м/г.

Оценивая влияние впрыскиваемого топлива на процесс смесеобразования, в первую очередь следует отметить, что процесс смешения топлива с воздухом в дизелях с непосредственным впрыском в значительной степени определяется числом и размерами сопловых отверстий распылителя, их расположением относительно стенок камеры сгорания и взаимосвязью распыленного топлива с интенсивностью вращения воздушного заряда. Для каждого способа смесеобразования необходимо обеспечить требуемую мелкость распыливания, которая зависит как от размеров сопловых отверстий, так и от перепада давления при впрыске. При пленочном смесеобразовании давление распыливания обычно в 1,5—2 раза ниже, чем при объемном.

При пленочном смесеобразовании в основном применяются одно- и двухдырчатые распылители с диаметром отверстий 0,45 мм и более, обеспечивающие более грубое распыливание топлива; при объемном — многодырчатые (до 6 отверстий) с диаметром сопловых отверстий 0,25—0,35 мм.

При объемном и пленочном смесеобразованиях наблюдается различие в интенсивности нагнетания топлива и параметрах распылителя, которые проявляются в разном характере процесса топливоподачи, обобщающей характеристикой которого служит

средняя скорость впрыска, подсчитываемая по действительной продолжительности впрыска $\Phi_{\text{впр}}$,

$$U_{\text{впр}} = V_{\text{ц}} 6n_{\text{к. в}} / (f_{\text{с}} \Phi_{\text{впр}}),$$

где $n_{\text{к. в}}$ — частота вращения кулачкового вала; $f_{\text{с}}$ — площадь распыливающих отверстий; $V_{\text{ц}}$ — цикловая объемная подача топлива. Средние значения $U_{\text{впр}}$ для пленочного и объемного смесеобразования ряда дизелей отличаются между собой в 1,5 раза, составляя соответственно 90 и 140 м/с при 2000 об/мин коленчатого вала. По мере повышения скоростного режима величина $U_{\text{впр}}$ возрастает в связи с увеличением скорости нагнетания топлива насосом.

В диапазоне частоты вращения 1000—3000 об/мин величина энергии E'_τ при пленочном смесеобразовании колеблется в пределах 0,22—0,78 кгс·м/г, при объемном — в пределах 0,57—1,52 кгс·м/г. Из этих данных следует, что для обеспечения высоких показателей рабочего процесса средние скорости впрыска при объемном смесеобразовании должны быть в 1,5 раза, а энергия распыливания топлива в 2 раза выше, чем при пленочном, т. е. характерной особенностью пленочного смесеобразования по сравнению с объемным является более низкая энергия впрыснутого топлива при более грубом его распыливании и увеличенной продолжительности впрыска. Сравнение рабочих процессов дизелей с объемным (дизель КамАЗ, $S/D = 120/120$) и пленочным (опытный дизель $S/D = 105/105$) смесеобразованием показало, что законы изменения характерных временных фаз процессов воспламенения τ_0 , сгорания и тепловыделения (рис. 7.5), т. е. индикаторной диаграммы (p) от в. м. т. до точки p_z (τ_p) температуры газов T от в. м. т. до точки T_{max} (τ_T), активного тепловыделения x_i от в. м. т. до точки $x_{i \text{ max}}$ (τ_x) и отрезок времени между точками p_z и T_{max} (τ_{T-p}), в зависимости от частоты вращения для обоих процессов получились практически одинаковыми (рис. 7.6). В обоих случаях коэффициенты избытка воздуха α и отношения η_i/α были одинаковы. Углы опережения впрыска и интенсивность вращения воздушного заряда для каждого рабочего процесса подбирались оптимальными.

Период задержки воспламенения τ_1 в диапазоне частоты вращения 1200—3000 об/мин сокращается по времени с 1,1 до 0,8 мс (на 27%). Это говорит о малом влиянии более интенсивного массо- и теплообмена газовой среды с факелом распыленного топлива на протекание физико-химических процессов в период скрытого сгорания, несмотря на то что с увеличением частоты вращения повышаются температура, плотность газов и скорость воздушных вихрей в цилиндре, а также улучшается качество распыливания топлива. Диапазон изменения первых двух факторов — плотности и температуры среды, оказывающих решающее влияние на величину периода задержки воспламенения в исследуемом диапазоне частоты вращения, был невелик. С уменьшением задержки воспламенения процесс сгорания приближается к управляемому.

Продолжительность фаз τ_p , τ_T , τ_{T-p} и τ_ξ с увеличением частоты вращения в рассматриваемом диапазоне по времени сокращается: τ_p в 5 раз, τ_T в 2,5—2,8 раза, τ_{T-p} в 2,1—2,2 раза и τ_ξ в 2,7—2,8 раза [12].

Области максимальных давлений p_z и температур $T_{\max}$ с возрастанием частоты вращения сдвигаются к в. м. т., что улучшает термодинамику цикла. Соответствующие фазы в градусах угла поворота коленчатого вала (см. рис. 7.5) φ_p и φ_T сближаются между собой и одновременно уменьшаются в 1,8—1,9 и 2,5—2,8 раза.

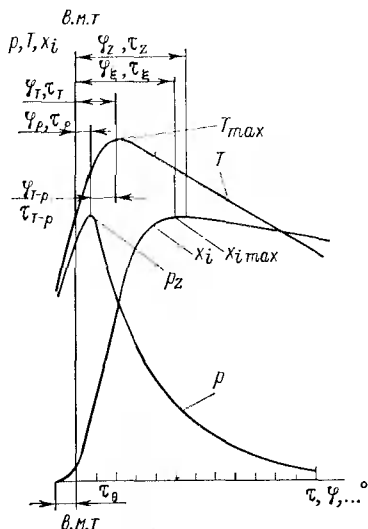


Рис. 7.5. Характерные фазы процессов сгорания и тепловыделения

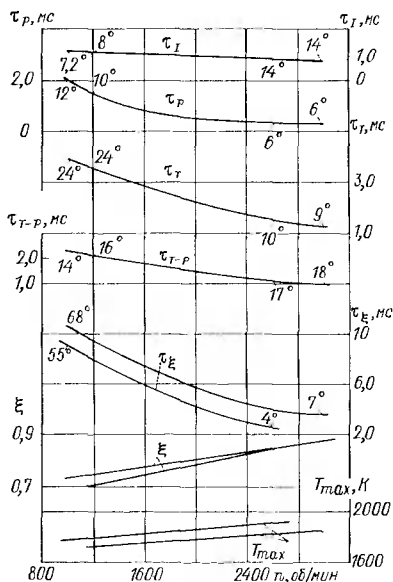


Рис. 7.6. Изменение отдельных фаз процессов сгорания и тепловыделения для пленочного и объемного смесеобразований

Фаза φ_{T-p} уменьшилась в 1,1—1,2 раза. Сокращение фаз φ_p и φ_T показывает, что процесс сгорания основной массы впрыснутого топлива происходит в меньшем объеме при более высоких температурах и давлениях газа и с большими скоростями выделения теплоты. С увеличением частоты вращения кинетические энергии воздушного заряда и впрыснутого топлива возрастают, макро- и микроструктуры топливного факела становятся более однородными, снижаются тепловые потери за цикл в охлаждающую жидкость, процессы смесеобразования и сгорания протекают более интенсивно. Последнее подтверждается непрерывным ростом максимальных температур цикла и коэффициента эффективности сгорания $\xi = x_{i \max}$ (у дизеля с пленочным смесеобразованием с 0,73 до 0,84, у дизеля с объемным — с 0,70 до 0,88).

Меньшие значения $T_{\max}$ при пленочном смесеобразовании связаны с более растянутым процессом сгорания, характерным для этого типа дизелей, у которых скорость тепловыделения в начальный период сгорания относительно невелика, а в последующих фазах сгорания значительно увеличивается. Это достигается подбором параметров системы впрыска и газодинамических показателей воздушного заряда.

Влияние технологического фактора — величины конечного надпоршневого зазора Δh при положении поршня в в. м. т. — при работе на дизельном топливе изучалось на одноцилиндровом дизеле с пленочным смесеобразованием при $\Delta h = 1,0$ и $\Delta h = 1,6$ мм (рис. 7.7).

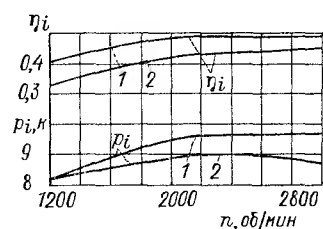


Рис. 7.7. Изменение индикаторного к. п. д. η_i и среднего индикаторного давления p_i при двух конечных надпоршневых зазорах:

1 — $\Delta h = 1,0$ мм; 2 — $\Delta h = 1,6$ мм

дизеле с пленочным смесеобразованием при $\Delta h = 1,0$ и $\Delta h = 1,6$ мм (рис. 7.7). Степень сжатия при этом снижалась с 17,45 до 16,03 (как и у развернутого дизеля). Одновременно уменьшался относительный объем камеры в поршне с 0,76 до 0,69, благодаря чему количество воздуха, участвовавшего в активном смесеобразовании, снижалось. Увеличение надпоршневого конечного объема сопровождалось снижением индикаторных показателей p_i и η_i и повышением концентрации сажи в отработавших газах. Так, при $n = 3000$ об/мин и постоянном в обоих

случаях коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,5$ среднее индикаторное давление p_i снизилось с 9,7 до 8,8 кгс/см², соответственно η_i снизился с 0,49 до 0,45, а концентрация сажи возросла с 0,54 до 0,63 мг/л. С ухудшением рабочего процесса при увеличении надпоршневого зазора наблюдалось снижение дисперсности сажи — удельная ее поверхность уменьшилась со 120 до 100 м²/г.

34. ДЫМНОСТЬ И ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

На рис. 7.8 представлены экспериментальные данные, характеризующие концентрацию C_s и дисперсность сажи [6]: удельную поверхность ее частиц S_s , средний поверхностный диаметр d , число частиц N_s , содержащихся в 1 л газа, приведенного к нормальным атмосферным условиям, в зависимости от изменения частоты вращения для дизелей с пленочным (опытный) и объемным (КамАЗ) смесеобразованиями. Сравнительные испытания проводились при одинаковых коэффициентах избытка воздуха, оптимальных моментах количества движения воздушного заряда в камерах сгорания и оптимальных углах опережения впрыска топлива. С увеличением частоты вращения при работе на дизельном топливе Л (ГОСТ 305—73) при приблизительно равных концентрациях сажи наблюдалось повышение ее дисперсности: удельная поверхность

возросла в диапазоне изменения частот вращения от 1000 до 3000 об/мин с 80 до 120 м²/г, соответственно средний поверхностный диаметр частиц уменьшился с 400 до 265 Å, а число частиц в 1 л газа возросло с $0,8 \cdot 10^{13}$ до $3 \cdot 10^{13}$ част./л. Анализ кривых показал, что в случае примерно равных коэффициентов избытка воздуха, максимальных температур цикла $T_{\max}$ и фаз τ_p , τ_T и τ_{T-p} , характеризующих протекание индикаторных диаграмм и термодинамическое состояние газа по времени, а также параметров, связанных с законом выделения теплоты, τ_ξ , ξ физические показатели сажи для обоих рабочих процессов оказались практически одинаковыми.

Повышение дисперсности сажи с возрастанием частоты вращения можно отнести за счет повышения температуры и давления газовой среды в цилиндре. При этом в большей степени адсорбируется на поверхностях сажевых частиц бенз(а)пирен $C_{20}H_{12}$ с сильной канцерогенной активностью. Концентрации токсичных компонентов CO, C_nH_m и NO_x и бенз(а)пирена $C_{20}H_{12}$ не отличаются для обоих рабочих процессов ни по характеру изменения в зависимости от частоты вращения, ни по своим абсолютным значениям.

Характерная для процессов смесеобразования, воспламенения и горения в цилиндре дизеля температурная и концентрационная неоднородность заряда способствует образованию сажистых частиц. Эти частицы образуются вследствие локального переобогащения смеси.

Большая часть их сгорает в камере, и только около 1% несоревшего углерода вызывает дымность. Вследствие этого одним из основных путей снижения дымности, а также и токсичности отработавших газов является совершенствование процессов смесеобразования и сгорания распыленного топлива путем оптимального сочетания интенсивности движения воздушного заряда в цилиндре двигателя с параметрами топливного факела, его формой, дальностью, дисперсностью, скоростью впрыска и числом распыливающих отверстий.

Уровень дымности отработавших газов во многом зависит от способа смесеобразования. У вихрекамерных и предкамерных дизелей дымность может быть меньше, чем у дизелей с непосредственным впрыском топлива, несмотря на меньшие коэффициенты

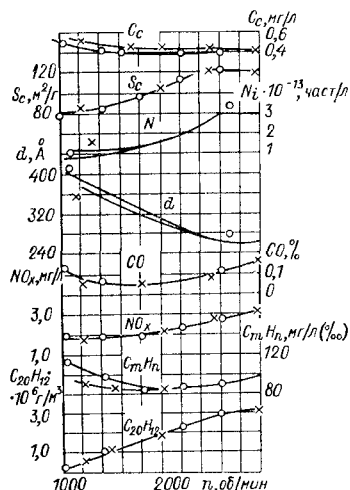


Рис. 7.8. Влияние типа смесеобразования на концентрацию и дисперсность сажи, выброс токсичных компонентов и бенз(а)пирена при работе по скоростной характеристике на топливе Л (ГОСТ 305—73):

— $\times$ — $\times$ — $\times$ — — плотное;
 $\circ$ — $\circ$ — $\circ$ — — объемное

избытка воздуха на режимах работы по внешней скоростной характеристике. Для определения дымности и содержания токсичных компонентов в отработавших газах были обследованы дизели зарубежных моделей с объемным, объемно-плёночным, плёночным и вихре-камерным смесеобразованиями с основными показателями: номинальная мощность 45—260 л. с.; номинальная частота вращения дизелей с непосредственным впрыском 2200—3200 об/мин; вихрекамерных дизелей 2500—4200 об/мин; рабочий объем цилиндров 1,9—15,0 л.

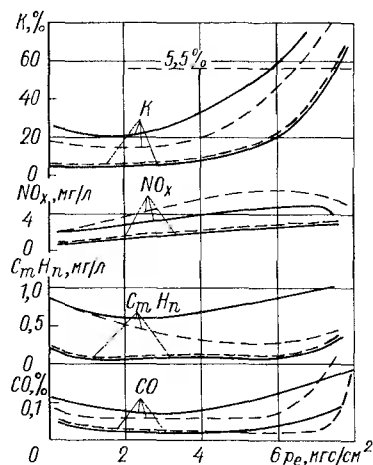


Рис. 7.9. Изменение содержания токсичных компонентов по нагрузочным характеристикам, снятым при номинальной частоте вращения n_H (—) и частоте, соответствующей максимальному крутящему моменту $n_{H\max}$ (---)

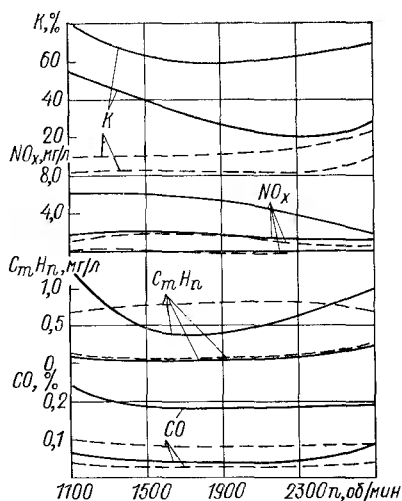


Рис. 7.10. Изменение содержания токсичных компонентов по внешней характеристике (—) и на режиме холостого хода (---)

На рис. 7.9 показаны диапазоны изменения содержания токсичных компонентов CO , C_mH_m и NO_x и дымности отработавших газов дизелей с различными способами смесеобразования в зависимости от среднего эффективного давления для двух скоростных режимов [5]. Нижние пределы изменения K , NO_x и C_mH_m для обоих режимов совпадают. Общей закономерностью образования токсичных компонентов в отработавших газах дизелей является рост продуктов неполного сгорания топлива по мере увеличения нагрузки. Подобное явление наблюдается практически у всех дизелей независимо от способа смесеобразования. Представленные данные показывают, что предельно допустимая дымность $K = 45\%$ по дымомеру Хартриджа в соответствии с ГОСТ 19025—73 достигается в диапазоне изменения среднего эффективного давления от 6,0 до 7,75 кгс/см².

Образование наиболее токсичного компонента — окислов азота — обусловлено максимальной температурой цикла $T_{\max}$, с повышением которой их концентрация возрастает. Увеличение NO_x по мере роста нагрузки наблюдается при всех скоростных режимах испытуемых дизелей. Наименьшая концентрация NO_x наблюдается у вихрекамерных дизелей. Дизели с М-процессом по этому показателю мало отличаются от дизелей с непосредственным впрыском, у которых максимальные концентрации NO_x при $p_e = 7 \text{ кгс/см}^2$ достигают 3,5—10 мг/л газа.

Образованию углеводородов в отработавших газах во многом способствуют относительно низкие температуры газовой среды в камере сгорания. Поэтому при работе дизелей на малых нагрузках было зарегистрировано большее количество C_nH_m , чем при средних. В зоне повышенных нагрузок может оказывать влияние на образование углеводородов недостаток кислорода в отдельных зонах камеры сгорания. У дизелей с вихрекамерным смесеобразованием были обнаружены лишь следы углеводородов.

Условия образования окислов углерода CO объясняются несовершенством процесса смесеобразования, малым временем, отводимым на процесс горения топлива, и выгоранием масла. В отработавших газах независимо от способа смесеобразования содержится небольшое количество окислов углерода. Концентрация CO возрастает особенно значительно при повышенных нагрузках.

На рис. 7.10 показано содержание токсичных компонентов по скоростной внешней характеристике и при работе на холостом ходу. Концентрации токсичных компонентов приведены по верхнему и нижнему пределам, где нижние пределы относятся к дизелям с вихрекамерным смесеобразованием, а верхние — к дизелям с объемным и пленочным. При росте частоты вращения происходит понижение дымности за счет улучшения процесса смесеобразования. На холостом ходу дымность отработавших газов незначительна, хотя, и наблюдается некоторое увеличение ее по мере роста частоты вращения. Практически у всех двигателей дымность на этом режиме колеблется от 5 до 20% по Хартриджу. С увеличением частоты вращения предельное содержание NO_x заметно снижается с 6,0 до 4,5 мг/л. На холостом ходу все двигатели независимо от способа смесеобразования выделяют относительно небольшое количество NO_x , не превышающее 2 мг/л. Дизели при работе на холостом ходу выделяют значительное количество C_mH_n — до 1 мг/л.

Скоростной режим дизеля не сказывается существенно на содержании окислов углерода, однако некоторое увеличение их содержания происходит в области низких и высоких частот вращения. Максимальные значения CO по скоростной внешней характеристике достигают 0,2—0,22%. На холостом ходу выделяется значительно меньшее количество CO , доходящее до 0,1%.

35. ВЛИЯНИЕ ВИДА ТОПЛИВА НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ДЫМНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Влияние топлива на физические параметры сажи и содержание токсичных компонентов было установлено при сравнительных исследованиях на дизеле с пленочным смесеобразованием как на более быстроходном при работе на трех видах топлив: дизельном Л (ГОСТ 305—73), ШФС Л (см. гл. 8) и бензине А-72 при $\alpha = 1,5$.

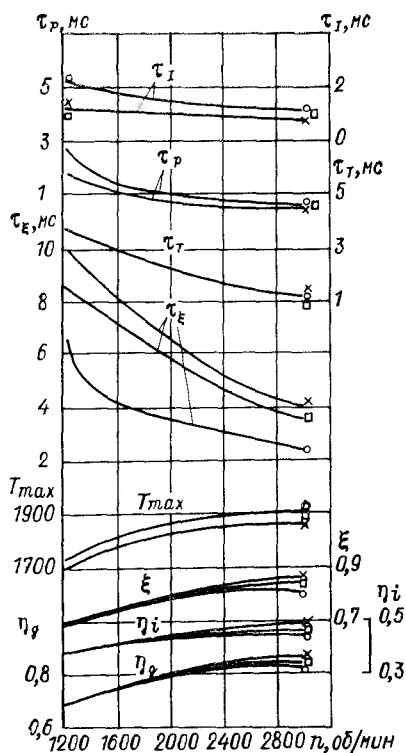


Рис. 7.11. Изменение фаз процессов сгорания и выделения теплоты, индикаторного и относительного к. п. д. при пленочном смесеобразовании при работе на различных топливах:

× — × — × — Л (ГОСТ 305—73);
□ — □ — □ — ШФС Л; ○ — ○ — бензин А-72

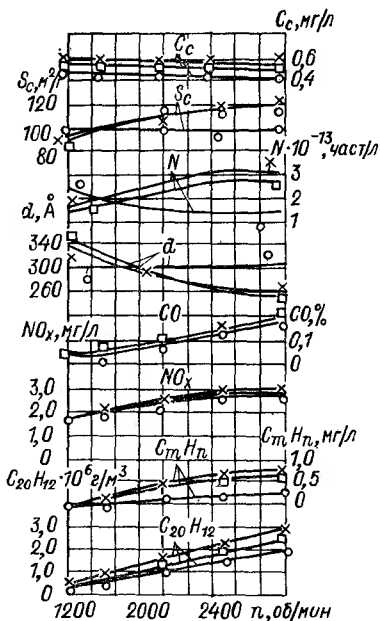


Рис. 7.12. Влияние вида топлива на концентрацию, дисперсность сажи и выброс токсичных компонентов CO , C_mH_n и бенз(а)пирена $C_{20}H_{12}$:

× — × — × — Л (ГОСТ 305—73);
— □ — □ — ШФС Л; ○ — ○ — А-72

Во время этих испытаний при работе на дизельном топливе индикаторный к. п. д. $\eta_i = 0,48$, а при использовании бензина снижался до $\eta_i = 0,45$. Результаты обработки индикаторных диаграмм при работе на трех видах топлива приведены на рис. 7.11. С увеличением частоты вращения существенно сокращается время достижения максимальных значений p_z , T_{max} и x_{max} , т. е. τ_p , τ_T , τ_E на всех топливах. Временные фазы сгорания сокращаются быстрее, чем возрастает частота вращения, т. е. процесс протекает более близко

к в. м. т. при более высоких значениях p и T . В результате увеличиваются коэффициент $\xi = x_{i \max}$, характеризующий эффективность сгорания, индикаторный η_i и относительный η_g к. п. д. Одновременно снижается концентрация C_c сажи. Улучшение процессов сгорания с увеличением частоты вращения связано с возрастанием скорости воздушных вихрей в камере и улучшением качества распыливания топлива и, как следствие, с повышением энергии смесеобразования.

Возрастание частоты вращения, как и нагрузки, почти не влияет на скорость нарастания давления $\Delta p/\Delta \phi$, потому что при пленочном смесеобразовании количество смеси, подготовленной к сгоранию за время задержки воспламенения, для дизельного топлива практически остается постоянным, а для бензина изменяется незначительно. Это справедливо и для максимальной скорости выгорания топлива при повышении скоростного режима, при этом несколько ухудшается токсичность отработавших газов в основном по окислам азота. Хотя продолжительность высокотемпературного периода сгорания сокращается, решающее влияние оказывает увеличение абсолютной величины температуры при возрастании частоты вращения.

При работе на топливе Л (ГОСТ 305—73) параметры и фазы процесса сгорания имеют близкие значения вследствие незначительных отличий в физико-химических свойствах этих топлив. При использовании бензина А-72 задержка воспламенения больше, сгорание начинается после в. м. т., время достижения максимального тепловыделения значительно короче и продолжительность активного процесса сгорания сокращается. Максимальная скорость выгорания топлива и жесткость сгорания при этом значительно выше за счет повышенной испаряемости бензина и большей величины задержки воспламенения. При работе на бензине А-72 дымность отработавших газов ниже, чем на дизельном топливе, на 30—40%, так же как и содержание углеводов.

Полученные температуры и величины фаз процессов воспламенения, сгорания и активного выделения теплоты дают четкое представление о физических параметрах газовой среды и временных факторах, в условиях которых происходят процессы образования сажи, коагуляции ее частиц и их частичного выгорания.

На рис. 7.12 представлены физические параметры сажи и содержание токсичных компонентов и бенз(а)пирена $C_{20}H_{12}$ для тех же условий работы, обязанные наличию в топливе тяжелых высококипящих фракций с концом кипения $350^\circ C$ и выше. С повышением частоты вращения на всех видах топлива растет максимальная температура газов $T_{\max}$ (рис. 7.11).

Наименьшее количество бенз(а)пирена образовывалось при работе на бензине. Физические свойства сажи — удельная поверхность S_c , число N_c и средний диаметр частиц d — наблюдаемой при использовании бензина А-72, заметно отличаются от свойств сажи, полученной при работе на других видах топлива.

ГЛАВА 8. ТОПЛИВА ШИРОКОГО ФРАКЦИОННОГО СОСТАВА

36. ХАРАКТЕРИСТИКА ТОПЛИВ ШФС

Напряженность топливно-энергетического баланса в нашей стране настоятельно требует рационального использования топлива в народном хозяйстве. Наиболее эффективным мероприятием, позволяющим значительно снизить его расходы на транспорте, является перевод грузового автомобильного парка на дизели. При этом существенно уменьшается потребление сырой нефти, сокращаются объемы нефтепереработки и перевозок, снижаются расходы в связи с более низкой себестоимостью дизельного топлива и уменьшаются потери при его длительном хранении. Дефицит дизельного топлива для автомобильного транспорта, связанный с его ограниченным содержанием в нефти и широким использованием в различных отраслях народного хозяйства, сдерживал до настоящего времени оснащение дизелями грузового автомобильного парка.

Т а б л и ц а 8.1. Основные физико-химические показатели топлив ШФС

Показатели	Топливо		
	Л	З	А
Цетановое число, не менее	43	43	43
Фракционный состав топлива:			
начало кипения	70	70	70
10% перегоняется при температуре, °С	100	100	100
50% перегоняется при температуре, °С	250	250	240
96% перегоняется при температуре, °С	360	340	330
Кинематическая вязкость при температуре 20°С, сСт	1,8—3,5	1,6—3,0	1,4—2,5
Кислотность, мг КОН на 100 мл топлива, не более	2	2	2
Содержание серы в топливе, %, не более:			
среднесернистом	0,5	—	—
малосернистом	0,2	0,2	0,2
Зольность, %, не более	0,005	0,005	0,005
Температура, °С:			
вспышки, не ниже	—5	—5	—5
застывания, не выше	—15	—40	—55
помутнения, не выше	—5	—25	—40
Йодное число, г йода на 100 г топлива, не более	4	3	3
Содержание фактических смол, мг на 100 мл топлива, не более	40	30	30
Плотность ρ_4^{20} , г/см ³	0,780	0,780	0,755

В целях увеличения ресурсов дизельного топлива ВНИИ НП и НАМИ были предложены топлива ШФС летнего, зимнего и арктического вида с включением бензиновых, лигроино-керосиновых и дизельных фракций, что позволяет иметь выход из нефти топлив для автотракторных дизелей до 48—52 % вместо 18—23 %, как это имеет место в настоящее время. При этом есть возможность полностью или частично изъять средние фракции (ТС-1) для реактивных двигателей [22].

Основные физико-химические показатели топлив ШФС различных видов приведены в табл. 8.1. Переход на производство дизельных топлив ШФС при сохранении производства авиационного керосина позволяет значительно увеличить ресурсы топлив для автотракторных дизелей по сравнению с производством обычных дизельных топлив. Соотношение бензиновых и дизельных фракций в топливе ШФС обуславливается характеристикой перерабатываемых нефтей. Облегчение фракционного состава дизельных топлив за счет использования легких фракций упрощает производство и расширяет ресурсы низкозастывающих зимних и арктических топлив для автотракторных дизелей.

37. ПОЛУЧЕНИЕ ЛЕТНИХ ТОПЛИВ ШФС

Топлива ШФС могут получаться на базе товарных фракций, полученных прямой перегонкой нефти на установках АТ (атмосферная трубчатая печь) и АВТ (атмосферно-вакуумная трубчатая печь) без включения или с включением фракций авиационного керосина. На заводах, вырабатывающих авиационный керосин, топлива ШФС должны получаться без включения этого продукта. В качестве компонента для топлива ШФС могут быть использованы также низкооктановые рафинаты, полученные после выделения ароматических углеводородов в процессе каталитического риформинга. Дизельные фракции с повышенным содержанием серы, являющиеся компонентами топлива ШФС, должны быть очищены от серы на установках гидроочистки.

При переработке нефти типа ромашкинской на Рязанском нефтеперерабатывающем заводе фактический отбор от нефти бензина, полученного прямой перегонкой, и дизельных фракций при одновременной выработке топлива ТС-1 составил соответственно 13,5—14,0 % и 23—24 %.

Для всесторонних стендовых исследований и эксплуатационных испытаний был получен образец дизельного топлива ШФС Л в количестве 2000 т следующего состава: 37 % бензина, что составляет 13,5 % от нефти, и 63 % дизельных фракций, что составляет 23,0 % от нефти. При этом бензиновая фракция выкипала при температуре от 45—50 до 160° С, а дизельная — от 198 до 360° С. Физико-химические показатели компонентов и образца топлива ШФС приведены в табл. 8.2. Полученный образец топлива характеризуется хорошим цветом, незначительным содержанием фактических смол

Т а б л и ц а 8.2. Физико-химические показатели исходных компонентов и дизельного топлива ШФС Л

Показатели	Бензин	Дизельное топливо	Дизельное топливо ШФС Л
Октановое число	45—50	—	—
Цетановое число	—	50	45
Фракционный состав топлива:			
начало кипения	49—54	—	—
10% перегоняется при температуре, °С	70—76	235	85—89
50% перегоняется при температуре, °С	98—102	273	236—237
90% перегоняется при температуре, °С	135—137	—	—
96% перегоняется при температуре, °С	—	360	356—360
Вязкость кинематическая при 20° С, сСт	—	5,26	1,84—1,86
Кислотность, мг КОН на 100 мл топлива	0,2—0,25	1,08	0,68—0,74
Содержание фактических смол, мг на 100 мл топлива	2,0	10	6,5
Содержание серы, %	0,03	1,03	0,71—0,74
Температура, °С:			
вспышки	—	65	Ниже —15
застывания	—	—8	—24
Давление насыщенных паров, мм рт. ст.	250—300	—	—
Плотность ρ_{4}^{20} , г/см ³	0,713	0,838	0,787

(6,5 мг на 100 мл), малым содержанием непредельных углеводородов (йодное число 0,8—2,1 г йода на 100 мл), низкой зольностью, цетановым числом 44—45 ед., температурой застывания (—20)—(—24)° С, температурой помутнения (—9)—(—10)° С и вязкостью 1,86—1,88 сСт.

Так как для приготовления образца топлива ШФС Л использовался бензин с началом кипения 47—55° С образец топлива ШФС Л содержал до 8,4% легколетучих фракций C_4 и C_5 , что видно из рис. 8.1, и соответственно имел температуру вспышки —15° С и давление насыщенных паров 200 мм рт. ст. Таким образом, по своим физико-химическим показателям полученный образец может быть отнесен к наиболее худшему варианту топлива ШФС, и, следовательно, эксплуатационные показатели всех других образцов топлив ШФС будут превосходить полученные при испытаниях этого образца.

Топлива ШФС по сравнению со стандартным дизельным топливом имеет лучший углеводородный состав: содержание ароматических углеводородов в нем составляет только 23,6%, парафиновых — 56,3% и нафтеновых — 20,1% (рис. 8.2). В дизельном компоненте топлива содержание ароматических углеводородов ~31%.

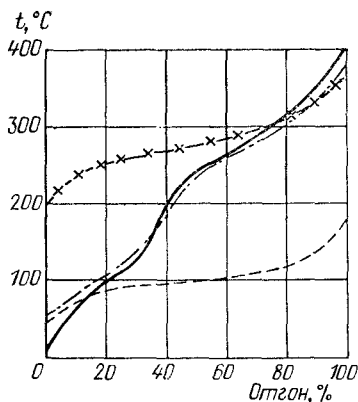


Рис. 8.1. Кривые перегонки топлива ШФС и составляющих его компонентов:

— бензин; — топливо ШФС по ИТК; — — — топливо ШФС; $\times - \times$ — дизельное топливо

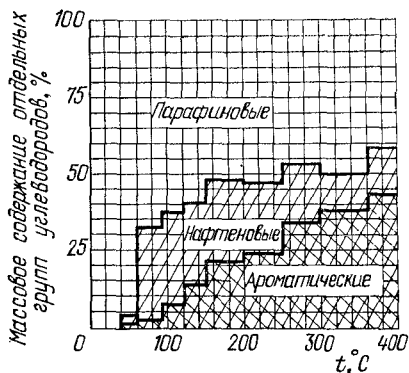


Рис. 8.2. Групповой углеводородный состав топлива ШФС Л Рязанского НПЗ (температура перегонки по ИТК)

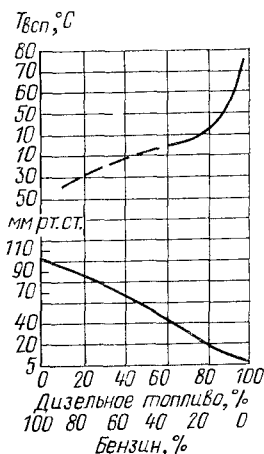
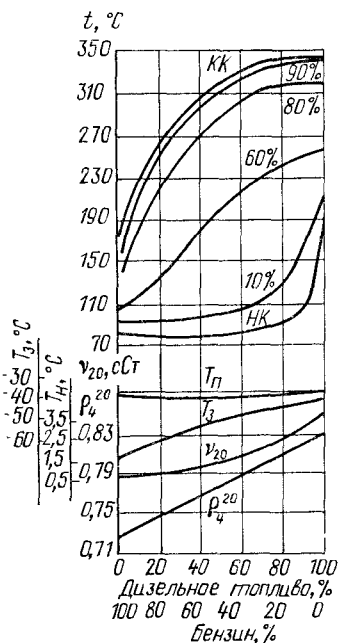


Рис. 8.3. Влияние соотношения компонентов топлива ШФС на его физические показатели:

$T_{п}$, $T_{з}$ и $T_{всп}$ — температуры помутнения, застывания и вспышки соответственно

Сопоставление физико-химических показателей топлив ШФС с классическими топливами помимо улучшения углеводородного состава показывает, что топлива ШФС превосходят дизельные по фильтруемости, низкотемпературным свойствам, содержанию серы и смол, непредельных углеводородов и коксуетости. Вязкость топлива ШФС отвечает требованиям ГОСТа на вязкость для зимних и арктических топлив. Температура вспышки топлив ШФС ниже соответствующих показателей дизельных топлив. В случае использования в качестве бензинового компонента топлив с началом кипения 60°C , но лишенных легколетучих фракций C_4 и C_5 , можно получить топливо ШФС с температурой вспышки 0°C и выше. Влияние соотношения компонентов на физико-химические показатели топлива ШФС представлено на рис. 8.3. При соотношении бензина к дизельному топливу 30 : 70% топливо ШФС имеет температуру вспышки 0°C , давление насыщенных паров 30 мм рт. ст., плотность 0,800 и вязкость 2 сСт [19].

При стендовых испытаниях топлива ШФС (см. гл. 9) в одноцилиндровом отсеке ЯМЗ-236 были получены лучшая топливная экономичность и меньшая дымность отработавших газов. Таким образом, топливо ШФС по основным физико-химическим свойствам превосходит стандартное топливо и обладает хорошими моторными качествами. Переход на его производство обеспечит значительное расширение ресурсов топлив для автотракторных дизелей.

38. ПОЛУЧЕНИЕ ЗИМНИХ И АРКТИЧЕСКИХ ТОПЛИВ ШФС

Топлива ШФС, застывающие при низкой температуре, могут получаться путем смешения товарных зимних и арктических топлив с низкооктановыми бензиновыми фракциями, выкипающими в пределах $60\text{—}160^{\circ}\text{C}$, $85\text{—}180^{\circ}\text{C}$, а также рафинатом бензина каталитического риформинга.

Рассмотрим возможность получения зимнего топлива ШФС, соответствующего по температуре застывания (-45°C) марке ДЗ, на базе дизельной фракции, выкипающей в пределах $200\text{—}345^{\circ}\text{C}$, и стабильной бензиновой фракции ($60\text{—}160^{\circ}\text{C}$), выкипающей в пределах от 78 до 175°C (табл. 8.3, смеси 1 и 2).

Как следует из данных табл. 8.3, в которой приведены физико-химические показатели исходных компонентов и их смесей, вовлечение до 30% бензиновой фракции ($60\text{—}160^{\circ}\text{C}$) в дизельное топливо является вполне целесообразным. Такое топливо характеризуется следующими показателями: плотность 0,8; вязкость 2,0 сСт; температура застывания 45°C ; температура помутнения 40°C ; температура вспышки 3°C и давление насыщенных паров 34 мм рт. ст. Топливо с полученными качествами вполне может использоваться в качестве зимнего топлива во всех районах страны и в качестве всесезонного северного топлива для северных и северо-восточных районов СССР.

Т а б л и ц а 8.3. Физико-химические показатели исходных компонентов и опытных смесей дизельного топлива ШФС 3

Показатели	Исходные компоненты		Экспортное зимнее дизельное топливо	Дизельное топливо ШФС 3			
	Бензин (60—160° С)	Зимнее дизельное топливо (200—340° С)		Смесь 1	Смесь 2	Смесь 3	Смесь 4
				Бензин (20%) + ди- зельное топ- ливо (80%)	Бензин (30%) + ди- зельное топ- ливо (70%)	Бензин (20%) + экс- портное зим- нее дизель- ное топливо (80%)	Бензин (30%) + экс- портное зим- нее дизель- ное топливо (70%)
Плотность, г/см³	0,726	0,830	0,831	0,805	0,795	0,806	0,795
Фракционный состав топлива:							
начало кипения	78	202	197	90	84	91	84
10% перегоняется при температуре, °С	90	215	217	130	110	130	112
50% перегоняется при температуре, °С	107	258	258	244	234	246	236
90% перегоняется при температуре, °С	140	320	327	317	314	323	319
конец кипения	175	342	359	342	341	354	354
Кинематическая вязкость при 20° С, сСт	0,72	3,87	3,97	2,54	2,00	2,45	1,98
Температура, °С:							
застывания	Ниже —60	—40	—35	—44	—45	—37	—40
потухения	—40	—36	—28	—40	—40	—30	—34
вспышки в закрытом тиг- ле	—	79	68	8	3	8	2
Давление насыщенных паров, мм рт. ст.	101	—	—	16	34	18	40
Массовое содержание отдель- ных групп углеводородов, %:							
ароматические	8,1	30,4	29,3	25,9	23,7	25,1	22,9
нафтеновые	25,5	32,1	32,2	30,8	30,1	30,8	30,2
парафиновые	66,4	37,5	38,5	43,3	46,2	44,1	46,9

Зимнее топливо типа 3 с улучшенными низкотемпературными свойствами может быть получено путем смешения низкооктановой бензиновой фракции, выкипающей в пределах 78—175° С, с утяжеленным дизельным топливом (типа экспортного), выкипающим в пределах от 200 до 360° С (табл. 8.3, смеси 3 и 4). Вовлечение до 20—30% бензиновой фракции обеспечивает получение зимнего топлива с улучшенным групповым углеводородным составом (меньшим содержанием ароматических углеводородов) и приемлемыми остальными физико-химическими показателями.

Для получения арктического топлива ШФС А могут быть использованы в качестве компонентов также низкооктановый бензин, фракции, полученные прямой перегонкой (60—160° С или 85—180° С), а также рафинаты каталитического риформинга и дизельные топлива типа ДЗ и ДА различных нефтеперерабатывающих заводов (табл. 8.4).

Из табл. 8.4 следует, что наилучшие физико-химические показатели имеют арктические топлива ШФС, полученные на базе смеси товарных топлив ДА и 20—30%-ной низкооктановой бензиновой фракции (60—160° С). Топлива имеют низкое значение давления насыщенных паров, приемлемую температуру вспышки (5—8° С), плотность 0,8—0,83 и вязкость 1,8—2,2 сСт при 20° С. Эти данные говорят о реальной возможности расширения ресурсов зимних и арктических топлив на 25—30% за счет использования в качестве компонента низкооктановых бензиновых фракций.

Для проведения испытаний в холодильной камере и в условиях зимней эксплуатации был использован образец зимнего дизельного топлива ШФС, физико-химические показатели которого следующие:

Цетановое число	46
Дизельный индекс	66
Фракционный состав (ГОСТ 2177—66):	
начало кипения	84
10% перегоняется при температуре, °С	110
50% перегоняется при температуре, °С	210
96% перегоняется при температуре, °С	290
Кинематическая вязкость при 20° С, сСт	1,7
Кислотность, мг КОН на 100 мл топлива	1,3
Содержание серы, %	0,5
Температура, °С:	
застывания	—40
помутнения	—36
вспышки	—10
Испытание на медной пластинке	Выдержал
Йодное число, г йода на 100 г топлива	1,9
Плотность ρ_{40}^{20} , г/см ³	0,785
Давление насыщенных паров, мм рт. ст.	50
Коксуемость 10%-го остатка, %	0,08
Массовое содержание фракций до 60° С по ИТК, %	1,5
Фактические смолы, мг на 100 мл топлива	5,0

Т а б л и ц а 8.4. Физико-химические показатели исходных компонентов и опытных смесей
дизельного топлива ШФС А

Показатели	Исходные компоненты				Дизельное топливо ШФС А			
	Бензин прямой перегонки (ОЧ 57)	Бензин (60—160°С)	Топливо ДЗ гидро- очищенное депара- финированное Уфимского НПЗ	Топливо ДА ана- стасиевского нефте- маслозавода	Смесь 1	Смесь 2	Смесь 3	Смесь 4
					Бензин прямой перегонки (40%) + топ- ливо ДЗ (60%)	Бензин прямой перегонки (40%) + топли- во ДА анаста- сиевской нефти (60%)	Бензин (30%) + топли- во ДА анаста- сиевской нефти (70%)	Бензин (20%) + топли- во ДА анаста- сиевской нефти (80%)
Плотность ρ_4^{20} , г/см ³	0,694	0,726	0,824	0,857	0,770	0,787	0,814	0,826
Цетановое число	—	—	43	37	45	40	37	—
Фракционный состав топлива:								
начало кипения	39	78	195	215	49	54	88	90
10% перегоняется при температуре, °С	53	90	213	231	76	81	120	125
50% перегоняется при температуре, °С	91	107	245	253	211	203	240	238
96% перегоняется при температуре, °С	180	158	308	310	308	313	307	313
Кинематическая вязкость при 20°С, сСт	—	—	3,3	4,3	1,3	1,5	2,10	2,2
Температура, °С:								
застывания	—	Ниже —60	—58	Ниже —60	Ниже —60	Ниже —60	Ниже —60	Ниже —60
помутнения	—	—40	—36	Ниже —60	—47	—57	—60	—52
вспышки в закрытом тигле	—	—	73	85	Ниже —20	Ниже —20	5	8
Давление насыщенных паров, мм рт. ст.	500	101	Менее 5	—	200	203	50	26
Массовое содержание отдельных групп углеводородов, %:								
ароматические	5,8	8,1	29,8	29,6	20,2	14,3	23,0	17,5
нафеновые	21,2	25,5	40,4	57,4	32,7	53,2	48,0	64,7
парафиновые	73	66,4	29,8	13,0	47,1	32,5	29,0	17,8

Исследования, проведенные в ЦНИТА и ряде других организаций, показали, что значительным резервом моторных топлив потенциально являются газовые конденсаты, из которых могут быть получены бензины, авиационные керосины и, главным образом, топлива ШФС. Потенциальные извлекаемые запасы газовых конденсатов соответствуют, примерно, 10% запасов нефти, и поэтому вопрос о рациональном использовании их является одним из важнейших для народного хозяйства. На территории нашей страны к 1968 г. было открыто около 560 газоконденсатных и газонефтяных месторождений. Особое значение использования газовых конденсатов в качестве моторных топлив имеет для отдаленных районов, куда завоз товарных нефтепродуктов затруднен и обходится крайне дорого.

Характеристика газовых конденсатов ряда месторождений СССР приведена в табл. 8.5, 8.6. В зависимости от глубины и условий залегания газовых конденсатов они обладают различными физико-химическими свойствами. Есть группа газовых конденсатов, близких по фракционному составу к бензинам, и есть группа конденсатов, приближающихся к авиационным керосинам. Все эти конденсаты могут быть использованы в чистом виде в качестве горючего для наземных воздушно-реактивных двигателей, применяемых на буровых установках. Есть группа газовых конденсатов (Вуктылское, Русский хутор, Степановское, Средне-Вилуйское, Ермолинское месторождение), по своему фракционному составу аналогичных топливам ШФС, которые могут быть использованы как в чистом виде, так и в смесях с товарными дизельными топливами. Рассмотрим пути использования газового конденсата для автотракторных дизелей на примере Вуктылского газоконденсатного месторождения, одного из наиболее перспективных и крупнейших: запасы сухого газа составляют 500 млрд. м³, конденсата — 185 млн. т. Учитывая фракционный и углеводородный состав газового конденсата этого месторождения (табл. 8.6 и 8.7), можно использовать его по двум вариантам.

Первый вариант. Стабилизированный конденсат смешать с товарным дизельным топливом в соотношении 1 : 1 и полученную смесь использовать в качестве топлива. В этом варианте исходя из намеченного ежегодного объема выхода стабильного конденсата в количестве 3 705 000 т можно иметь 7 410 000 т топлива ШФС.

Второй вариант. Конденсат перегнать на целевые фракции: НК — 62° С, которая может использоваться для приготовления высокооктанового бензина, 62—85° С, идущую для производства бензола, и 85° С — КК, соответствующую по основным физико-химическим показателям топливу ШФС. В этом случае выход товарных продуктов составит: 15,5% (фракция НК — 62° С); 11,0% (фракция 62—85° С); 69,8% (фракция 85 — КК); 3,0% газа; 0,7% потерь.

Т а б л и ц а 8.5. Показатели газовых конденсатов ряда месторождений СССР

Месторождение	Плотность ρ_4^{20} , г/см ³	Температура перегонки, °С					ОЧ	Массовое содержание отдельных групп углеводородов во фракции НК — 200° С, %		
		НК	10%	50%	90%	КК		ароматических	нафтовых	метановых
Александровское	0,692	44	76	105	163	227	—	—	—	—
Березанское	0,782	47	84	125	286	315	73,2	35,7	27,9	31,3
Битковское	0,740	34	65	137	252	306	59,2	16	26	48
Газли (XII горизонт)	0,764	52	92	130	195	235	—	41	27	32
Каневское *	0,737	46	77	117	228	283	56	5,2	32	62,8
Канчуринское *	0,677	18	32	75	—	187	—	7	13	80
Качановское *	0,713	23	51	108	—	251	—	13	25	62
Кызыл-кумское *	0,750	52	81	139	250	304	—	6	23	71
Ленинградское	0,785	40	78	122	240	310	66	18	37	45
Майкопское	0,788	86	86	139	288	332	73,2	33	26	41
Рудковское	0,768	48	81	150	198	269	68	12	49	39
Русский хутор *	0,762	31	68	170	339	360	56	10	25	65
Сердюковское	0,78	31	74	114	260	318	—	32,6	27	36,4
Северная Долина	0,740	43	71	138	294	332	—	—	—	—
Степановское	0,740	40	68	119	245	310	—	—	—	—
Усть-Вилуйское	0,742	37	63	105	200	260	73,6	12	48	40
Хаджибадское	0,756	45	86	120	201	268	—	18	6	76
Челбасское	0,742	40	78	129	256	306	56,5	9,3	33,5	57,2
Шебалинское	0,750	44	81	128	245	289	63	14	32	54
Учкыр	0,787	70	101	135	226	280	—	34,2	26,7	39,1
Средне-Вилуйское	—	6	85	148	260	326	—	20	45	35
Ермолинское *	0,762	27	65	124	278	319	—	14	26	60
Вуктылское *	0,730	31	70	147	350	360	—	12	18	70
Оренбургское *	—	33	40	85	200	248	—	10	20	70

* Газоконденсатные месторождения, контактирующие с нефтью.

Т а б л и ц а 8.6. Групповой углеводородный состав газового конденсата Вуктыльского месторождения

Температура отбора, °С	Выход на конденсат (массовая доля, %)	Содержание углеводородов, %		
		ароматических	нафтяных	парафиновых
НК—40	6,26	—	—	—
40—60	5,09	—	—	—
60—95	15,80	10,13	29,8	60,1
95—122	14,05	17,7	30,4	51,9
122—150	11,88	20,4	24,4	55,2
150—200	14,83	18,9	22,7	58,4
200—250	11,36	16,8	25,9	57,8
250—300	10,79	20,32	12,55	67,13

В табл. 8.7 приведены данные о физико-химических свойствах проб газового конденсата Вуктыльского месторождения, отогнанных фракций широкофракционных дизельных топлив (90°С — КК и 120°С — КК) и смесей газового конденсата и дизельного топлива в соотношении 1 : 1, а также данные по качеству дизель-

Т а б л и ц а 8.7. Данные физико-химических анализов проб газового конденсата и дизельного топлива

Показатели	Конденсат	Дизельное топливо	Конденсат (50%) + дизельное топливо (50%)	Стабилизированный конденсат СК-90	Высокостабилизированный конденсат ВСК-120
Плотность ρ_{4}^{20} (г/см ³) при 20°С	0,761	0,822	0,78	0,778	0,794
Фракционный состав, °С:					
начало кипения	52	177	62	95	120
10% перегоняется при температуре, °С	76	213	111	112	131
50% перегоняется при температуре, °С	151	262	200	169	200
90% перегоняется при температуре, °С	328	327	300	311	333
96% перегоняется при температуре, °С	360	360	350	353	—
Содержание фактических смол, мг на 100 мл топлива	105	59	72	185	255
Температура застывания, °С	—28	—12	—22	—14	—5
Кинематическая вязкость, сСт	1,1919	3,8287	1,71	1,4490	2,183
Кислотное число, мг КОН на 100 мл топлива	0,0140	0,0084	1,1	1,0056	—
Испытание на медной пластинке			Выдержал		
Давление насыщенных паров при 38°С, мм рт. ст.	232,3	97,3	170	145,0	—

ного топлива, использованного для смешения. Из этих данных следует, что по основным физико-химическим показателям все образцы топлив на базе газового конденсата соответствуют требованиям на летнее топливо ШФС, за исключением повышенного количества смол у топлив ВСК-90 и ВСК-120.

40. СТАБИЛЬНОСТЬ ТОПЛИВА ШФС ПРИ ДЛИТЕЛЬНОМ ХРАНЕНИИ

Большое значение имеет физическая стабильность топлива, содержащего повышенное количество легколетучих фракций в условиях длительного хранения. Поэтому систематически велись наблюдения за качеством опытного топлива, хранившегося в резервуаре Рязанского НПЗ и на нефтебазе в Краснодарском крае.

Хранение топлива ШФС Л на нефтебазе в Краснодарском крае при наиболее неблагоприятных температурных условиях в летние месяцы сопровождалось некоторой потерей легких фракций: при этом упругость паров топлива понизилась с 200 до 119 мм рт. ст. Наблюдалось также небольшое утяжеление фракционного состава топлива и плотности топлива с 0,786 до 0,788. При хранении топлива в течение 6 мес на Рязанском НПЗ в соответствующем оборудованном резервуаре физико-химические показатели топлива практически не изменились. Химическая стабильность топлива ШФС Л при хранении в эксплуатационных условиях получилась вполне удовлетворительной.

41. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ ОТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОПЛИВ ШФС

Проведенные технико-экономические исследования и эксплуатационные испытания позволяют оценить эффективность производства и применения топлив ШФС для автотракторных дизелей.

Дизельное топливо является одним из важнейших продуктов нефтепереработки, потребность в котором в последние годы непрерывно возрастает. Потребителями дизельного топлива являются, как известно, сельскохозяйственная техника, железнодорожный и автомобильный транспорт, морской и речной флоты, строительно-дорожная техника и др. Нефтяные фракции, выкипающие в пределах кипения дизельного топлива, используются также в качестве печного топлива и компонентов котельного и флотского мазутов, моторных топлив типа ДТ и ДМ.

В ближайшие годы в связи с предстоящим расширенным переводом автомобильного парка страны на дизели потребность в дизельном топливе резко возрастет. Так, если в последние годы дизельное топливо и бензин вырабатывались в соответствии 1,5 : 1, то в будущем они будут вырабатываться в соотношении 2 : 1, а затем и (3,0—3,7) : 1.

Нефтеперерабатывающая промышленность, как отмечалось ранее, сможет удовлетворить далеко не любое соотношение

дизельного топлива и бензина, которое может сложиться в результате расширенного оснащения автомобильного парка дизелями. Расчеты показали, что при выработке больших количеств дизельного топлива могут получаться избыточные (по сравнению с необходимой потребностью) количества бензиновых компонентов. Вследствие этого повышаются необходимые объемы переработки нефти и суммарные затраты на производство нефтепродуктов.

При наличии избытков бензина нельзя получить оптимального соотношения технологических процессов в общей схеме переработки нефти, а при отсутствии избытков нельзя достигнуть желаемого высокого уровня оснащения дизелями автотранспорта. В этом случае большой интерес представляет исследование возможности использования дизельного топлива ШФС. Как отмечалось, это топливо включает до 40% бензиновых фракций.

Использование в дизелях топлива ШФС оказывает весьма существенное влияние на структуру процессов нефтепереработки. Уменьшается доля процессов, направленных на получение высокооктановых бензинов, и увеличивается доля процессов, связанных с получением прямогонных дизельных фракций. Так, например, по варианту умеренного перевода автотранспорта на дизели, при котором соотношение в выработке суммарного количества дизельного топлива и бензина изменяется от 1,5 : 1 до 2,2 : 1, произойдут следующие изменения в структуре нефтепереработки:

Каталитический риформинг (для облагораживания бензина)	—0,7
Каталитический крекинг	—2,5
Гидрокрекинг	+1,7
Термический крекинг	—100
Гидроочистка бензинов	—100
Гидроочистка дизельного топлива	—1,9
Алкилирование	—0,2

Расчет проведен исходя из условия выполнения автотранспортом одинаковой работы и получения по сравниваемым схемам нефтепереработки одинаковых количеств всех нефтепродуктов, кроме бензина и дизельного топлива, которые меняются в указанных соотношениях. По абсолютным количествам потребность в бензине снижается на 26,8%, а потребность в дизельном топливе, содержащем 18% топлива ШФС, увеличивается на 9,6%.

Измененная схема нефтепереработки по сравнению с первоначальной является на 9—10% менее капиталоемкой и требует, примерно, на 30—35% меньше эксплуатационных затрат. Существенным фактором является снижение потребного объема перерабатываемой нефти по варианту с выработкой топлива ШФС. Экономия в расходе нефти складывается из экономии нефтяного топлива на технологические процессы (1,4% на перерабатываемую нефть), на выработку электроэнергии (0,25%), на выработку теплоты (0,30%), из разницы в потребном количестве прямогонных нефтяных фракций, являющихся сырьем для процессов, обеспечивающих выработку бензина и дизельного топлива в рассматриваемых вариантах

(1,5%). Таким образом, по варианту с относительно небольшим изменением соотношения дизельного топлива и бензина суммарная экономия нефти в технологическом цикле составляет 3,45%. При переводе всего автопарка грузовых автомобилей на использование топлива ШФС и потребном соотношении дизельного топлива и бензина 3,7 : 1 снижение потребного объема нефтепереработки достигает 10%.

К преимуществам топлива ШФС следует отнести также меньшую его себестоимость и меньшие удельные капиталовложения по сравнению с затратами на производство автобензина. Так, например, себестоимость летнего топлива ШФС на 20—25% ниже себестоимости бензина А-76 и в полтора-два раза ниже себестоимости бензина АИ-93. Удельные капиталовложения на производство топлива ШФС в два и более раз ниже, чем на производство бензинов. Эксплуатационные затраты при производстве летнего топлива ШФС на 15—20% ниже, чем на стандартное дизельное топливо, а капитальные вложения ниже на 50—60% за счет уменьшения объема гидроочистки фракций, входящих в топливо ШФС. Следует отметить также, что чем шире масштабы оснащения дизелями автомобильного парка страны, тем легче приблизиться к оптимальной схеме нефтепереработки, при которой будет удовлетворяться потребность во всех нефтепродуктах и не будет вырабатываться избыточных количеств автобензина.

Весьма экономически целесообразно также производство зимних и арктических топлив ШФС, которые на 15—20% дешевле зимних и арктических топлив обычного фракционного состава.

Аналогичные данные были получены итальянскими исследователями экспериментальной станции по горючим материалам.

Использование для автотракторного парка страны топлива ШФС ликвидирует дефицитность дизельного топлива и позволит осуществить перевод на дизели автомобилей УралАЗ, ЗИЛ, КАЗ и частично ГАЗ. Такое мероприятие за счет меньшей стоимости топлива ШФС по сравнению с автобензином и меньшим (на 30—50%) его расходом обеспечит за первые пять лет экономию текущих затрат при производстве топлива и эксплуатации автомобильного грузового парка в размере 116,2 млн. руб. и за десять лет — 1870 млн. руб.

Как было показано выше, применение топлив ШФС по сравнению с топливами обычного фракционного состава снижает эксплуатационный расход топлива на автомобилях МАЗ-503 и 504 на 3,5—4,0% что также обеспечит значительную его экономию в стране при эксплуатации на этом топливе существующего парка дизельных грузовых автомобилей и тракторов. Таким образом, переход на производство и применение топлив ШФС для автотракторных дизелей эффективен и обеспечивает: расширение масштабов оснащения дизелями автомобильного парка страны и соответственно снижение эксплуатационных расходов топлива; оптимизацию и удешевление процесса производства моторных

топлив; снижение количества перерабатываемой нефти для производства необходимого количества моторного топлива; уменьшение объема нефтеперевозок и потерь при хранении; снижение стоимости топлива как по сравнению с автобензинами, так и по сравнению с обычными летними и особенно зимними и арктическими топливами; снижение эксплуатационных расходов существующего парка дизельных грузовых автомобилей.

ГЛАВА 9. ИССЛЕДОВАНИЯ И ИСПЫТАНИЯ ТОПЛИВ ШИРОКОГО ФРАКЦИОННОГО СОСТАВА

42. НАПРАВЛЕНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ

Топлива ШФС (летнее и зимнее) испытывались в течение ряда лет в различных научно-исследовательских (ВНИИ НП, НАМИ, ЦНИТА, ВИМ, ГрозНИИ, БПИ) и эксплуатационных (Главмосавтотранс, опытная испытательная станция в г. Армавире) организациях. В задачу комплексных испытаний входили всесторонние лабораторные, стендовые и эксплуатационные исследования моторных качеств опытных топлив при работе в различных режимах и климатических условиях.

Топливо для быстроходных автотракторных дизелей по своим физико-химическим свойствам должно обладать высокой испаряемостью, летучестью и интенсивностью теплообмена с воздухом при хорошей воспламеняемости и обеспечивать полноту сгорания, бездымность и низкую токсичность отработавших газов.

Бензиновые фракции, являющиеся компонентами топлива ШФС, хорошо испаряются при относительно низких температурах, летучи, быстро и полно сгорают, но они имеют худшую воспламеняемость в условиях открытых камер сгорания быстроходного дизеля и не обладают достаточной смазывающей способностью для прецизионных пар топливного насоса.

Тяжелые хвостовые фракции, наоборот, имея хорошую воспламеняемость, требуют для испарения более высоких температур, горят медленнее и недостаточно полно, с образованием сажи. Это приводит к усилению догорания на линии расширения и повышению теплоотдачи в стенки, что ухудшает экономичность и повышает дымность и токсичность отработавших газов. Тяжелые фракции обладают достаточной смазывающей способностью. Лигроино-керосиновые фракции характеризуются промежуточными свойствами и в зависимости от их процентного содержания оказывают большее или меньшее влияние на качество подготовки горючей смеси, ее воспламенение и процесс тепловыделения при сгорании.

После получения предварительных положительных результатов при испытании топлив ШФС на одноцилиндровом отсеке был проведен большой комплекс работ по всесторонней проверке фи-

зико-химических свойств, моторных и эксплуатационных качеств этих топлив. Исследования проводились: на безмоторных установках при впрыске в газовую среду бомбы, на тормозных стендах с одноцилиндровыми отсеками, с серийными автомобильными дизелями ЯМЗ-236, 238, ЯАЗ-204А и тракторными МТЗ-50, Д-240, Д-237М, в холодильной камере на дизеле ЯМЗ-236, на автомобилях МАЗ-503 и МАЗ-504 1-го Московского автокомбината Главмосавтотранса с объемом пробега в 110 тыс. км и на тракторах МТЗ-53 и Т-74 в колхозах Краснодарского края с наработкой в 3000 ч.

При испытаниях топлива ШФС использовались только те товарные фракции нефти, которые не входят в состав авиакеросина (ТС-1). Так, например, при переработке нефти типа ромашкинской отбор прямогонного бензина и дизельного топлива при одновременном отборе топлива ТС-1 составил следующие величины: бензина 13,5—14% и дизельного топлива 23—24% (по массе). Основными компонентами топлива ШФС были стабильные бензиновые и дизельные фракции, конец кипения которых лимитировался в зависимости от вида получаемого топлива — летнего, зимнего или арктического. Основной объем стендовых, пусковых и эксплуатационных испытаний был выполнен при работе на двух видах топлива ШФС, полученных из сернистых нефтей типа ромашкинской, на летнем ШФС Л и зимнем ШФС З. Опытные образцы летнего топлива были изготовлены на Рязанском НПЗ в количестве 2000 т, необходимом для проведения основного комплекса испытаний. Кроме того, для стендовых испытаний на дизелях ЯАЗ-204А были изготовлены образцы топлива ШФС из малосернистых нефтей, перерабатываемых на Грозненском НПЗ. Первый образец получен из легкой малгобекской нефти (начало кипения 74° С, конец кипения 362° С, плотность 0,794, вязкость при 20° С 1,76 сСт), а второй — из высокопарафинистой ставропольской (начало кипения 64° С, конец кипения 363° С, плотность 0,78, вязкость при 20° С 1,86 сСт). В качестве компонентов топлива использовались низкооктановый бензин марки Б-59 и дизельное топливо Л.

Исследования на безмоторных установках и тормозных стендах проводились с целью определения влияния физико-химических свойств топлив ШФС на следующие показатели:

- 1) параметры процесса впрыска топливной аппаратуры ЯЗТА (продолжительность, дифференциальный и интегральный законы впрыска), распространение и развитие топливного факела, угол опережения впрыска;

- 2) протекание процессов смесеобразования, воспламенения и горения;

- 3) энергетические и экономические индикаторные показатели и динамику процесса сгорания одноцилиндрового отсека с базовым рабочим процессом серийных дизелей семейства ЯМЗ, а также серийных тракторных дизелей Д-50 и Д-240;

4) протекание скоростных и нагрузочных характеристик серийных автомобильных и тракторных дизелей при испытании на тормозных стендах по программам ГОСТ 491—55 с замерами износов деталей цилиндропоршневой группы и оценкой нагаров и лакоотложений на поверхностях деталей в баллах по ГОСТ 11637—65;

5) надежность и долговечность ответственных деталей топливной аппаратуры.

43. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА

Исследования проводились на трех видах топлива — стандартном, ШФС Л и бензине А-72. При снятии характеристик топливо впрыскивалось в холодную сжатую газовую среду бомбы с противодавлением $12,5 \text{ кгс/см}^2$, что соответствовало ее плотности в камере сгорания разогретого дизеля. Профиль кулачка, диаметр плунжера ($d_{пл} = 9 \text{ мм}$), разгрузочный объем нагнетательного клапана ($\Delta V_k = 80 \text{ мм}^3$), длина и внутренний диаметр трубопровода высокого давления, эффективная проходная площадь отверстий распылителя ($\mu f_c = 0,154 \text{ мм}^2$) и давление начала отрыва иглы ($p_\phi = 165 \text{ кгс/см}^2$) были выбраны такими же, как и у серийных дизелей ЯМЗ-236.

Характеристики впрыска определялись на стробоскопической установке. Осциллограммы давлений снимались с помощью тензодатчиков, а диаграммы подъемов иглы — индукционным датчиком. При осциллографировании и индицировании использовался четырехканальный усилитель в сочетании со шлейфным осциллографом с несущей частотой 60 Кц и полосой пропускаемых частот 8 кГц при нелинейности не больше чем 1%.

На рис. 9.1 представлены дифференциальные и интегральные законы впрыска для трех видов топлива, снятые при частоте вращения кулачкового валика 700 об/мин и объемной цикловой подаче для всех видов топлив $\Delta V = 120 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. При законах впрыска как дифференциальном $\sigma_d = f(\varphi)$, так и интегральном $\sigma = f(\varphi)$ для стандартного топлива (кривая 1) и ШФС Л (кривая 3) действительная продолжительность впрыска $\varphi_{впр}$ одинаковая. Кривые закона впрыска для бензина А-72 (кривая 2) сдвинуты в сторону запаздывания на 1° поворота кулачкового вала при одновременном удлинении продолжительности впрыска на 2° . Действительная продолжительность впрыска одновременно определялась по осциллограммам подъема иглы при работе по нагрузочным характеристикам для двух скоростных режимов $n = 1400$ и $n = 2100$ об/мин. В диапазоне изменения нагрузок $p_e = 6,5 \div 9,8 \text{ кгс/см}^2$ при средних индикаторных давлениях и $n = 2100$ об/мин разница между продолжительностями впрыска для стандартного топлива и ШФС Л не превышала $0,3^\circ$ поворота кулачкового вала, а при $n = 1400$ об/мин практически отсутствовала.

Обработка осциллограмм подъема иглы показала, что действительный момент впрыска был практически одинаков для стандартного дизельного топлива и ШФС. Кроме того, было установлено, что действительный момент поступления топлива $\varphi_{н.в}$ в цилиндр по отношению к статическому $\varphi_{вт}$ у более легкого топлива отстает в большей степени. Так, например, для стандартного топлива — на 6° , ШФС Л — на 7° и для бензина — на 8° поворота коленчатого вала при $n = 1400$ об/мин и соответственно при $n = 2100$ об/мин — на $6, 10, 11^\circ$ поворота коленчатого вала.

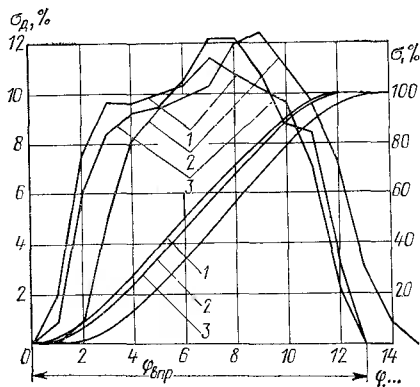


Рис. 9.1. Дифференциальный $\sigma_d = f(\varphi)$ и интегральный $\sigma = \int f(\varphi)$ законы впрыска топлива ($n_{к.в} = 700$ об/мин):

1 — стандартное дизельное топливо; 2 — бензин А-72; 3 — ШФС Л

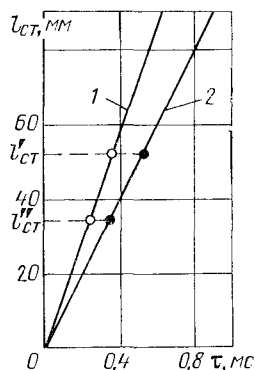


Рис. 9.2. Распространение вершин топливных факелов при впрыске в бомбу ($n_{к.в} = 700$ об/мин):

1 — стандартное топливо; 2 — ШФС Л

На рис. 9.2 представлены диаграммы перемещения вершин топливного факела при впрыске тех же трех топлив, снятые при одинаковых условиях. Впрыск производился через один и тот же распылитель; развитие факелов регистрировалось при истечении из одного и того же соплового отверстия.

Размеры камеры в бомбе позволяли получить свободную длину факела, значительно большую, чем это имеет место в реальной камере сгорания самого дизеля. На диаграмме отмечены расстояния $l'_{ст}$ и $l''_{ст}$ от сопла распылителя до ближней и до дальней стенок камеры сгорания дизеля ЯМЗ-236. Разница во времени, в течение которого вершины факелов стандартного топлива и ШФС Л достигают ближнюю и дальнюю стенки камеры, составляет соответственно 0,12 и 0,18 мс, что в пять-шесть раз меньше длительности периода задержки воспламенения и практически не может оказать заметного влияния на процесс смесеобразования.

Таким образом, различие между физическими свойствами стандартного дизельного топлива и ШФС Л не сказывается на основных показателях процесса впрыска. Однако топливо ШФС

обеспечивает лучшие условия для получения более качественного распыливания и однородности структуры факела благодаря меньшему поверхностному натяжению и лучшей испаряемости.

44. ИССЛЕДОВАНИЕ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ НА БЕЗМОТОРНОЙ УСТАНОВКЕ

Исследования опытных топлив в сравнении со стандартным бензином А-72 проводились на безмоторной установке — дизельной бомбе — с целью изучения структуры топливного факела, испаряемости, воспламеняемости и сгорания топлив. Были проведены два цикла испытаний при впрыске в спокойную и турбулентную газовую среду. Во втором случае было закономерное движение воздуха, вращающегося в цилиндрической камере сгорания диаметром 100 мм, близкой по форме камере сгорания дизеля с непосредственным смесеобразованием. Стенки камеры подогревались и уровень температур соответствовал реальным значениям камеры сгорания дизеля. В качестве топливной аппаратуры использовался насос высокого давления и распылитель дизеля ЯМЗ-236.

Оценка процессов теплообмена топлива с воздухом и испытания проводились по диаграммам, записанным высокоточным датчиком. Процесс воспламенения оценивался по величине периода задержки воспламенения τ_I , а процесс сгорания по времени основного горения τ_{II} , степени повышения $\lambda = p_z/p_0$ и скорости нарастания давления в процессе сгорания $\Delta p/\Delta \phi$, вычисленным по индикаторным диаграммам. В результате проведенных исследований были установлены следующие закономерности.

Топливо ШФС Л характеризуется более интенсивными теплообменом и испарением в сравнении со стандартным в области низких температур газовой среды. В области высоких температур различие со стандартным топливом невелико.

Зимнее топливо ШФС З в области низких температур также имеет более интенсивные теплообмен и испарение, чем стандартное дизельное топливо, но несколько уступает топливу ШФС Л. В области же высоких температур воздушного заряда (500—600° С) процесс теплообмена и испарения топлива ШФС З протекает практически идентично процессу теплообмена и испарения стандартного топлива и топлива ШФС Л (см. рис. 5.16).

В области температур, давлений и скорости движения воздуха, соответствующих дизельному процессу, опытное топливо ШФС Л по воспламеняемости τ_I и ϵ (ϵ — энергия активации) не отличается от стандартного (см. рис. 6.9). В области низких температур (ниже 400° С) топливо ШФС Л имеет несколько большие значения задержки воспламенения, чем стандартное.

При начальной температуре вихревого заряда 400° С и ниже опытное топливо ШФС Л сгорает с несколько большими скоростями, чем стандартное дизельное топливо, и имеет практически одинаковую длительность горения со стандартным топливом в об-

ласти высоких температур от 450° С и выше. Длительность процесса сгорания топлива ШФС 3 также одного порядка с топливами ШФС Л и со стандартным (см. рис. 6.22).

В табл. 9.1 приведены сравнительные данные испытанных топлив по основным параметрам, характеризующим протекание процессов воспламенения и горения при начальном давлении в газовой среде 23 кгс/см² и окружной скорости воздушного потока у стенки камеры 30 м/с.

Т а б л и ц а 9.1. Параметры процессов воспламенения и горения стандартного и опытных топлив

Топливо	Начальная температура воздуха, °С	Период задержки τ_I	Продолжительность сгорания τ_{II}	Скорость нарастания давления $\left(\frac{dp}{d\tau}\right)_{\max}$, (кгс/см ²)/мс
		мс		
Стандартное дизельное	300	210	6,5	6,0
	600	1,7	2,5	14,0
ШФС Л	300	230	5,5	7,0
	600	1,7	2,5	14,7
ШФС 3	300	280	5,5	—
	600	1,7	2,5	—
Бензин А-72	300	300	5,0	12,0
	600	2,5	2,6	20,0

Таким образом, результаты экспериментов с топливами ШФС Л и ШФС 3 показали, что с точки зрения протекания процессов теплообмена, испарения, воспламенения и горения опытные топлива удовлетворяют требованиям, предъявленным к летним и зимним дизельным топливам.

45. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОРТА ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ОТСЕКА ЯМЗ-236

Работа дизелей на топливах ШФС отличается рядом особенностей, обусловленных физико-химическими свойствами: фракционным составом, температурой и периодом задержки воспламенения, вязкостью, плотностью, испаряемостью и др. Поэтому исследования дизелей для всесторонней проверки их работы на топливах ШФС должны проводиться с индицированием рабочего цилиндра, осциллографированием топливной аппаратуры, определением дымности и токсичности отработавших газов.

Влияние вида топлива на энергетические показатели и основные параметры рабочего процесса в первую очередь было проверено на одноцилиндровом дизеле.

В процессе испытаний на различных топливах — стандартном, ШФС Л и бензине А-72—снимались нагрузочные характеристики с одновременным индизированием при двух частотах вращения $n = 2100$ и $n = 1400$ об/мин, соответствующих режимам номинальной мощности и максимального крутящего момента развернутого дизеля. Это позволило дать оценку рабочему процессу, энергетическим и экономическим показателям, динамике процесса сгорания, характеризующегося периодом задержки воспламенения τ_f ,

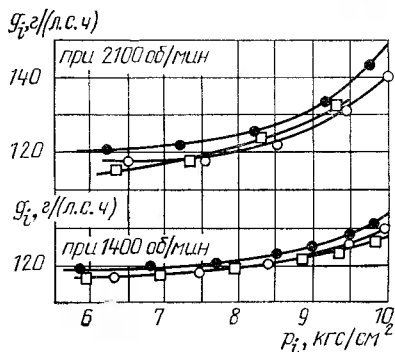


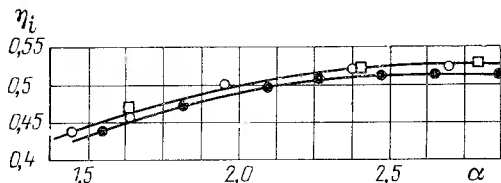
Рис. 9.3. Нагрузочные индикаторные характеристики при работе на различных топливах:

—●— стандартное; □ —□— бензин А-72; ○ —○— ШФС Л

максимальным давлением сгорания p_z , степенью повышения давления $\lambda = p_z/p_c$, скоростью нарастания давления за процесс сгорания $\Delta p/\Delta \phi$, а также дымностью отработавших газов K . При этом абсолютный уровень индикаторных показателей при работе дизеля на стандартном топливе соответствовал заводским характеристикам полноразмерных дизелей ЯМЗ.

Рис. 9.4. Изменение индикаторного к. п. д. η_i в зависимости от коэффициента избытка воздуха α при работе на различных топливах ($n = 2100$ об/мин):

—●— стандартное; □ —□— бензин А-72; ○ —○— ШФС Л



Ниже приводятся сравнительные результаты для двух частот вращения: 1400 и 2100 об/мин. Закономерности, выявленные при указанных частотах, подтвердились и при других частотах.

На рис. 9.3 приведены удельные индикаторные нагрузочные характеристики, снятые при работе на различных топливах. При работе на бензине и на топливе ШФС Л по сравнению с работой на стандартном топливе наблюдается улучшение индикаторной экономичности.

Итоговая оценка экономичности рабочего цикла была проведена по величинам индикаторного к. п. д. η_i , сопоставляемым при одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха α (рис. 9.4). Результаты исследований подтверждают некоторое преимущество топлив ШФС Л и бензина во всем диапазоне значений α на номи-

нальном скоростном режиме (2100 об/мин). С изменением кривых экономичности хорошо согласуется изменение температур отработавших газов, которые получили для ШФС Л наименьшими.

Отработавшие газы при работе на топливе ШФС Л и бензине по сравнению с работой на дизельном топливе имели значительно меньшую дымность. Так, при работе дизеля на стандартном топливе с $n = 2100$ об/мин и $p_i = 9,8$ кгс/см² дымность отработавших газов была на 23% выше, чем на топливе ШФС Л. Снижение дымности отработавших газов при работе на более легких топливах подтверждается также многочисленными ранее опубликованными экспериментальными данными [5]. Это объясняется, в первую очередь, меньшей склонностью к крекированию облегченных топлив, молекулы которых имеют менее разветвленную структуру и поэтому обладают более прочными связями. Имеет значение также большая однородность горючей смеси при использовании облегченных топлив за счет большей задержки воспламенения и повышенной испаряемости, так как имеется прямая связь между степенью неоднородности горючей смеси и дымностью отработавших газов.

Оценке динамики процесса сгорания должен предшествовать анализ значений периода задержки воспламенения τ_1 . У стандартного топлива и ШФС Л при $n = 2100$ об/мин и $p_i = 9,5$ кгс/см² она получилась одинаковой — $\tau_1 = 1,4$ мс. Длительность задержки воспламенения бензина при тех же условиях значительно больше — $\tau_1 = 2$ мс.

На рис. 9.5 представлены кривые максимальных давлений p_z , скоростей нарастания давлений $\Delta p/\Delta \varphi$ в зависимости от среднего индикаторного давления. Характер изменения этих величин согласуется с изменением величины периода задержки воспламенения φ_1 .

Максимальные давления сгорания получились для обоих топлив (стандартного и ШФС Л) одинаковыми. При работе на бензине максимальное давление существенно увеличивается, особенно при высокой частоте вращения. На номинальном скоростном режиме разница составляет ~ 15 кгс/см² во всем диапазоне нагрузок. Следует подчеркнуть, что переход со стандартного топлива на топливо ШФС Л не сопровождается повышением максимального давления несмотря на содержание в нем легких фракций. Поэтому

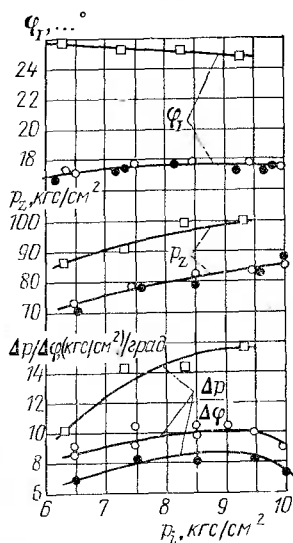


Рис. 9.5. Изменение периода задержки воспламенения φ_1 , давления сгорания p_z и скорости нарастания давления $\Delta p/\Delta \varphi$ ($n = 2100$ об/мин):

—●— стандартное;
—□— бензин А-72;
—○— ШФС Л

топливо ШФС Л, используемое вместо стандартного, принципиально отличается от бензина по показателям динамичности рабочего цикла.

Другой показатель, характеризующий динамичность процесса сгорания (рис. 9.5), — максимальная скорость нарастания давления — при работе на топливе ШФС Л возрос всего на $\sim 10\%$, в то время как в случае применения бензина он увеличивается вдвое. Средняя скорость нарастания давления, отнесенная ко всему периоду нарастания давления, получилась практически одинаковой для топлива ШФС Л и стандартного.

Т а б л и ц а 9.2. Оптимальные углы опережения впрыска (. . .) на различных режимах для трех топлив

Топливо	Частота вращения, об/мин		
	1200	1400	2100
Стандартное	24	25	31
А-72	26	28	34
ШФС Л	24	26	32

на различных скоростных режимах при среднем эффективном давлении $p_e = 5 \text{ кгс/см}^2$ (табл. 9.2).

Из табл. 9.2 видно, что оптимальные углы опережения впрыска, полученные при работе на стандартном топливе и ШФС Л, близки между собой. Следует иметь в виду, что статические углы опережения впрыска топлива, замеренные при проворачивании двигателя вручную, не учитывают динамические явления, происходящие в топливопроводе высокого давления, вызывающие сдвиг в сторону запаздывания момента впрыска.

Для более полной характеристики моторных свойств топлива ШФС Л были проведены сравнительные испытания в условиях, которые в большей степени влияют на показатели динамичности рабочего цикла, т. е. при низких температурах наружного воздуха, которым соответствуют пониженные температуры заряда в цилиндре в конце сжатия, когда дизельный процесс становится более чувствительным к физико-химическим свойствам топлив. Воздух при этом забирался при низких наружных температурах непосредственно из атмосферы. Чтобы подогреть воздух до подхода ко впускному клапану был минимальный он не пропускался через воздухомер и ресивер. В этих условиях температура воздуха перед клапаном составляла $3\text{--}5^\circ \text{C}$ на обоих скоростных режимах. Понижение температуры перед клапаном на $20\text{--}25^\circ \text{C}$ привело к значительно большему снижению температуры в цилиндре в конце сжатия, т. е. к моменту начала впрыска. При этом оказалось, что давление в конце сжатия снизилось на $5,5\text{--}6,0 \text{ кгс/см}^2$ при 1400 об/мин и на $3,8\text{--}4,4 \text{ кгс/см}^2$ при 2100 об/мин.

Снижение температуры воздуха в указанных пределах сопровождалось увеличением периода задержки воспламенения (при 1400 об/мин). Период задержки воспламенения с увеличением нагрузки сокращается вследствие повышения температурного состояния газовой среды и самой камеры сгорания. По этой же причине при 2100 об/мин задержка воспламенения возросла незначительно. Максимальная скорость нарастания давления повысилась для всех топлив на обоих скоростных режимах: при 1400 об/мин в среднем на $\sim 25\%$ и при 2100 об/мин на $\sim 20\%$. По абсолютному значению максимальная величина $\Delta p/\Delta \phi$ при оптимальных углах опережения впрыска и холодном засасываемом воздухе достигает: на топливе по ГОСТ 305—62 — 10 (кгс/см²)/град, на топливе ШФС Л — около 12 (кгс/см²)/град и на бензине — не менее 17 (кгс/см²)/град.

Опыты показали, что уменьшение оптимального угла опережения впрыска на 1—2° поворота коленчатого вала сопровождается снижением скорости нарастания давления до 10 (кгс/см²)/град без ощутимого ухудшения топливной экономичности, снижения среднего индикаторного давления и повышения дымности отработавших газов. При работе на топливе ШФС Л индикаторные диаграммы незначительно отличаются от таковых, полученных на стандартном топливе; при использовании бензина А-72 наблюдается существенное различие между ними.

Степени повышения давления $\lambda = p_z/p_c$ как при всасывании холодного воздуха, так и подогретого получились для стандартного топлива и ШФС Л близкими и соответственно равными для подогретого 1,97 и 1,96. При работе на бензине степень повышения давления для холодного воздуха возросла до 2,5; в случае подогретого воздуха с 3—5 до 20—25° С λ снижается до 2,13. Исследования подтвердили, что топливо ШФС Л обеспечивает практически одинаковые показатели в сравнении со стандартным по экономичности и температурам отработавших газов при несколько меньшей их дымности и одинаковых максимальных давлениях цикла. Следует также отметить, что применение топлива ШФС Л не вызывает необходимости изменения базовой камеры сгорания и основных параметров топливной аппаратуры.

46. ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ НА ДИЗЕЛЯХ Д-50 И Д-240

На тракторных дизелях Д-50 с вихрекамерным процессом смесеобразования и Д-240 с непосредственным впрыском были проведены всесторонние исследования рабочих процессов с индцированием при работе на трех видах топлив — стандартном Л и опытных ШФС Л и ШФС З. Топливо ШФС Л было получено из дизельных фракций в смеси с бензином прямой перегонки без фракций авиационного топлива ТС-1. В этих испытаниях зимнее топливо ШФС З с концом кипения при 310° С состояло из смеси

гидроочищенной депарафинизированной дизельной фракции с бензином прямой перегонки. Топливные насосы высокого давления при работе на топливах ШФС регулировались таким образом, чтобы часовой расход соответствовал расходу на стандартном топливе. На дизеле с вихрекамерным смесеобразованием Д-50 в первую очередь был подобран оптимальный статический угол опережения впрыска, изменявшийся в сторону увеличения при работе на топливах ШФС до 20° до в. м. т. (вместо 18° на стандартном) при $n = 1600$ об/мин, что вызвано повышенной сжимаемостью и меньшей вязкостью топлив ШФС.

Основные показатели рабочего процесса дизеля Д-50 при $n = 1600$ об/мин и оптимальных углах опережения впрыска в зависимости от применяемого топлива следующие:

	Стандартное топливо	ШФС Л	ШФС З
Мощность, л. с.	50,2	50,3	50,3
Действительный угол опережения впрыска до в. м. т.	9,3	11,0	10,9
Удельный расход топлива, г/(л. с. ч)	183	182	182
Период задержки воспламенения φ_1 ,	9,3	10,5	10,9
Степень повышения давления λ	1,64	1,67	1,68
Температура отработавших газов $t_{o.г.}$, $^\circ\text{C}$	452	455	452

Действительный оптимальный угол опережения впрыска для стандартного топлива отличался от соответствующего угла при работе на топливах ШФС и составлял: для дизельного топлива 9° и обоих топлив ШФС— 11° до в. м. т. Величины периодов задержки воспламенения φ_1 топлив ШФС оказались несколько выше, чем у стандартного; наибольшая разница получилась для топлива ШФС З — 17%. Степень повышения давления λ для всех испытанных топлив была практически одинакова, так же как и температура отработавших газов $t_{o.г.}$. Энергетические и экономические показатели дизеля Д-50 при работе на топливах ШФС практически не отличались от таковых, полученных на стандартном.

Параметры рабочего процесса на топливах ШФС и стандартном были следующие: максимальные давления p_z и скорости нарастания давления $\Delta p/\Delta \varphi$ сохранились на одном уровне; характер изменения давления p_z и жесткости $\Delta p/\Delta \varphi$ для всех испытуемых топлив получился одинаковым. С увеличением частоты вращения p_z и $\Delta p/\Delta \varphi$ уменьшаются следующим образом:

	Дизельное топливо Л	ШФС Л	ШФС З
Максимальное давление, кгс/см ² :			
при 1000 об/мин	72,6	73,0	72,3
при 1600 об/мин	65,1	66,4	67,0
Скорость нарастания давления, (кгс/см ²)/град:			
при 1000 об/мин	8,6	8,4	8,3
при 1600 об/мин	5,2	5,8	5,9

Это объясняется в первую очередь повышенным тепловым состоянием вихрекамеры и более благоприятными условиями воспламенения топлива. Наименьшее изменение давления p_z и жесткости

$\Delta p/\Delta \varphi$ при увеличении частоты вращения отмечается у топлива ШФС 3. Величина периода задержки воспламенения φ_1 для топлив ШФС примерно на $1-1,5^\circ$ поворота коленчатого вала больше, чем для стандартного. Температура вставки вихревой камеры с соединительным каналом $t_{вст}$ при работе на всех видах топлива была одинаковой.

Температура вставки при среднем эффективном давлении $p_e = 7,58 \text{ кгс/см}^2$ для стандартного топлива была равна 430°C , для

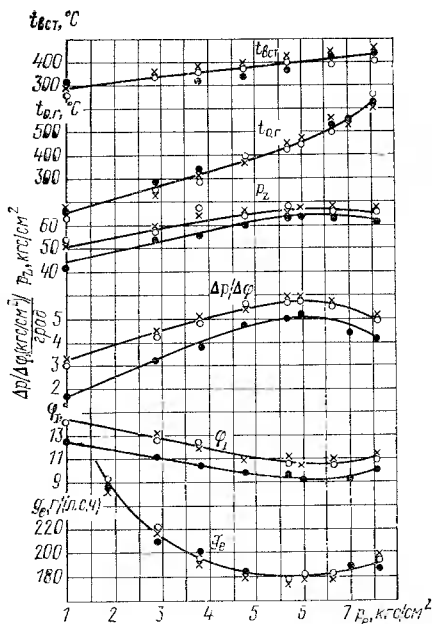


Рис. 9.6. Сравнительные нагрузочные характеристики дизеля Д-50 для различных топлив ($n = 1600 \text{ об/мин}$):
— — — стандартное; ○—○—○ — ШФС Л;
—×—×—× — ШФС 3

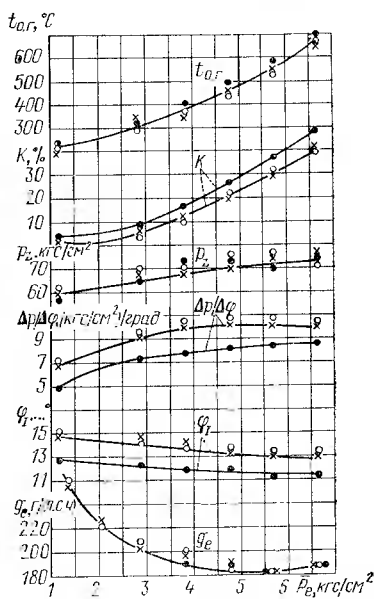


Рис. 9.7. Нагрузочные характеристики дизеля Д-240 для различных топлив ($n = 2100 \text{ об/мин}$): — — — стандартное;
○—○—○ — ШФС Л; ×—×—× — ШФС 3

ШФС Л 427°C и ШФС 3 434°C . Коэффициент наполнения и температура отработавших газов были близкими. При $p_e = 5,95 \text{ кгс/см}^2$ температура отработавших газов $t_{ог}$ для стандартного топлива была равна 450°C , для ШФС Л 455°C и ШФС 3 460°C .

На рис. 9.6 представлены совмещенные характеристики по нагрузке при $n = 1600 \text{ об/мин}$. Удельные расходы для всех топлив по нагрузочным характеристикам получились одинаковыми. Наибольшее значение p_z имеет топливо ШФС 3. На режиме полной нагрузки при $p_e = 7,58 \text{ кгс/см}^2$ на топливах ШФС максимальное давление сгорания $p_z = 66 \text{ кгс/см}^2$ и на стандартном топливе $p_z = 62 \text{ кгс/см}^2$, что определяется большими задержками воспламенения. Мощности, соответствующие пределам дымления, при работе

на топливах ШФС получились несколько выше, чем на стандартном. Пределы дымления для различных скоростных режимов для всех видов топлив соответствуют одинаковым коэффициентам избытка воздуха.

Дизель Д-240 с камерой сгорания ЦНИДИ испытывался в той же последовательности, что и дизель Д-50. Действительный оптимальный угол опережения впрыска, замеренный по подъему иглы, для обоих топлив ШФС был одинаков, но несколько больше, чем на стандартном. Период задержки воспламенения φ_1 был наименьшим у стандартного топлива, а наибольшим был у ШФС 3 (на 10%), вследствие чего на этом топливе значения p_z и $\Delta p/\Delta \varphi$ были более высокими, чем на топливах ШФС Л и стандартном.

Максимальные давления сгорания p_z при работе на топливах ШФС Л и стандартном не отличались между собой. При этом скорость нарастания давления на топливе ШФС Л была выше на 1,6 (кгс/см²)/град. Температуры отработавших газов $t_{o.g}$ при оптимальном угле опережения впрыска для всех топлив были одинаковы — с разницей в 3—7° С, что не превышало точности замеров. Степень повышения давления λ для топлив ШФС имеет более высокое значение: $\lambda = 1,72 \div 2,10$ против $\lambda = 1,68$ для стандартного.

На рис. 9.7 представлены совмещенные при работе на различных топливах нагрузочные характеристики при $n = 2200$ об/мин. Максимальные давления сгорания p_z для топлив ШФС и стандартного на режиме полной нагрузки при среднем эффективном давлении $p_e = 6,63$ кгс/см² близки между собой и соответственно равны 75 и 73 кгс/см². Скорость нарастания давления при сгорании $\Delta p/\Delta \varphi$ на топливах ШФС несколько повысилась. При $p_e = 6,63$ кгс/см² наибольшее значение $\Delta p/\Delta \varphi = 10,45$ (кгс/см²)/град имеет топливо ШФС 3 против $\Delta p/\Delta \varphi = 8,54$ (кгс/см²)/град у стандартного. Период задержки воспламенения в среднем увеличивается на 1—2° поворота коленчатого вала на топливах ШФС. Изменение максимальных давлений сгорания p_z и скоростей нарастания давлений $\Delta p/\Delta \varphi$ для различных топлив в зависимости от частоты вращения следующие:

	Стандартное топливо	ШФС Л	ШФС 3
Максимальное давление p_z , кгс/см ² :			
при 1200 об/мин	86,2	95,5	92,5
при 2200 об/мин	72,0	76,5	78,5
Скорость нарастания давления $\Delta p/\Delta \varphi$, (кгс/см ²)/град:			
при 1200 об/мин	11,5	13,4	14,7
при 2200 об/мин	8,1	9,7	10,6

При одинаковой нагрузке отработавшие газы при работе дизеля на топливах ШФС имели меньшую дымность K : при $p_e = 6,63$ кгс/см² дымность на стандартном топливе достигала 49%, на топливах ШФС Л — 39% и ШФС 3 — 44%. С увеличением на-

грузки дымность отработавших газов на топливах ШФС возрастает медленнее, чем на стандартном.

Показатели рабочего процесса дизелей на топливах ШФС и стандартном имеют лишь количественные различия. Характер изменения показателей для испытываемых топлив сохраняется.

Тепловая напряженность характеризуется температурой головки цилиндров и отработавших газов. Температура головки достигает наибольшего значения при $n = 2200$ об/мин — 336°C — на топливах ШФС Л и ШФС 3, а на стандартном — 322°C . Некоторое повышение температуры (на 4%) вызвано большими скоростями тепловыделения. Температура отработавших газов при $n = 2200$ об/мин достигает для всех топлив $605\text{--}615^\circ\text{C}$. Полученные данные подтверждают, что использование топлив ШФС практически не влияет на тепловое состояние дизеля.

На рис. 9.8 для среднего эффективного давления $p_e = 6,3$ кгс/см² представлены диаграмма измерений температуры газов в цилиндре T , активного тепловыделения x_i и скорости тепловыделения $dx_i/d\varphi$ по углу поворота коленчатого вала. Коэффициент активного выделения теплоты $\xi = (x_i)_{\max}$ для всех топлив ШФС остается практически постоянным. Продолжительность сгорания до момента достижения максимальной температуры газов φ_T для топлив ШФС меньше на $6\text{--}10^\circ$ поворота коленчатого вала. Топлива ШФС имеют несколько большие скорости тепловыделения и максимальную температуру сгорания $T_{\max}$: для стандартного топлива $T_{\max} = 1893$ К, ШФС Л $T_{\max} = 1923$ К и ШФС 3 $T_{\max} = 1933$ К. Угол поворота коленчатого вала от начала видимого сгорания до точки $T_{\max}$ для стандартного топлива составляет 20° и ШФС Л — 16° .

При переводе дизелей Д-50 и Д-240 на работу с топливами ШФС необходимо для сохранения мощностных и экономических показателей установить оптимальный угол опережения впрыска и обеспечить такой же часовой расход (по массе), как и часовой

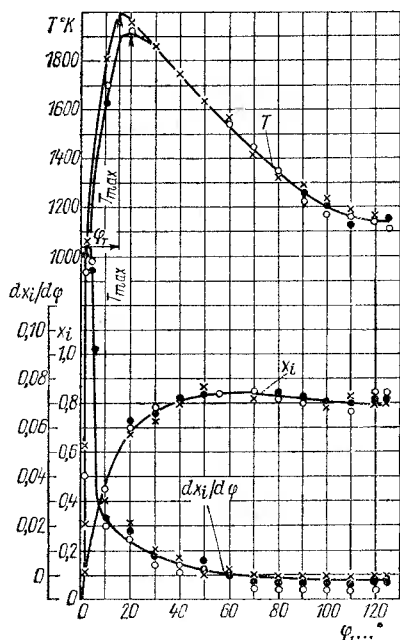


Рис. 9.8. Изменение температуры газов, скорости и коэффициента активного тепловыделения дизеля Д-240 (частота вращения $n_n = 2200$ об/мин; среднее эффективное давление $p_e = 6,3$ кгс/см²):

—●— стандартное топливо;
—○— ШФС Л; —×— ШФС 3

расход стандартного топлива. Оптимальный действительный угол опережения впрыска для топлив ШФС увеличивается на $\sim 2^\circ$. В процессе испытаний отказы в работе обоих дизелей, вызванные применением топлив ШФС, не имели место. Таким образом, исследования рабочих процессов дизелей ЯМЗ-236, Д-50 и Д-240 показали следующее:

1) при равенстве массовых цикловых подач энергетические и экономические показатели на топливах ШФС и стандартном топливе идентичны;

2) максимальное давление цикла p_z и скорость нарастания давлений $\Delta p/\Delta \phi$ при работе на топливах ШФС незначительно возрастают: на номинальном режиме увеличение p_z достигает 2—3%, а максимальной скорости нарастания давлений — 4—10%;

3) при работе на топливах ШФС не наблюдалось повышения теплонапряженности гильзы и головки цилиндров; температура отработавших газов оставалась неизменной;

4) коэффициент активного выделения теплоты для всех топлив был одинаков; скорость выделения теплоты $dx_i/d\phi$ и максимальная температура цикла для топлив ШФС были выше, чем для стандартного топлива.

47. СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВАХ

Для испытаний были выбраны серийные четырехтактные дизели ЯМЗ-236 и двухтактный ЯАЗ-204А, используемый для различных силовых установок, и тракторные дизели Д-37М и СМД-14. Испытания проводились по программам ГОСТ 491—55 для автомобильных и тракторных дизелей с продолжительностью работы на стенде, соответственно равной 600 и 800 ч, с последующим микрометрированием деталей цилиндропоршневой группы, коленчатого вала с подшипниками и оценкой состояния поверхностей по отложениям нагаров и смолистых веществ.

В качестве топлив применялось ШФС Л, изготовленное на Рязанском НПЗ и Грозненском НПЗ (для дизеля ЯАЗ-204А), и для сравнения стандартное. Перед длительными испытаниями дизели обкатывались в течение 60 ч. Масло менялось после 6,5 ч. и в конце обкатки, а долив масла производился через каждые 15 ч.

По окончании обкатки и в конце длительных испытаний дизели разбирались, производился осмотр деталей цилиндропоршневой группы, коленчатого вала и топливной аппаратуры, микрометрирование и взвешивание. Кроме того, после обкатки нарезались лунки на поверхности всех гильз цилиндров в четырех поясах по высоте — в каждом поясе по восемь лунок, равномерно расположенных по окружности. Первый пояс располагался посередине верхнего компрессионного кольца при положении поршня в в. м. т., второй — посередине второго кольца, третий — посе-

редине хода поршня и четвертый — в н. м.т. на высоте первого кольца.

После обмера и взвешивания деталей производилась вторичная обкатка в течение 30 ч по заводскому режиму. После этой обкатки и в конце длительных испытаний снимались характеристики впрыска топливоподающей аппаратуры, скоростные и нагрузочные характеристики дизелей как на опытном, так и на стандартном топливах. Длительные испытания проводились трехчасовыми этапами на режимах, предусмотренных ГОСТом.

Смена масла и очистка масляных фильтров грубой очистки производились после каждого цикла (150 и 200 ч). Пробы масла в количестве 250 г отбирались из масляной магистрали через 20 мин после пуска дизеля, а затем через каждые 30 ч его работы.

В качестве оценочных показателей моторных свойств топлива были приняты следующие:

- 1) изменение мощностных и экономических показателей;
- 2) износ и состояние деталей дизеля и топливной аппаратуры;
- 3) количество и характер отложений на деталях дизеля и в масляных фильтрах;
- 4) подвижность поршневых колец;
- 5) расход и изменение физико-химических свойств картерного масла.

Испытания на дизеле ЯМЗ-236. За время длительных испытаний не наблюдалось никаких нарушений в работе дизеля и его топливоподающей аппаратуры. Средний угар масла в начале испытаний составлял не более 1,3% по отношению к расходу топлива, а к концу испытаний он понизился до 1,1%.

Контрольные характеристики, снятые до и после длительных испытаний, показали, что дизель полностью сохранил свои мощностные и экономические показатели. Гидравлическая характеристика распылителей форсунок — эффективная проходная площадь μ/ζ — к концу испытаний и величина цикловых подач за период испытаний не изменились.

До начала длительных испытаний дизеля были сняты скоростные характеристики при работе его на опытном и стандартном топливах. При работе на топливе ШФС Л при неизменной регулировке топливного насоса высокого давления мощность снижалась во всем диапазоне частот вращения. При номинальной частоте вращения это снижение составило почти 10% соответственно снижению массового часового расхода топлива по сравнению со стандартным. Номинальная мощность восстанавливалась после перерегулировки топливного насоса высокого давления без ухудшения топливной экономичности.

Оценка нагаро- и лакоотложений на деталях (особенно поршней и поршневых колец) в баллах является характерным показателем для оценки качества нефтепродуктов. Результаты анализа состояния поршней приведены ниже. При этом учитывались отложения только на перемычках между кольцами, в кольцевых

канавках и на юбке (без учета состояния днища поршня и головки цилиндров). Следует подчеркнуть, что полученный низкий общий оценочный балл в 23,88 ед. говорит о хорошем состоянии деталей дизеля после их длительной работы.

После испытаний проводилось повторное микрометрирование и взвешивание деталей. Кроме того, были замерены вырезанные лунки и определен средний (по шести цилиндрам) износ в каждом поясе.

В табл. 9.3 приведены средние значения максимального износа гильз по верхнему поясу, а также поршневых колец по потере массы при работе на топливе ШФС Л. Здесь же для сравнения приведены аналогичные данные по испытаниям дизеля ЯМЗ-236 на стандартном топливе. Следует отметить, что при работе на топливе ШФС Л износ деталей оказался меньше, чем при работе на стандартном топливе. Некоторое расхождение между величинами износа, полученными методом замеров лунок и микрометром, следует отнести к точности микрометрирования.

Стабильность картерного масла в процессе работы дизеля характеризовалась изменением его физико-химических показателей: вязкости при 50 и 100° С, зольности, коксуемости, кислотного числа, механических примесей и их компонентов, водородного показателя, содержания железа и металла присадки (бария) по средним значениям из четырех циклов. Изменение всех указанных показателей получилось незначительным, т. е. при работе на топливе ШФС Л масло оставалось более стабильным, чем при работе на стандартном топливе.

Испытания на дизеле ЯАЗ-204А. Испытывались два образца топлив, о которых упоминалось выше. Для смазки применялось масло ДП-11.

При испытании опытных топлив дизель работал устойчиво, так же, как и на стандартном. Ухудшения работы топливной аппаратуры (насос-форсунок) при работе на испытуемых образцах не наблюдалось. Расход масла был одинаковым при работе на всех топливах и не превышал действующих норм.

В начале и конце каждого испытания снимались скоростные характеристики дизеля. Мощности и удельные расходы топлива для двух характерных частот вращения следующие:

	Стандартное топливо	Опытное топливо (образец 1)	Опытное топливо (образец 2)
Мощность, л. с.:			
при 1200 об/мин	74,0	78,0	81,3
при 2000 об/мин	112,0	110,5	113,0
Удельный расход топлива, г/(л. с. ч)			
при 1200 об/мин	210	215	195
при 2000 об/мин	220	212	205

Мощность, развиваемая на топливах ШФС, была несколько выше, а удельные расходы топлива — ниже, чем в случае работы на стандартном. Частично это можно объяснить тем, что за счет

включения бензиновых фракций теплотворная способность топлива ШФС по сравнению со стандартным несколько увеличивается.

Отложения на деталях цилиндропоршневой группы при работе на опытных образцах и на стандартном топливе были практически одинаковыми. Пригорания и заклинивания поршневых колец при этом не наблюдалось. При работе на опытных топливах увеличение износа деталей цилиндропоршневой группы по сравнению с работой на стандартном топливе не наблюдалось.

Картерное масло подвергалось анализу с определением его вязкости, коксуемости, зольности и механических примесей.

Вязкость масла в процессе испытаний повысилась на два пункта для всех испытуемых образцов топлива. Рассмотрение изменений других показателей качества масла не выявило каких-либо особенностей при работе на опытных топливах.

Испытания дизеля ЯАЗ-204А, проведенные во ВНИИ НП на топливе ШФС Л Рязанского НПЗ в основном подтвердили результаты, полученные в ГрозНИИ: дизель после 600 ч работы

не изменил своих мощностных и экономических показателей, хотя на стандартном топливе максимальная мощность снизилась на 3%. Износ деталей цилиндропоршневой группы при работе ЯАЗ-204А на опытном топливе ШФС был несколько ниже, чем на стандартном. По количеству отложений нагара и лака на поршнях и поршневых кольцах, определенных после окончания стендовых испытаний, опытные топлива имеют преимущества, что видно из следующих данных:

Т а б л и ц а 9.3. Средние износы гильз цилиндров (мкм) и колец (г) при работе на различных топливах.

Детали (методы определения)	ШФС Л	Стандартное топливо
Гильза цилиндров (верхний пояс):		
по микрометражу	12	17
по замерам лунок	10	14
Поршневые кольца:		
первое компрессионное	0,45	0,67
второе компрессионное	0,16	0,19

	ШФС Л	Стандартное топливо
Износ гильз цилиндров в поясе максимальных износов в среднем на один цилиндр, мкм:		
по микрометражу	16,6	24,8
по замерам лунок	15,8	15,5
Отложения в среднем на один поршень, г	6,225	6,966
Отложения на компрессионных кольцах, г	1,130	1,256

Нагароотложения на деталях цилиндропоршневой группы составляют 28,58 балла.

Практически можно считать, что при испытании дизеля ЯАЗ-204А, работавшего на различных топливах, топливо ШФС Л

оказалось равноценным стандартному как по износам, так и по чистоте деталей цилиндропоршневой группы.

Испытания на тракторном дизеле Д-37М. Длительные 800-часовые испытания проводились с топливным насосом, отрегулированным на подачу, обеспечивающую номинальную мощность на опытном топливе. Результаты испытания сведены в табл. 9.4, из которой следует, что мощность двигателя на номинальной частоте вращения за время испытаний уменьшилась при работе на стандартном топливе на 4,4% и на опытном топливе на 1,2% при соответственном снижении часовых расходов топлива на 3,2 и 1,3%. Удельный расход топлива в первом случае увеличился на 1%, а во втором — остался без изменения.

Т а б л и ц а 9.4. Мощностные и экономические показатели дизелей Д-37М и СМД-14

Дизель	Показатели	Дизельное топливо	ШФС Л
Д-37М	Номинальная мощность, л. с.:		
	до испытаний	40,7	40,5
	после испытаний	38,9	40,0
	Изменение номинальной мощности, %	4,4	1,2
	Удельный расход топлива, г/(л. с. ч):		
	до испытаний	187	180
	после испытаний	189	180
СМД-14	Изменение удельного расхода топлива, %	1,0	—
	Номинальная мощность, л. с.:		
	до испытаний	75,5	74,1
	после испытаний	76,9	74,3
	Изменение номинальной мощности, %	2	0,3
	Удельный расход топлива, г/(л. с. ч):		
	до испытаний	191	189
	после испытаний	189	188
	Изменение удельного расхода топлива, %	1	0,3

Осмотр показал, что поршневые кольца как при испытании на стандартном, так и на опытном топливе были свободны. Величины износов основных деталей при работе на обоих топливах были невелики, но на опытном топливе износы получились несколько меньшими. Так, износ первого компрессионного кольца в среднем на один цилиндр составил на стандартном топливе 0,345 г, а на опытном — 0,275 г. Износ всего комплекта компрессионных колец в среднем на один цилиндр на стандартном топливе достиг 0,488 г,

а на опытном — 0,433 г. Износы гильз цилиндров, определенных методом замеров лунок, на стандартном и на опытном топливе ШФС были соответственно равны 18,8 и 4,7 мкм.

Количество отложений по массе в среднем на один поршень при работе на стандартном топливе составило 6,099 г., а на опытном топливе — 4,286 г. (меньше на ~30%). Масса нагара в канавках компрессионных колец в среднем на один поршень составила для этих топлив соответственно 1,632 и 0,695 г., т. е. меньше на ~63%. Сопоставление количества отложений показывает, что по чистоте деталей опытное топливо заметно превосходит стандартное.

Топливная аппаратура весь период испытаний работала безотказно.

Испытания на тракторном дизеле СМД-14. Испытание продолжительностью 800 ч проводилось на топливе ШФС Л и на стандартном. В качестве смазки применялось масло ДСп-11 с 6%-ной присадкой ВНИИ НП-360.

После 800-часовых испытаний на обоих видах топлива дизели не снизили мощностных и экономических показателей (см. табл. 9.4). Для проверки влияния на мощностные и экономические показатели были сняты скоростные характеристики на стандартном и опытном топливах без перегулировки топливного насоса и с регулировкой, обеспечивающей величину цикловой подачи на опытном топливе равной по массе цикловой подаче на стандартном.

Износы всех деталей на опытном топливе получились меньше износов на стандартном: средний износ первых компрессионных колец (по потере массы) составляет соответственно 0,804 и 1,126 г (на 28%), а всего комплекта компрессионных колец 1,313 и 1,686 г (на 22%). Средние износы гильз цилиндров в поясе максимального износа достигают соответственно 12,1 и 23,4 мкм — на 48% меньше.

Количество нагара- и лакоотложений на деталях цилиндропоршневой группы для обоих топлив различается незначительно.

Масса нагара в среднем на один поршень следующая, г:

	Стандартное топливо	ШФС Л
На поршне и кольцах	5,710	5,772
На компрессионных кольцах	0,602	0,634
В канавках компрессионных колец	3,155	2,270

Однако на опытном топливе суммарный балл отложений получился несколько ниже — 23,3 вместо 25,5. Заметно меньшие отложения нагара были обнаружены на поверхностях вихревой камеры и головки блока цилиндров — соответственно 0,339 и 0,990 г.

Сравнительные стендовые 600- и 800-часовые испытания обследованных дизелей (ЯМЗ-236, ЯАЗ-204А, Д-37М, СМД-14) подтвердили следующее (при работе на опытном топливе ШФС Л): при одинаковых массовых цикловых подачах топлива энергетические

и экономические показатели полностью сохраняются; по отложению нагара и лака на деталях цилиндропоршневой группы опытное топливо не уступает стандартному; износы гильз цилиндров и поршневых колец получаются несколько меньшими, чем на стандартном топливе; физико-химические свойства масла при работе на опытном топливе изменяются незначительно, т. е. процесс его старения протекает нормально; топливная аппаратура (насосы высокого давления и форсунки) работала безотказно и без дефектов; дымность и токсичность отработавших газов (по содержанию СО и СН) были на 25 % — 35 % ниже при работе по внешней характеристике.

48. ЛАБОРАТОРНО-ДОРОЖНЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВАХ

В задачу лабораторно-дорожных испытаний входило определение экономических и динамических показателей автомобилей, пусковых качеств дизелей в зимних и летних условиях, надежности и безотказности работы дизелей и топливной аппаратуры, износов деталей цилиндропоршневой группы.

Лабораторно-дорожные всесезонные испытания проводились на двух автомобилях МАЗ-200 с дизелями ЯМЗ-236, на одном автомобиле КрАЗ-214 с дизелем ЯМЗ-238 и по неполной программе на автомобиле «Даймлер—Бенц 1620» с дизелем модели ОМ-346 (192 л. с.).

Автомобили испытывались в двух массовых категориях: МАЗ-200 — 14,0 т (70 % пробега) и 24,0 т с прицепом (30 % пробега), КрАЗ-214 — соответственно 20 и 30 т. К концу испытаний пробег каждого автомобиля МАЗ-200 на опытном топливе достиг 60 тыс. км, а КрАЗ-214 — 30 тыс. км.

Экономические показатели автомобилей МАЗ-200 оценивались по дорожно-экономическим характеристикам, снятым при движении автомобилей с постоянными скоростями. В этих испытаниях расходы топлив ШФС Л и стандартного получились одинаковыми. Для более широкой проверки были проведены дополнительные лабораторно-дорожные испытания на трех автомобилях МАЗ-500 с дизелями ЯМЗ-236, что дало возможность сделать более полную оценку влияния вида топлива на экономические показатели автомобилей. Они определялись дважды — в зимних условиях и в летний период (табл. 9.5). Расход топлива в зимних условиях по всем четырем автомобилям на топливе ШФС Л получился в среднем меньше на 1,5 кг/100 км по сравнению со стандартным и в летний период меньше на 0,5 кг/100 км.

Динамические характеристики автомобилей приведены в табл. 9.6. Как видно из таблицы, на обоих топливах обеспечиваются практически одинаковые максимальные и минимально-устойчивые скорости движения, а также время прохождения авто-

Т а б л и ц а 9.5. Расходы топлива в кг/100 км при равномерном движении с различными скоростями

Ско- рость, км/ч	Топливо	МАЗ-500 № 1		МАЗ-500 № 2		МАЗ-500 № 3		«Даймлер- Бенц 1620»	
		14 т	24 т	14 т	24 т	14 т	24 т	14 т	24 т
Зимний период									
40	Дизельное ШФС Л	20,2 18,2	27,4 25,9	19,7 18,5	26,7 24,6	19,1 18,5	25,8 23,3	17,9 16,9	23,3 21,7
60	Дизельное ШФС Л	25,8 24,8	32,4 32,4	25,0 23,4	32,4 29,6	24,4 23,6	31,6 29,4	23,3 21,8	31,1 27,8
Летний период									
40	Дизельное ШФС Л	16,7 16,2	22,2 22,1	18,3 17,4	22,4 22,2	17,4 16,3	21,1 21,1	14,7 14,6	19,4 19,2
60	Дизельное ШФС Л	22,0 20,8	28,1 28,4	22,2 22,0	27,6 27,6	23,4 22,2	28,3 26,9	18,9 19,1	24,4 24,8

Т а б л и ц а 9.6. Динамические показатели автомобилей

Показатели	МАЗ-500 № 1		МАЗ-500 № 2	
	Топливо			
	ШФС Л	стандарт.	ШФС Л	стандарт.
Массовая категория 13,5 т				
Максимальная скорость на высшей передаче, км/ч	76,1	76,6	70	70
Минимально-устойчивая скорость движения, км/ч	21,2	22,6	22	19
Время прохождения 1 км с переключением передач с минимально-возможной скорости движения на 2-й передаче, с	68	65,5	67	65
Массовая категория 23,5 т				
Максимальная скорость на высшей передаче, км/ч	75	75	69,2	69,2
Минимально-устойчивая скорость движения, км/ч	20,4	21,3	18,6	20,1
Время прохождения 1 км с переключением передач с минимально-возможной скорости на 2-й передаче, с	79,5	77	80,5	75,5

мобилиями 1 км. Аналогичные результаты были получены и на автомобиле КрАЗ-214.

Равноценные динамические качества автомобилей на опытном и стандартном топливах были достигнуты при одинаковых массовых цикловых подачах.

Пусковые испытания проводились как в зимних, так и в летних условиях. Зимние испытания показали, что пуск холодного дизеля ЯМЗ-236 на топливе ШФС Л возможен при температурах до $(-8) - (-10)^{\circ}\text{C}$ без применения облегчающих средств при работе на зимнем сорте масла. Применение пусковой жидкости «Холод Д-40» обеспечивает надежный пуск при температуре до -20°C . Летние пусковые испытания проводились в климатических условиях Крыма при температурах окружающей среды до 38°C . При этом полностью прогретые двигатели пускались с первой попытки при длительности работы стартера 1—3 с. После пуска все цилиндры начинали работать одновременно и бесперебойно. Случаев образования паровых пробок в системе питания при работе на опытном топливе не наблюдалось.

Состояние топливных насосов высокого давления и распылителей форсунок контролировалось перед началом испытаний, после пробега 30 тыс. км и в конце испытаний.

Результаты проверки показали, что за время испытаний топливная аппаратура не изменила начальных показателей и весь период работала надежно, без дефектов, связанных с качеством применяемого топлива.

После пробеговых испытаний дизели были микрометрированы: износы цилиндров, замеренные по методу вырезанных лунок, в поясе максимального износа были невелики и составили 1,14—1,16 мкм на 1000 км пробега. У одного дизеля износы цилиндров были на уровне 2,4 мкм на 1000 км, так как он эксплуатировался в зимнее время только с применением холодных пусков.

Поршни всех двигателей имели свободные кольца и по чистоте деталей находились в лучшем состоянии, чем при аналогичных пробегах на стандартном топливе. Суммарный балл отложений на поверхностях цилиндропоршневой группы составил после пробега 60 тыс. км на опытном топливе 32,9.

Исследования отработавших газов показали, что дымность отработавших газов, содержание углеводородов и окиси углерода при применении топлива ШФС Л на 30—40% были ниже, чем при стандартном топливе.

В результате лабораторно-дорожных испытаний было установлено, что опытное топливо обеспечивает одинаковые со стандартным экономические и динамические показатели автомобилей, надежность работы дизелей при невысоких износах деталей цилиндропоршневой группы и нагароотложениях на них.

Эксплуатационные испытания топлива ШФС Л проводились в сопоставлении со стандартным в течение двух лет на автомобилях-самосвалах МАЗ-503 и на седельных тягачах МАЗ-504 с ди-

зелями ЯМЗ-236. Эксплуатационным испытаниям подверглись 30 автомобилей МАЗ-503 и МАЗ-504, из которых 20 работали на опытном топливе и 10 — на стандартном.

За двухгодичной период испытаний автомобили МАЗ-503 нарабатывали 93—99 тыс. км, а автомобили МАЗ-504 — 110—113 тыс. км. Все испытываемые автомобили работали в условиях реальной эксплуатации на перевозках строительных грузов в районах Москвы и области на дорогах с бетонным и асфальто-бетонным покрытиями. Самосвалы МАЗ-503 эксплуатировались как одиночные автомобили. Седельные тягачи МАЗ-504 эксплуатировались в составе автопоезда с полуприцепами — панелевозами.

Средние величины основных эксплуатационных показателей работы автомобилей за период испытаний следующие:

	МАЗ-503	МАЗ-504
Фактическая нагрузка на автомобиль, т	7,91	12,04
Среднее расстояние перевозок, км	12,5	17,5
Коэффициент использования грузоподъемности	1,13	0,963
Коэффициент использования пробега	0,57	0,51
Средние эксплуатационные скорости, км/ч:		
осенне-зимний период	16,8	15,2
весенне-летний период	20,9	16,6
Средние технические скорости, км/ч:		
осенне-зимний период	21,1	22,3
весенне-летний период	26,2	23,5

Топливные насосы высокого давления у них были отрегулированы на одинаковые массовые цикловые подачи для обоих видов топлив.

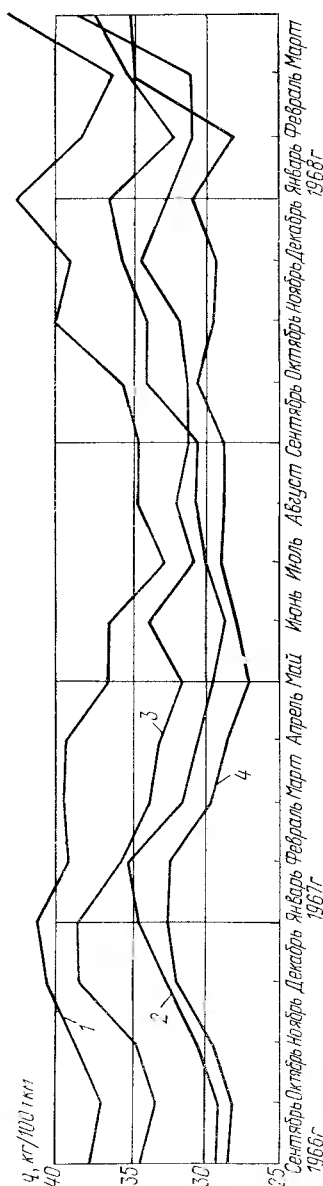
Полученные данные подтвердили, что автомобили, работавшие на опытном топливе, имели несколько меньшие удельные расходы топлива по сравнению с автомобилями, работавшими на стандартном. У автомобилей МАЗ-503 эта разница в летний период эксплуатации составила 2,5—2,7%, а в зимний период дошла до 5—7%. Еще более заметная разница наблюдалась у автомобилей МАЗ-504, где на всем протяжении летней и зимней эксплуатации расходы опытного топлива были меньше стандартного на 2—10%.

Диаграммы изменений расходов топлива за весь период испытаний приведены на рис. 9.9 в кг/100 тыс. км.

Расходы масла на угар для обоих видов топлива были равны 0,3—0,4% после пробега 50 тыс. км и 1,67% — после 100 тыс. км.

За весь период испытаний дизели на топливе ШФС Л работали надежно. В период зимней эксплуатации при температуре окружающей среды до минус 25—28° С дизели пускались и работали на опытном топливе нормально. В период летней эксплуатации при температуре воздуха плюс 26—28° С температура охлаждающей воды повышалась до 100—110° С и масла — до 90° С. При этом тепловом состоянии дизели останавливались и вновь пускались

Рис. 9.9. Эксплуатационные расходы топлива q :
1 — стандартное Л (МАЗ-504); 2 — ШФС Л (МАЗ-504);
3 — стандартное Л (МАЗ-503); 4 — ШФС Л (МАЗ-503)



через разные промежутки времени — от 1 до 10 мин. Во всех случаях пуск осуществлялся с одной попытки и дизели работали устойчиво на всех цилиндрах. Образования паровых пробок в системе питания при этом не наблюдалось.

Износы цилиндров замерялись по методу вырезанных лунок на 10-ти дизелях ЯМЗ-236, из которых пять работали на опытном топливе и 5 — на стандартном. Износы определялись дважды — после зимнего и после летнего периода их эксплуатации. В конце первого года эксплуатации износ за зимний период составлял на опытном топливе 2,17 мкм/1000 км пробега, а на стандартном — 1,96 мкм/1000 км пробега. В летний период износ был соответственно равен 1,34 мкм/1000 км для опытного топлива и 1,55 мкм/1000 км — для стандартного топлива. Среднемаксимальный суммарный износ за зимний и летний периоды эксплуатации на обоих топливах оказался одинаковым и равным 1,75 мкм/1000 км. В конце второго года эксплуатации после зимнего периода износы достигали для топлива ШФС Л 2,10 мкм/1000 км и стандартного топлива 2,17 мкм/1000 км. Средний темп износа гильз за весь срок эксплуатации при среднем пробеге автомобилей 92 тыс. км выразился соответственно в 1,87 и 1,89 мкм/1000 км.

Все топливные насосы отработали на опытном топливе весь срок испытаний без серьезных дефектов, из них пять насосов проработали весь период при сохранении заводских пломб. Остальные насосы подвергались периодическим проверкам и регулировкам. случаев заедания прецизионных пар насосов не наблюдалось. Трудоемкость технического обслуживания топливной аппаратуры на обоих видах топлива была практически одинаковой.

Проверка смазки в картере топливных насосов высокого давления при

каждом ТО-2 показала, что в независимости от применяемого топлива объем смазки был близким к 0,5 л вместо 0,15 л, согласно инструкции завода-изготовителя и смазка на 75% содержала просочившееся топливо.

Форсунки имели практически одинаковую долговечность распылителей при работе на обоих топливах. Нарботка комплекта топливной аппаратуры до первого отказа составляла для опытного топлива (20 комплектов) 27,6 тыс. км (1200 мото-ч) и для стандартного (10 комплектов) — 27,5 тыс. км (1195 мото-ч).

Проведенные испытания показали, что эксплуатационные качества автомобилей на опытном топливе ШФС Л и стандартном равноценны. Топливная экономичность на опытном топливе в летний и зимний периоды эксплуатации была несколько лучше, чем на стандартном. Для автомобилей МАЗ-504 на всем протяжении испытаний разница в расходах топлива была более высокой.

Надежность работы дизеля ЯМЗ-236 в зимний и летний периоды эксплуатации, так же как и износ цилиндров были для обоих топлив одинаковы. Топливная аппаратура за период испытаний — более 3400 мото-ч на топливе ШФС Л обеспечила нормальную работу дизелей без каких-либо дефектов.

49. ПОЛЕВЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТРАКТОРОВ НА ТОПЛИВЕ ШФС Л

Полевые эксплуатационные испытания топлива ШФС Л проводились на шести тракторах Т-74 с двигателями СМД-14 и на трех тракторах МТЗ-52 с двигателями Д-50. Одновременно с тремя тракторами МТЗ-52, испытываемыми на топливе ШФС Л, три трактора работало на эталонном малосернистом топливе (S 0,2%). Результаты испытаний тракторов на опытном топливе сравнивались с результатами работы на топливах: малосернистом и сернистом (S 1%).

Дизели Д-50 на Минском моторостроительном заводе прошли контрольные торможения на стандартном топливе без вентилятора, воздухоочистителей, искрогасителя и гидронасоса. Максимальная мощность была на уровне 56,1—58,4 л. с. при 1700—1710 об/мин при удельных расходах топлива 195—209 г/л. с. ч.

Тракторы работали на масле — ДС-11 с 6% присадки В-360. Продолжительность испытаний была установлена 1900—2100 ч. Однако выработка трех тракторов Т-74 была доведена до 3000 ч.

Эксплуатационные испытания топлив проводились в колхозах Ново-Кубанского района Краснодарского края. Тракторы выполняли различные сельскохозяйственные работы. Масло в карттере менялось через каждые 240 ч.

Тракторы заправлялись закрытым способом отстоянным топливом, для хранения которого были заведены четыре горизонтальных цистерны по 50 м³.

Фильтры тонкой очистки топлива двигателей СМД-14 промывались через каждые 240 ч. Фильтрующие элементы тонкой очистки

заменялись только у трех тракторов после выработки ими 3000 ч. У остальных шести тракторов, работавших на топливе ШФС Л, замены фильтрующих элементов не производилось.

Основным видом работ тракторов Т-74 была пахота, составившая 50—70% от всех видов работ, культивация — 12—20%, остальное время отводилось на лущение, боронование, посев и уборку.

Тракторы МТЗ-52 от 30 до 70% использовались на транспорте, а от 18 до 36% — на уборке. В зимний период транспортировка производилась в агрегате с саморазгруживающимся универсальным прицепом или жижеразбрасывателем.

Расходы топлива и масла замерялись ежемесячно. Средний часовой расход топлива у двигателей СМД-14 находился в пределах 10—10,7 кг/ч.

Двигатели Д-50 имели меньшую загрузку. Средний часовой расход по группе тракторов, работавших на топливе ШФС Л, составил 6,3 кг/ч, а на малосернистом — 5,1 кг/ч. Температура топлива в трубопроводе от подкачивающего насоса до фильтра тонкой очистки была на уровне 47—50° С; в трубопроводе от насоса высокого давления к подкачивающему 39—42° С при температуре окружающего воздуха, доходившей до плюс 34° С.

Из приведенного следует, что температура в трубопроводах низкого давления не превышала температуру начала кипения топлива. Образования в системе питания паровых пробок не наблюдалось, так же как и при испытаниях автомобилей.

Расход картерного масла у двигателей СМД-14 находился в пределах 2,2—2,6% от расхода топлива. Средний расход масла на тракторах, отработавших 1000 ч составил 2,5%. Расход масла у двигателей Д-50 был практически одинаковым и составил 1,2%.

Для определения изменения показателей качества картерного масла в зависимости от сорта топлива отбирались пробы масла через 120 и 240 ч работы. Анализы масел показали, что плотность, вязкость, зольность и количество механических примесей в масле для обоих видов топлива примерно одинаковы.

В процессе исследования влияния различных сортов топлива на интенсивность износов определялось также содержание продуктов износа (железа) в пробах масла и в отложениях на фильтрах. Анализы проб масла подтвердили, что интенсивность износа всех дизелей в период испытаний была примерно одинаковой для обоих видов топлива.

Для проверки влияния топлива ШФС Л на разжижение масла топливом, просочившимся в картер насоса высокого давления, определялось изменение вязкости масла, для чего отбирались пробы у дизелей СМД-14 через 480 ч работы и у Д-50 через 240 ч. Вязкость масел в картере насоса у всех дизелей в процессе эксплуатации снижалась. Величина ее колебалась от 7,5 сСт до 1,5 сСт. Половина всех проб масла имела вязкость до 3 сСт. Полученные данные подтвердили, что вязкость масла в топливных насосах

дизелей СМД-14 и Д-50 со времени его работы одинаково разжигается как на опытном топливе, так и на стандартном.

Днище поршней двигателей СМД-14 и Д-50 на 65—90% были покрыты сажистыми отложениями, остальные поверхности — нагарами средней твердости и твердым.

Во впускных каналах головок цилиндров двигателей СМД-14, проработавших по 2000 ч на опытном топливе, был обнаружен тонкий слой мазеобразных отложений по 0,2 мм. У дизелей, проработавших по 3000 ч, слой мазеобразных отложений был значительно большим.

Средняя загрязненность поршней и колец по методу 344—Т у дизелей СМД-14, проработавших 2000 ч на опытном топливе, оказалась не выше, чем на малосернистом, и на 6,5 баллов ниже, чем на сернистом топливе. Загрязненность поршней двигателей Д-50 как на малосернистом, так и на топливе ШФС Л оказалась несколько больше, чем у дизелей СМД-14. Средний балл загрязненности у двигателей Д-50 на малосернистом топливе был равен 29,7, а на топливе ШФС Л — 31,6. Загрязненность маслосъемных колец при работе на топливе ШФС Л у двигателей Д-50 была оценена в 5,5—7,5 баллов, а у СМД-14 в 0,3—3,0 балла. Компрессионные и маслосъемные кольца при работе на обоих топливах были свободны и при наклоне поршня опускались под собственным весом.

Нагар в зоне поршневых колец определялся суммарно: из канавок, с перемычек и колец. Количество нагара подсчитывалось по разнице их весов до и после испытаний. Количество нагара в зоне поршневых колец по группе тракторов Т-74, работавших на топливе ШФС Л, на 15—20% больше, чем на малосернистом, но на 20% меньше, чем при работе на сернистом топливе.

Средний из максимальных износов гильз по группе дизелей СМД-14, испытывавшихся на опытном топливе, после 2000 ч работы составил 0,04 мм. Соответственно износ гильз, проработавших на малосернистом топливе, был равен 0,05—0,04 мм, а на сернистом — 0,08—0,07 мм. Средний из максимальных износов гильз СМД-14, проработавших на топливе ШФС Л по 3000 ч, возрос до 0,08 мм.

Износ гильз дизелей Д-50, проработавших на топливе ШФС Л, оказался несколько большим, чем у дизелей, проработавших на малосернистом топливе, и соответственно по сортам топлива составил: средний из максимальных износов — 0,16 и 0,04 мм; средний по всем гильзам — 0,11 и 0,02 мм. Повышенный износ гильз был вызван большим содержанием в нем серы (0,73) и пониженным тепловым состоянием дизелей при эксплуатации тракторов МТЗ-52.

Износ поршневых колец определялся по увеличению зазора в стыке, уменьшению высоты и потере массы. У дизелей, работавших на опытном топливе, износ колец практически был такой же, как и при работе на малосернистом.

Максимальный износ юбки поршней по тракторам, работавшим на двух образцах топлива ШФС Л и малосернистом, составил

0,02—0,04 мм, т. е. разница в износах практически находилась в пределах точности замеров. Износ поршневых канавок по высоте у дизелей СМД-14 и Д-50 получился одинаковым на обоих видах топлива. За 2000 ч работы средний износ первых канавок поршней двигателей СМД-14 на обоих образцах топлива был равен 0,05 мм, у двигателей Д-50 соответствующий износ не превысил 0,04 мм.

Таким образом, результаты полевых испытаний подтвердили пригодность топлив ШФС для тракторов наравне со стандартным.

50. ПУСКОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДИЗЕЛЯ ЯМЗ-236

Исследования пусковых качеств были проведены в холодильной камере на топливах ШФС Л, ШФС З, стандартном ДЗ по ГОСТ 4749—73 и на бензине А-72 с прокруткой дизеля и оценкой минимальной пусковой частоты вращения. Одновременно было проверено влияние сорта масла (ДСп-8, ДСз-8, а также средства облегчения пуска путем впрыска жидкости «Холод Д-40») с помощью пускового приспособления 5ПП-40 и подогревающего устройства ПЖД-44. Жидкость впрыскивалась во впускной трубопровод каждого ряда цилиндров через две форсунки.

Частота проворачивания дизеля стартером $n_{\min}$ при выбранной температуре, при которой он пускается не более чем за две попытки продолжительностью до 15 с каждая с интервалом между ними в одну секунду, принималась за минимальную пусковую частоту. Последняя определялась методом подбора на каждой температуре при прокрутке дизеля электростартером от низковольтного электроагрегата.

В зависимости от вида топлива изменялась регулировка топливного насоса, исходя из условий обеспечения равенства массовых цикловых подач. Величина $n_{\min}$ дизеля без средств облегчения определялась в интервале температур от 0° до —20° С. При температурах —20, —30, —38° С частоты $n_{\min}$ были определены со впрыском жидкости «Холод Д-40». При каждом опыте после пуска дизель прогревался сначала на холостом ходу, затем под нагрузкой, равной 0,25—0,35 от номинальной.

В процессе испытаний было установлено, что зимнее топливо ШФС З при выбранных температурах беспрепятственно прокачивается через всю систему питания, включая топливные фильтры.

Вид топлива оказывает существенное влияние на продолжительность работы дизеля на холостом ходу до принятия им нагрузки. Испытания показали, что при температуре минус 10° С дизель может принять нагрузку при 1400—1500 об/мин после работы на холостом ходу с частотой 400—800 об/мин в продолжении: на дизельном топливе по ГОСТ 4749—49 — 2—3 мин, на топливе ШФС З — 4—5 мин, на бензине А-72 — 15—17 мин.

На рис. 9.10 показана зависимость минимальных пусковых частот вращения от температуры при работе на различных топливах. Следует отметить, что дизель на стандартном топливе и на

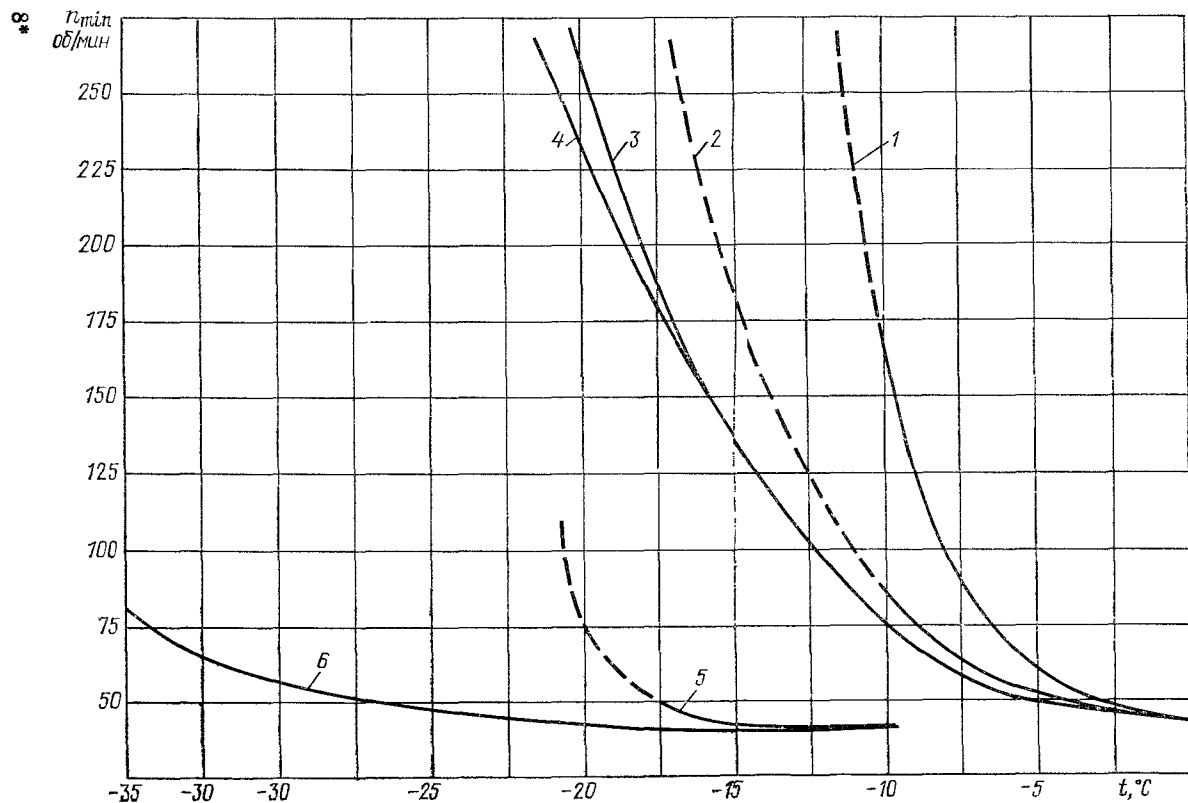


Рис. 9.10. Изменение минимальных пусковых частот вращения от температуры на различных топливах:

1 — бензин А-72; 2 — ШФС Л; 3 — ШФС З; 4 — дизельное топливо (ГОСТ 4749—49); 5 — бензин А-72 с впрыском жидкости «Холод Д-40»; 6 — дизельное (ГОСТ 4749—49) с впрыском жидкости «Холод Д-40»; — — — пуск ненадежный

топливе ШФС 3 имеет одни и те же пусковые частоты вплоть до температур — 15—17° С. При температуре —20° С минимальная пусковая частота на зимнем опытном топливе увеличивается примерно на 10% по сравнению со стандартным. Из рис. 9.10 также следует, что при впрыске жидкости «Холод Д-40» величины минимальных частот вращения с топливами ШФС 3 и стандартным в диапазоне температур минус 20—30° С — одинаковы. При использовании бензина А-72 пусковые качества дизеля резко ухудшаются.

Надежный пуск дизеля на масле ДСп-8 обеспечивался на топливе ШФС Л до температуры минус 10° С; на ШФС 3 и стандартном ДЗ до минус 16—17° С, на топливе ШФС 3 и стандартном ДЗ со впрыском легковоспламеняющейся жидкости «Холод Д-40» до температуры минус 27—28° С.

Для определения пусковых качеств холодного дизеля на топливе ШФС 3 в зимний период проводились утренние контрольные пуски после ночной стоянки автомобиля. Дизель пускался без облегчающих средств или с использованием пусковой жидкости и проливом горячей воды. Всего было сделано 60 контрольных пусков. Холодный пуск характерен тем, что вспышка сначала возникает в трех-четырех цилиндрах, а затем по мере прогревания через 20—40 с включаются в работу остальные цилиндры. Это явление отмечается, начиная с температуры 5° С и по мере понижения температуры усугубляется. При температуре минус 8° С до вступления всех цилиндров в работу после холодного пуска проходит время 35—40 с. Пуск холодного дизеля со впрыском жидкости «Холод Д-40» при испытаниях был возможен до температуры — 17° С на масле АСзп-10. Этот предел полностью совпадает с данными испытаний в холодильной камере, полученных при использовании аналогичного по температурной характеристике масла ДСп-8. Пусковая жидкость обеспечивает равномерное воспламенение топлива ШФС 3 во всех цилиндрах. После пуска при температуре до минус 17° С все цилиндры начинают работать через 5—10 с.

При использовании в качестве облегчающего средства однократного пролива горячей воды через систему охлаждения дизель пускался на топливе ШФС 3 до минус 20° С. Таким образом, данные пусковых испытаний свидетельствуют о том, что пусковые качества дизеля ЯМЗ-236 на топливах ШФС 3 и стандартном, практически равноценны.

Были также проведены опыты по пуску дизеля при температуре минус 38° С после его прогревания подогревателем ПЖД-44 (производительностью 36 500 ккал/ч). При температуре минус 38° С на топливе ШФС 3 время разжига и выхода на режим устойчивой работы подогревателя составило 60 с. После 16 минут подогрева дизель пустили с первой попытки за 1,5 с.

Выпадения парафина на фильтрах или в топливопроводах в процессе испытаний не наблюдалось.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. РАСЧЕТ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ДИЗЕЛЬНОМ ФАКЕЛЕ НА ЭВМ „МИНСК-32“

Необходимость дальнейшего совершенствования рабочего процесса дизелей требует глубокого изучения влияния основных параметров системы топливоподачи (максимальное давление впрыска, закон подачи и т. д.) на протекание рабочего процесса в дизеле и количественной оценки качества смеси. До последнего времени работы по оценке рабочего процесса проводились непосредственно на двигателях, причем о степени влияния того или иного параметра судили обычно по внешним характеристикам двигателя.

Такой путь, не говоря уже о том, что получаемые результаты тесно связаны с особенностями рабочего процесса данного конкретного типа двигателя, отработанного под данную систему топливоподачи, не дает возможности вскрыть степень влияния каждого из исследуемых параметров на отдельные стадии рабочего процесса дизеля и, следовательно, механизм его воздействия на эффективность процесса в целом. Кроме того, он далек от количественной оценки характеристик смесеобразования.

Как известно, одной из важнейших стадий в процессе преобразования жидкого топлива в продукты сгорания является образование рабочей смеси. Образование смеси в дизеле включает в себя распыливание жидкого топлива на капли, распространение топливного факела по объему камеры сгорания, нагрев и испарение впрыскиваемого жидкого топлива, смешение паров топлива с воздухом. В результате всех этих процессов в объеме камеры сгорания создается некоторое поле температур и концентраций, которое определяет в значительной мере эффективность протекания процессов воспламенения и последующего сгорания. Рассмотрению характеристик этого поля при совместном анализе рабочего процесса дизеля и влияния на него характеристик системы топливоподачи посвящена данная книга. Однако сложность всего явления в целом не позволила решить задачу аналитически.

В последнее время разработан полуэмпирический метод расчета смесеобразования в условиях дизеля [25], с помощью которого, используя экспериментальные данные по закону подачи, геометрии факела и интенсивности его теплообмена с окружающей средой, получаемые на специальной установке, можно рассчитать поля концентраций и температур, а также долю испаренного топлива при дизельном впрыске.

В основе метода расчета лежит уравнение теплового баланса в элементарном объеме факела, образованном полым конусом с основанием площадью $2\pi r dr$ и высотой L_Φ ,

$$-\ln \theta_p = \frac{\sigma}{Pv_\Phi} k_\sigma P_\rho \left[\left(\frac{q_{T0}}{\theta_{T0}} + q_n \frac{1}{\theta_{T.K} - \theta_{T.N}} \right) \theta_p - \left(q_{T0} + q_n \frac{\theta_{T.N}}{\theta_{T.K} - \theta_{T.N}} \right) \right]. \quad (1)$$

Это уравнение выражает равенство количества теплоты, отданной воздухом топливу, количеству теплоты, пошедшей на нагревание топлива до температуры испарения и его испарение.

Система из n таких уравнений (где n — число элементарных объемов, на которые разбит факел), содержащих $n + 1$ неизвестное, замыкается $n + 1$ -м уравнением, по своему физическому смыслу выражающим равенство суммарного количества теплоты, пошедшей на нагрев и испарение топлива в каждом из элементарных объемов, количеству теплоты, отданной газом в процессе теплообмена с факелом,

$$\theta_{p0} \tilde{\rho}_0^2 + \sum \theta_{pi} (\tilde{\rho}_{i+1}^2 - \tilde{\rho}_i^2) = \frac{Pv_\Phi}{v_\Phi + (1 - v_\Phi)(1 - \Pi)}. \quad (2)$$

Таким образом, определение полей температур и концентраций топлива в факеле в данный момент времени сводится к решению системы из $n + 1$ уравнений с $n + 1$ неизвестными.

В той же работе предложен способ решения системы применительно к ручному счету и представлены некоторые результаты расчетов. Характерной чертой предложенного способа является применение номограммы для отыскания θ_p по p (РО) для каждого микрослоя по уравнению (1), поскольку в явном виде из уравнения (1) θ_p выразить не удастся. Кроме того, с целью уменьшения объема вычислений была принята упрощенная запись уравнения (1), число микрослоев, на которое разбивали факел, было выбрано равным 5, а интервал времени между двумя последовательными положениями факела был выбран 0,5 мс,

$$-\ln \theta_p = \frac{\sigma}{Pv_{\phi}} k_{\phi} P_{\rho} \left[\frac{q_{T0}}{\theta_{T0}} + \frac{q_n}{\theta_{K.n} - \theta_{n.n}} \right] (\theta_p - \theta_{T0}). \quad (3)$$

Несмотря на эти упрощения, трудоемкость расчетов оставалась высокой. Так как практическое применение метода для исследований требует проведения большого числа расчетов, целесообразно расчет образования смеси в топливном факеле проводить на ЭВМ. Это позволит существенно сократить затраты времени на проведение вычислений, избегав к тому же дополнительных упрощений и повысив точность за счет увеличения числа микрослоев, на которые разбивают, и сокращения временного интервала. Кроме того, современные ЭВМ позволяют выводить расчетные материалы в виде таблиц и графиков, что исключает потребность в последующей обработке результатов расчетов и также снижает трудоемкость работы. Поэтому в ЦНИТА разработаны алгоритм и программа для расчета по данному методу на ЭВМ «Минск-32». Исходными данными для расчета являются следующие величины.

1. Физические характеристики топлива:

T_{T0} — начальная температура топлива, К;

λ_n — теплота испарения, кал/г;

c_T — теплоемкость, кал/(г·°C);

l_0 — количество воздуха, необходимого для полного сгорания единицы массы топлива, кг/кг;

$i = \frac{T_T - T_{T.n}}{T_{T.K} - T_{T.n}}$ — прямая, аппроксимирующая кривую фракционной разгонки топлива;

$T_{T.n}$ — температура начала испарения, К;

$T_{T.K}$ — температура конца испарения, К.

2. Физические характеристики воздушного заряда:

p_0 — начальное давление, кгс/см²;

T_0 — начальная температура газа, К;

c_V — теплоемкость воздуха при постоянном объеме, кал/(г·°C);

V_K — объем камеры сгорания, см³.

3. Характеристики процесса впрыска топлива:

G_{Π} — цикловая подача топлива, г;

$G_T(\tau)$ — текущее количество поданного топлива, г;

$v_{\phi}(\tau)$ — текущий относительный объем факела;

P_{ρ} — функция распределения топлива в поперечном сечении факела;

$\Delta P(\tau)$ — текущая величина падения давления в камере сгорания в результате теплообмена, кгс/см².

В результате расчета определяются следующие величины (в скобках приведено обозначение данного параметра, используемое при расчетах на ЭВМ «Минск-32»):

$\sigma(\tau)$ (СИГ) — доля впрыснутого топлива;

$\alpha_{\phi}(\tau)$ (АЛФИ) — средний коэффициент избытка воздуха в факеле;

$\Pi(\tau)$ (П) — относительное давление в камере при теплообмене;

$\Xi(\tau)$ (Э) — экспериментальный критерий топливного факела;

$g(\tau)$ (КУ) — относительное количество теплоты, воспринятой факелом;

$\Delta g(\tau)$ (ДЭЖ) — относительная доля воздушного заряда, подосанного факелом;

$\theta_{вф}(\tau)$ (ТЭТВФ) — текущая средняя температура воздуха в факеле;
 $k_{\sigma}(\tau)$ (КАСИ) — доля топлива, участвующего в теплообмене с воздушным зарядом;

$i_{\sigma}(\tau)$ (ИСИ) — доля испарившегося топлива;

$\theta_{\rho}(\tau, \rho)$ (ТЭПРО) — местная безразмерная температура в факеле;

$\alpha_{ф.п}(\tau, \rho)$ (АЛПРО) — местный коэффициент избытка воздуха по испаренному топливу;

$c_{пр}(\tau, \rho)$ (СПРО) — местная концентрация паров топлива.

Ниже приведен порядок вычислений. Дополнительно рассмотрены вопросы корректности метода и существования решения для любых возможных исходных данных.

1. Вычисление величин, не зависящих от времени:

$$q_n = \frac{\lambda_n G_{ц}}{0,37152 c_v \rho_0 V_K}; \quad q_{т0} = \frac{c_T G_{ц} T_{т0}}{0,37152 c_v \rho_0 V_K}; \quad \alpha_{ц} = \frac{0,37152 \rho_0 V_K}{T_0 I_0 G_{ц}};$$

$$\theta_{т0} = \frac{T_{т0}}{T_0}; \quad \theta_{т.к} = \frac{T_{т.к}}{T_0};$$

$$\theta_{т.н} = \frac{T_{т.н}}{T_0}; \quad A = \frac{q_{т0}}{\theta_{т0}} + \frac{q_n}{\theta_{т.к} - \theta_{т.н}}; \quad B = \frac{\frac{q_n \theta_{т.н}}{\theta_{т.к} - \theta_{т.н}} + q_{т0}}{A}.$$

2. Вычисление функций от τ :

$$\sigma(\tau) = \frac{G_{\tau}(\tau)}{G_{ц}}; \quad \alpha_{ф}(\tau) = \frac{v_{ф}(\tau)}{\sigma(\tau)} \alpha_{ц}; \quad \Pi(\tau) = 1 - \frac{\Delta p(\tau)}{\rho_0};$$

$$\mathcal{E}(\tau) = \frac{\sigma(\tau)}{\Pi(\tau) v_{ф}(\tau)}; \quad q(\tau) = 1 - \Pi(\tau);$$

$$\Delta g = [1 - v_{ф}(\tau)] q(\tau); \quad \theta_{в.ф}(\tau) = \frac{v_{ф}(\tau) \Pi(\tau)}{\Delta g(\tau) + v_{ф}(\tau)}.$$

Из следующей системы $n+1$ уравнений определяют $\theta_{\rho i}(\tau)$, где $\rho_i = \rho_0 + \Delta \rho_i$; $i = 0, \dots, n-1$; $\Delta \rho = 1/n$; $\rho_0 = 1/(2n)$, и $k_{\sigma}(\tau)$ (за нулевые приближения берем $\theta_{в.ф}(\tau)$ и $\min \left\{ \frac{q(\tau)}{\sigma(\tau) A [\theta_{в.ф}(\tau) - B]}; 1 \right\}$ соответственно):

$$\ln \theta_{\rho i} + A k_{\sigma} \mathcal{E} P_{\rho} (\theta_{\rho i} - B) = 0. \quad (4)$$

Если в процессе решения системы окажется, что $\theta_{\rho i} < \theta_{т.н}$, то в этом случае $\theta_{\rho i}$ определяется из уравнения

$$\ln \theta_{\rho i} + \frac{q_{т0}}{\theta_{т0}} k_{\sigma} \mathcal{E} P_{\rho i} - (\theta_{\rho i} - \theta_{т0}) = 0. \quad (5)$$

Подобным образом, если окажется, что $\theta_{\rho i} > \theta_{т.к}$, то $\theta_{\rho i}$ определяется из уравнения

$$\ln \theta_{\rho i} + \frac{q_{т0}}{\theta_{т0}} k_{\sigma} \mathcal{E} P_{\rho i} \left[\theta_{\rho i} - \left(1 - \frac{q_n}{q_{т0}} \right) \theta_{т0} \right] = 0. \quad (6)$$

Уравнением $(n+1) = m$ системы является следующее:

$$S = \frac{2}{n} \sum_{i=0}^{n-1} \rho_i \theta_{\rho i} - \theta_{в.ф} = 0. \quad (7)$$

Отметим, что для этой системы уравнений не нужны дополнительные ограничения на параметры уравнений (4) — (6) в целях обеспечения корректности данного метода.

Действительно, если θ_{ρ_i} , определяемое из (4), меньше $\theta_{т.н.}$, то учитывая, что левая часть уравнения (4) монотонно возрастает с ростом θ_{ρ_i} , получим

$$\ln \theta_{т.н.} + Ak_{\sigma} \mathcal{E} P_{\rho_i} (\theta_{т.н.} - B) > 0,$$

или

$$\ln \theta_{т.н.} + \frac{q_{т0}}{\theta_{т0}} k_{\sigma} \mathcal{E} P_{\rho_i} (\theta_{т.н.} - \theta_{т0}) > 0.$$

Из последнего неравенства и такого же характера уравнения (5) следует, что корень уравнения (5) в этом случае также меньше $\theta_{т.н.}$. Аналогично рассматривается случай $\theta_{\rho_i} > \theta_{т.к.}$. Кроме того, нетрудно показать, что рассматриваемая система уравнений всегда имеет решение, и притом единственное, удовлетворяющее условиям: $\theta_{т0} < \theta_{\rho_i} < 1$ ($i = 0, 1, \dots, n-1$), $k_{\sigma} > 0$.

В самом деле, равенства (4) — (6) при k_{σ} , меняющемся в интервале $(0, \infty)$, определяют n монотонно убывающих и непрерывных функций $\theta_{\rho_i}(k_{\sigma})$ ($i = 0, 1, \dots, n-1$). Причем $\theta_{т0} < \theta_{\rho_i}(k_{\sigma}) \leq 1$. Подставляя функции $\theta_{\rho_i}(k_{\sigma})$ в уравнение (7), видим, что его левая часть $S(k_{\sigma})$ также является монотонно убывающей и непрерывной функцией от k_{σ} . Так как $S(0) = 1 - \theta_{в.ф} > 0$ и $S(\infty) = \theta_{т0} - \theta_{в.ф} < 0$, то отсюда следует высказанное утверждение. Если окажется, что $S(1) > 0$, т. е. $k_{\sigma} > 1$, то вместо решения системы (4) — (7) берутся значения θ_{ρ_i} ($i = 0, 1, \dots, n-1$), соответствующие согласно уравнения (4) — (6) значению $k_{\sigma} = 1$. Каждое из уравнений (4) — (6) при фиксированном значении k_{σ} решается методом касательных. Затем, учитывая предыдущее, меняем k_{σ} в нужную сторону и решаем уравнения (4) — (6) с новым значением k_{σ} . Такой метод позволяет найти θ_{ρ_i} и k_{σ} с любой степенью точности. Сходимость метода гарантирована приведенным доказательством существования решения данной системы.

Положим:

$$\tilde{\theta}_{\rho_i} = \begin{cases} \theta_{\rho_i}, & \theta_{т.н.} \leq \theta_{\rho_i} \leq \theta_{т.к.}; \\ \theta_{т.н.}, & \theta_{\rho_i} < \theta_{т.н.}; \\ \theta_{т.к.}, & \theta_{\rho_i} > \theta_{т.к.}; \end{cases}$$

$$i_{\rho_i} = \frac{\tilde{\theta}_{\rho_i} - \theta_{т.н.}}{\theta_{т.к.} - \theta_{т.н.}} k_{\sigma};$$

$$\alpha_{п\rho_i}^* = \frac{\alpha_n}{\mathcal{E} P_{\rho_i} \theta_{\rho_i} i_{\rho_i}};$$

$$c_{п\rho_i} = \frac{1}{l_0 \alpha_{п\rho_i}} \quad (i = 0, 1, \dots, n-1);$$

$$i_{\sigma} = \frac{\sigma}{n} \sum_{i=0}^{n-1} i_{\rho_i} P_{\rho_i}.$$

Исходные функции от времени $G_{\tau}(\tau)$, $\Delta p(\tau)$, $v_{\phi}(\tau)$ задаются своими значениями в точках $\tau_j = \tau_0 + j\Delta\tau$ (τ_0 — момент времени, соответствующий началу отсчета; $\Delta\tau$ — шаг по времени, $j = 1, \dots, N_{\tau}$), причем число таких точек N_{τ} определяется длительностью процесса. Функция $P_{\rho}(\rho)$, где $\rho_0 \leq \rho < 1$, также задается массивом значений в точках $\rho_i = \rho_0 + i\Delta\rho$ ($i = 0, 1, \dots, n-1$; $\Delta\rho = 1/n$; $\rho_0 = 1/2n$). При проведении расчетов достаточно брать n равным 20. Искомые величины определяются в те же моменты времени τ_j ($j = 1, \dots, N_{\tau}$) и в тех же точках ρ_i ($i = 0, 1, \dots, n-1$). Результаты расчетов выводятся на печать в виде таблиц и графиков. В таблицах представлены результаты расчетов при всех τ_j . Графически искомые величины представлены зависимостями двух

* Если окажется, что $\alpha_{п\rho} = \infty$, то печатается символ 99999.

видов при $p = \text{const}$ или при $\tau = \text{const}$. Теперь остановимся на реализации приведенной расчетной схемы в программе для ЭВМ.

1. Ввод исходных данных. Исходные данные записываем в следующем порядке: 1) начальное давление в камере; 2) начальная температура среды; 3) объем камеры сгорания; 4) теплоемкость среды; 5) теплоемкость топлива; 6) цикловая подача топлива; 7) начальная температура топлива; 8) температура конца разгонки топлива; 9) температура начала разгонки топлива; 10) температура испарения; 11) теоретическое необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива; 12) момент времени, соответствующий началу отсчета; 13) точность вычислений средней температуры равновесия; 14) управляющее число (берем со знаком минус в случае отсутствия текстовой информации, при этом исходные данные распечатываем на АЦПУ в указанном здесь порядке; для вычислений по упрощенной схеме модуль этого числа должен быть больше двух); 15) точность вычисления эффективной доли выпрыгнутого топлива, участвующей в теплообмене; 16) шаг по времени; 17) текущая подача топлива (10 значений); 18) безразмерная характеристика объема факела (10 значений); 19) падение давлений в камере в результате теплообмена (10 значений); 20) функция распределения топлива в факеле (20 значений).

Исходные данные (физические постоянные и массивы значений функций от времени и от относительного радиуса) набирают на перфокарты, вводят в ЭВМ, переводят в двоичную систему и записывают в соответствующие ячейки.

2. Печать заголовка, исходных данных, условных обозначений. После печати заголовка в программе предусмотрены две возможности для распечатки исходных данных: а) распечатка отдельных групп исходных данных построчно по 8 чисел в строке; б) распечатка в любой удобной форме с помощью задания на перфокартах декоративного текста; после исходных данных печать условных обозначений.

3. Вычисление величин, не зависящих от времени, $q_n, q_{t0}, \alpha_n, \theta_{t0}, \theta_{t.k}$ $\theta_{t.n}, A, B$; полагаем $j = 1$, т. е. $\tau_j = \tau_0 + \Delta\tau$.

4. Вычисление функций от времени $\sigma(\tau_j), \alpha_\phi(\tau_j), \Pi(\tau_j), \Xi(\tau_j), q(\tau_j), \Delta g(\tau_j), \theta_{v.\phi}(\tau_j), k_\sigma(\tau_j)$ (нулевое приближение); полагаем $x_0 = 0$.

5. Полагаем $i = 0$.

6. Вычисление коэффициентов уравнения; полагаем $x_1 = \theta_{t.n}, x_2 = \theta_{t.k}$.

7. Вычисление с заданной точностью корня основного уравнения $\theta_{\rho_i}(\tau_j)$.

8. Если $\theta_{\rho_i}(\tau_j) < x_1$, то полагаем $x_1 = 0$ и, заменив коэффициенты уравнения, ищем по п. 7 корень уравнения (5).

9. Если $\theta_{\rho_i}(\tau_j) > x_2$, то полагаем $x_2 = 1$ и, заменив коэффициенты уравнения, ищем по п. 7 корень уравнения (6).

10. Полагаем $i = i + 1$; если $i < n$, то переходим к п. 6.

11. Определяем $S(k_\sigma(\tau_j))$.

12. Если $x_0 \neq 0$ и $S(k_\sigma(\tau_j)) S_{\text{пр}}(k_\sigma(\tau_j)) < 0$, то переходим к п. 17.

13. Полагаем $S_{\text{пр}}(k_\sigma(\tau_j)) = S(k_\sigma(\tau_j)) x_0 = 1$.

14. Если $S(k_\sigma(\tau_j)) < 0$, то полагаем $k_\sigma(\tau_j) = k_\sigma(\tau_j) - \Delta k_\sigma$ (величина Δk_σ задана) и переходим к п. 5.

15. Если $k_\sigma(\tau_j) < 1 - \Delta k_\sigma$, то полагаем $k_\sigma(\tau_j) = k_\sigma(\tau_j) + \Delta k_\sigma$ и переходим к п. 5.

16. Полагаем $k_\sigma(\tau_j) = 1$.

17. Полагаем $i_\sigma(\tau_j) = 0, i = 0$.

18. Вычисление $i_{\rho_i}(\tau_j), c_{\rho_i}(\tau_j), a_{\rho_i}(\tau_j)$.

19. Полагаем $i = i + 1$, если $i < n$, то переходим к п. 18.

20. Если $i > n$, то производится определение $i_\sigma(\tau_j)$.

21. Печать таблиц и графиков функций, зависящих от ρ .

22. Полагаем $j = j + 1$, если $j \leq N_\tau$, то переходим к п. 4.

23. Если $j > N_\tau$, то производится печать графиков функций, зависящих от времени τ .

Приведем в качестве примера результаты расчета на ЭВМ смесеобразования в топливном факеле, использовав опытные данные, полученные в НАМИ.

Исходные данные и результаты расчета представлены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1. Расчет испарения и смесеобразования в топливном факеле [топ ливо ШФС, уравнение (3) для θ_p]

Исходные данные: начальное давление в камере 15 кгс/см²; начальная тем- пература среды 673 К; теплоемкость среды 0,188 кал/(г·°С); теплоемкость топ- лива 0,5 кал/(г·°С); цикловая подача топлива 0,1 г/цикл; объем камеры сгорания лива 625 К; температура начала разгонки топлива 341 К; теоретическое необходи- мое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива 14,9 кг; текущая подача топлива, г (0,016; 0,024; 0,037; 0,05; 0,0625; 0,075; 0,0875; 0,09); безразмерная характеристика развития объема факела (0,037; 0,056; 0,078; 0,113; 0,156; 0,2; 0,235; 0,26); теплота испарения 60 кал/г; падение давления в камере в результа- функции распределения топлива в факеле (2,1; 2; 1,875; 1,75; 1,625; 1,5; 1,3125; 0,15).

пература среды 673 К; теплоемкость среды 0,188 кал/(г·°С); теплоемкость топ- лива 0,5 кал/(г·°С); цикловая подача топлива 0,1 г/цикл; объем камеры сгорания лива 625 К; температура начала разгонки топлива 341 К; теоретическое необходи- мое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива 14,9 кг; текущая подача топлива, г (0,016; 0,024; 0,037; 0,05; 0,0625; 0,075; 0,0875; 0,09); безразмерная характеристика развития объема факела (0,037; 0,056; 0,078; 0,113; 0,156; 0,2; 0,235; 0,26); теплота испарения 60 кал/г; падение давления в камере в результа- функции распределения топлива в факеле (2,1; 2; 1,875; 1,75; 1,625; 1,5; 1,3125; 0,15).

Время										0,600 мс										
КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,978	0,081	0,159	0,276	0,991	4,361	0,008	0,008	0,810		0,978	0,081	0,159	0,276	0,991	4,361	0,008	0,008	0,810		
РО	0,025	0,075	0,125	0,175	0,225	0,275	0,325	0,375	0,425	0,475	0,525	0,575	0,625	0,675	0,725	0,775	0,825	0,875	0,925	0,975
АЛПРО	0,512	0,515	0,519	0,525	0,532	0,541	0,559	0,585	0,626	0,668	0,711	0,745	0,787	0,840	0,909	0,996	1,123	1,314	1,724	0,987
ПРО	0,379	0,393	0,411	0,430	0,451	0,474	0,512	0,556	0,607	0,670	0,694	0,719	0,746	0,775	0,805	0,842	0,880	0,921	0,977	0,978
ТЭПРО	0,670	0,676	0,683	0,692	0,701	0,711	0,727	0,746	0,768	0,079	0,806	0,817	0,828	0,840	0,854	0,870	0,886	0,904	0,928	0,939
СПРО	0,131	0,130	0,129	0,127	0,126	0,123	0,119	0,114	0,107	0,098	0,094	0,090	0,085	0,079	0,073	0,067	0,059	0,051	0,038	0,033
Время										0,800 мс										
КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,986	0,122	0,239	0,278	0,988	4,336	0,011	0,011	0,824		0,986	0,122	0,239	0,278	0,988	4,336	0,011	0,011	0,824		
РО	0,025	0,075	0,125	0,175	0,225	0,275	0,325	0,375	0,425	0,475	0,525	0,575	0,625	0,675	0,725	0,776	0,825	0,875	0,925	0,975
АЛПРО	0,512	0,514	0,519	0,525	0,532	0,541	0,559	0,585	0,623	0,684	0,711	0,744	0,785	0,838	0,906	0,999	1,121	1,312	1,721	1,983
ПРО	0,382	0,395	0,413	0,433	0,454	0,477	0,515	0,560	0,612	0,674	0,698	0,724	0,752	0,781	0,812	0,846	0,886	0,928	0,985	0,986
ТЭПРО	0,670	0,676	0,683	0,692	0,701	0,710	0,727	0,746	0,768	0,795	0,805	0,816	0,828	0,841	0,854	0,868	0,886	0,904	0,928	0,939
СПРО	0,131	0,130	0,129	0,127	0,126	0,123	0,119	0,114	0,107	0,098	0,094	0,090	0,085	0,080	0,074	0,067	0,059	0,051	0,038	0,033
Время										1,000 (мс)										
КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,851	0,166	0,369	0,251	0,985	4,815	0,014	0,013	0,836		0,851	0,166	0,369	0,251	0,985	4,815	0,014	0,013	0,836		
РО	0,025	0,075	0,125	0,175	0,225	0,275	0,325	0,375	0,425	0,475	0,525	0,575	0,625	0,675	0,725	0,775	0,825	0,875	0,925	0,975
АЛПРО	0,514	0,517	0,522	0,529	0,536	0,546	0,565	0,593	0,633	0,698	0,726	0,760	0,803	0,858	0,929	1,024	1,154	1,353	1,785	2,163
ПРО	0,340	0,351	0,367	0,384	0,402	0,422	0,455	0,494	0,539	0,592	0,613	0,635	0,658	0,683	0,710	0,739	0,772	0,808	0,851	0,851
ТЭПРО	0,675	0,681	0,688	0,697	0,706	0,716	0,732	0,751	0,774	0,800	0,810	0,821	0,833	0,845	0,858	0,873	0,889	0,907	0,932	0,941
СПРО	0,130	0,129	0,128	0,126	0,124	0,122	0,118	0,113	0,105	0,096	0,092	0,088	0,083	0,078	0,072	0,065	0,058	0,049	0,037	0,032

Время				1,400 (мс)				
КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ
0,625	0,253	0,625	0,298	0,978	4,094	0,021	0,018	0,877

Время				1,600 (мс)				
КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ
0,598	0,303	0,750	0,318	0,975	3,844	0,024	0,019	0,888

Время				1,800 (мс)				
КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ
0,558	0,338	0,875	0,320	0,972	3,829	0,027	0,021	0,891

Время 2,000 (мс)									
КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ	
0,611	0,378	0,899	0,345	0,969	3,571	0,030	0,022	0,891	

РО	0,025	0,075	0,125	0,175	0,225	0,275	0,325	0,375	0,425	0,475	0,525	0,575	0,625	0,675	0,725	0,775	0,825	0,875	0,925	0,975
АЛПРО	0,594	0,604	0,618	0,635	0,654	0,677	0,719	0,777	0,861	0,98	1,038	1,106	1,118	1,292	1,427	1,606	1,871	2,310	3,25	3,772
ПРО	0,366	0,364	0,376	0,388	0,401	0,415	0,437	0,462	0,480	0,522	0,534	0,547	0,560	0,573	0,587	0,602	0,611	0,611	0,611	0,611
ТЭПРО	0,752	0,758	0,766	0,774	0,783	0,793	0,808	0,826	0,844	0,867	0,875	0,884	0,893	0,902	0,912	0,922	0,935	0,947	0,961	0,967
СПРО	0,112	0,111	0,108	0,105	0,102	0,099	0,093	0,086	0,077	0,068	0,064	0,060	0,056	0,051	0,047	0,041	0,035	0,029	0,020	0,01

Расчет на ЭВМ выполнялся с использованием уравнений вида (3) с целью сопоставления результатов машинного и ручного [25] счета.

Как отмечалось, ранее применялась приближенная форма уравнения (3), в которой величина B заменялась на θ_{T_0} :

$$B = \frac{\theta_{T.K} - \theta_{T.H} + \frac{q_H}{q_{T_0}} \theta_{T.H}}{\theta_{T.K} - \theta_{T.H} + \frac{q_H}{q_{T_0}} \theta_{T_0}} \theta_{T_0} \approx \theta_{T_0}.$$

Очевидно, что чем ближе начальная температура топлива к температуре начала испарения, тем меньше величина B отличается от θ_{T_0} . Однако для большинства используемых в настоящее время дизельных топлив эти величины довольно далеки друг от друга ($T_{T_0} = 50^\circ \text{C}$), а $T_{T.H} = 200^\circ \text{C}$).

Для оценки возможностей погрешности были проведены расчеты по точному (1) и приближенному (3) уравнениям для двух видов топлив: дизельного ($T_{T.H} = 450 \text{ K}$) и топлива ШФС ($T_{T.H} = 341 \text{ K}$) при постоянной $T_{T_0} = 310 \text{ K}$ и $T_0 = 673 \text{ K}$. При этом величины B и θ_{T_0} составили соответственно: для дизельного топлива — 0,548 и 0,46, а для топлива ШФС — 0,476 и 0,46.

Результаты расчетов представлены в табл. 2—4. Оказалось, что для топлива ШФС результаты расчетов по двум уравнениям практически совпадают. Для дизельного топлива максимальная погрешность приближенного варианта (по количеству испаренного топлива) достигает 20%. Очевидно, что при дальнейшем росте температуры начала испарения $T_{T.H}$ при постоянной начальной температуре топлива величина погрешности при расчете по приближенному уравнению будет возрастать.

Для оценки влияния начальной температуры газа были дополнительно выполнены расчеты по обоим уравнениям для дизельного топлива при $T_0 = 873 \text{ K}$. Результаты расчетов представлены в табл. 5 и 6. Оказалось, что с ростом температуры газа величина погрешности в расчете количества испаренного топлива уменьшается и составляет в данном случае величину $\sim 10\%$.

Из выражения для B также следует, что при прочих равных условиях ошибка будет больше при расчете смесеобразования узких фракций топлива (так как при этом будет уменьшаться разность $\theta_{T.K} - \theta_{T.H}$ и величина B будет больше отличаться от θ_{T_0}).

Однако помимо вычислительной погрешности замена B на θ_{T_0} нарушает корректность метода. Действительно, проводя рассуждения, аналогичные предыдущим, нетрудно убедиться, что в этом случае параметры уравнений (4) и (5) должны удовлетворять еще дополнительным условиям, чтобы при переходе от (4) к (5) корень уравнения (5) был меньше $\theta_{T.H}$.

Кроме того, нарушается также непрерывность по θ_{T_0} левых частей уравнений (4) — (6), что не всегда позволяет гарантировать существование решения системы.

Таким образом, замена B на θ_{T_0} полностью допустима только в тривиальном случае $\theta_{T.H} = \theta_{T_0}$. В остальных случаях возможность использования приближенной записи уравнения (4) требует специального анализа.

При проведении исследований на ЭВМ в широком диапазоне изменения параметров такое упрощение заведомо не требуется, поскольку трудоемкость расчета при этом не является определяющим фактором.

Т а б л и ц а 2. Расчет испарения и смесеобразования в топливном факеле [топливо ШФС, уравнение (1) для θ_{T_0}]

Исходные данные: начальное давление в камере 15 кгс/см^2 ; начальная температура среды 673 K ; цикловая подача топлива $0,1 \text{ г/цикл}$; объем камеры сгорания 215 см^3 ; начальная температура топлива 310 K ; температура конца разгонки топлива 625 K ; температура начала разгонки топлива 341 K ; текущая подача топлива, г (0,016; 0,024; 0,037; 0,05; 0,0625; 0,075; 0,0875; 0,09); безразмерная характеристика развития объема факела (0,037; 0,056; 0,078; 0,113; 0,156; 0,2; 0,235; 0,26); падение давления в камере в результате теплообмена, кгс/см^2 (0,129; 0,177; 0,225; 0,273; 0,321; 0,369; 0,417; 0,462).

Время 0,600 мс									
КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ	
0,978	0,083	0,159	0,276	0,991	4,361	0,008	0,008	0,810	
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875
АЛПРО	0,487	0,500	0,519	0,567	0,668	0,731	0,827	0,984	1,303
ПРО	0,410	0,447	0,489	0,570	0,681	0,729	0,783	0,849	0,927
ТЭПРО	0,683	0,699	0,717	0,752	0,800	0,821	0,844	0,873	0,906
СПРО	0,137	0,134	0,129	0,118	0,100	0,091	0,081	0,068	0,051

Продолжение табл. 2
Время 1,000 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,876	0,173	0,369	0,251	0,985	4,815	0,014	0,013	0,836		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,488	0,501	0,520	0,560	0,673	0,735	0,831	0,994	0,313	2,009
ПРО	0,370	0,403	0,441	0,513	0,612	0,656	0,705	0,761	0,832	0,876
ТЭПРО	0,685	0,700	0,719	0,754	0,801	0,822	0,846	0,873	0,907	0,939
СПРО	0,137	0,133	0,128	0,117	0,099	0,091	0,080	0,067	0,051	0,033

Время 1,400 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,650	0,264	0,625	0,298	0,978	4,094	0,021	0,018	0,877		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,547	0,573	0,607	0,690	0,859	0,960	1,113	1,372	1,917	3,118
ПРО	0,359	0,384	0,413	0,464	0,531	0,559	0,589	0,622	0,650	0,650
ТЭПРО	0,740	0,756	0,774	0,808	0,851	0,869	0,889	0,910	0,936	0,959
СПРО	0,122	0,117	0,110	0,097	0,078	0,069	0,060	0,048	0,035	0,021

Время 1,600 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,598	0,307	0,750	0,318	0,975	3,844	0,024	0,019	0,888		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,575	0,605	0,646	0,742	0,939	1,057	1,234	1,533	2,201	3,591
ПРО	0,356	0,378	0,404	0,450	0,509	0,532	0,558	0,586	0,598	0,598
ТЭПРО	0,757	0,773	0,792	0,824	0,866	0,882	0,900	0,920	0,944	0,964
СПРО	0,116	0,110	0,103	0,090	0,071	0,063	0,054	0,043	0,030	0,018

Время 2,000 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,611	0,384	0,899	0,345	0,969	3,571	0,030	0,022	0,891		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,586	0,618	0,661	0,763	0,970	1,094	1,281	1,596	2,312	3,775
ПРО	0,372	0,396	0,422	0,468	0,527	0,551	0,576	0,604	0,611	0,611
ТЭПРО	0,764	0,780	0,798	0,830	0,870	0,887	0,904	0,924	0,946	0,966
СПРО	0,114	0,108	0,101	0,087	0,069	0,061	0,052	0,042	0,029	0,017

Т а б л и ц а 3. Расчет испарения и смесеобразования в топливном факеле
[топливо дизельное, уравнение (3) для θ_p]

Исходные данные: начальное давление в камере 23 кгс/см²; начальная температура среды 673 К; цикловая подача топлива 0,1 г/цикл; объем камеры сгорания 215 см³; начальная температура топлива 310 К; температура конца разгонки топлива 633 К; температура начала разгонки топлива 450 К; текущая подача топлива, г (0,016; 0,024; 0,037; 0,05; 0,0625; 0,075; 0,0875; 0,09); безразмерная характеристика развития объема факела (0,037; 0,056; 0,078; 0,113; 0,156; 0,2; 0,235; 0,26); падение давления в камере в результате теплообмена, кгс/см² (0,163; 0,234; 0,304; 0,375; 0,445; 0,513; 0,582; 0,656).

Время 0,600 мс

ҚАСИ	ІСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,979	0,054	0,159	0,423	0,992	4,355	0,007	0,006	0,838		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	2,004	1,596	1,362	1,188	1,184	1,237	1,345	1,544	1,984	2,985
ПРО	0,147	0,207	0,276	0,403	0,572	0,642	0,720	0,812	0,918	0,979
ТЭПРО	0,709	0,726	0,745	0,780	0,827	0,846	0,868	0,894	0,923	0,958
СПРО	0,033	0,042	0,049	0,056	0,056	0,054	0,049	0,043	0,033	0,022

Время 1,000 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,963	0,112	0,369	0,386	0,986	4,807	0,013	0,012	0,853		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	1,775	0,875	0,975
АЛПРО	2,479	1,810	1,66	1,216	1,175	1,210	1,298	1,482	1,878	2,760
ПРО	0,109	0,168	0,235	0,361	0,528	0,600	0,681	0,772	0,883	0,963
ТЭПРО	0,699	0,716	0,35	0,770	0,817	0,838	0,861	0,886	0,918	0,955
СПРО	0,027	0,037	0,145	0,055	0,057	0,055	0,051	0,045	0,035	0,024

Время 1,400 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
1,731	0,223	0,625	0,457	0,980	4,085	0,019	0,016	0,887		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	1,299	1,218	1,173	1,175	1,316	1,425	1,605	1,924	2,574	4,210
ПРО	0,228	0,273	0,323	0,412	0,525	0,571	0,621	0,675	0,731	0,731
ТЭПРО	0,753	0,770	0,788	0,821	0,863	0,880	0,899	0,919	0,952	0,970
СПРО	0,051	0,055	0,057	0,057	0,050	0,047	0,041	0,034	0,026	0,015

Т а б л и ц а 3. Расчет испарения и смесеобразования в топливном факеле
[топливо дизельное, уравнение (3) для θ_p]

Исходные данные: начальное давление в камере 23 кгс/см²; начальная температура среды 673 К; цикловая подача топлива 0,1 г/цикл; объем камеры сгорания 215 см³; начальная температура топлива 310 К; температура конца разгонки топлива 633 К; температура начала разгонки топлива 450 К; текущая подача топлива, г (0,016; 0,024; 0,037; 0,05; 0,0625; 0,075; 0,0875; 0,09); безразмерная характеристика развития объема факела (0,037; 0,056; 0,078; 0,113; 0,156; 0,2; 0,235; 0,26); падение давления в камере в результате теплообмена, кгс/см² (0,163; 0,234; 0,304; 0,375; 0,445; 0,513; 0,582; 0,656).

Время 0,600 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ
0,979	0,054	0,159	0,423	0,992	4,355	0,007	0,006	0,838

РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	2,004	1,596	1,362	1,188	1,184	1,237	1,345	1,544	1,984	2,985
ПРО	0,147	0,207	0,276	0,403	0,572	0,642	0,720	0,812	0,918	0,979
ТЭПРО	0,709	0,726	0,745	0,780	0,827	0,846	0,868	0,894	0,923	0,958
СПРО	0,033	0,042	0,049	0,056	0,056	0,054	0,049	0,043	0,033	0,022

Время 1,000 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ
0,963	0,112	0,369	0,386	0,986	4,807	0,013	0,012	0,853

РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	1,775	0,875	0,975
АЛПРО	2,479	1,810	1,66	1,216	1,175	1,210	1,298	1,482	1,878	2,760
ПРО	0,109	0,168	0,235	0,361	0,528	0,600	0,681	0,772	0,883	0,963
ТЭПРО	0,699	0,716	0,35	0,770	0,817	0,838	0,861	0,886	0,918	0,955
СПРО	0,027	0,037	0,145	0,055	0,057	0,055	0,051	0,045	0,035	0,024

Время 1,400 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ
1,731	0,223	0,625	0,457	0,980	4,085	0,019	0,016	0,887

РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	1,299	1,218	1,173	1,175	1,316	1,425	1,605	1,924	2,574	4,210
ПРО	0,228	0,273	0,323	0,412	0,525	0,571	0,621	0,675	0,731	0,731
ТЭПРО	0,753	0,770	0,788	0,821	0,863	0,880	0,899	0,919	0,952	0,970
СПРО	0,051	0,055	0,057	0,057	0,050	0,047	0,041	0,034	0,026	0,015

Время 1,600 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,694	0,276	0,750	0,488	0,977	3,835	0,022	0,017	0,897		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	1,227	1,180	1,162	1,200	1,382	1,511	1,718	2,080	2,872	4,707
ПРО	0,253	0,294	0,341	0,423	0,526	0,567	0,612	0,660	0,694	0,694
ТЭПРО	0,767	0,784	0,802	0,834	0,874	0,890	0,908	0,927	0,969	0,973
СПРО	0,054	0,056	0,057	0,055	0,048	0,044	0,039	0,032	0,023	0,014

Время 2,000 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,727	0,354	0,899	0,529	0,971	3,563	0,028	0,021	0,898		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	1,214	1,175	1,162	1,207	1,400	1,533	1,748	2,121	2,950	4,836
ПРО	0,274	0,317	0,366	0,451	0,558	0,600	0,646	0,695	0,727	0,727
ТЭПРО	0,771	0,787	0,805	0,837	0,877	0,893	0,910	0,928	0,958	0,974
СПРО	0,055	0,057	0,057	0,055	0,047	0,043	0,038	0,031	0,022	0,013

Таблица 4. Расчет испарения и смесеобразования в топливном факеле [топливо дизельное, уравнение (1) для θ_p]

Исходные данные: Начальное давление в камере 23 кгс/см²; начальная температура среды 673 К; цикловая подача топлива 0,1 г/цикл; объем камеры сгорания 215 см³; начальная температура топлива 310 К; температура конца разгонки топлива 633 К; температура начала разгонки топлива 450 К; текущая подача топлива, г (0,016; 0,024; 0,037; 0,05; 0,0625; 0,075; 0,0875; 0,09); безразмерная характеристика развития объема факела (0,037; 0,056; 0,078; 0,113; 0,156; 0,2; 0,235; 0,26); падение давления в камере в результате теплообмена, кгс/см² (0,163; 0,234; 0,304; 0,375; 0,445; 0,513; 0,582; 0,656).

Время 0,600 мс

ҚАСИ	ІСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,979	0,072	0,159	0,423	0,992	4,355	0,007	0,006	0,838		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,943	0,903	0,881	0,893	0,994	1,074	1,198	1,419	1,876	2,987
ІРО	0,296	0,347	0,407	0,515	0,661	0,720	0,790	0,868	0,959	0,979
ТЭПРО	0,750	0,765	0,781	0,811	0,852	0,868	0,888	0,909	0,934	0,958
СПРО	0,071	0,074	0,076	0,075	0,067	0,062	0,056	0,047	0,035	0,022

Время 1,000 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,988	0,156	0,369	0,386	0,986	4,807	0,013	0,012	0,853		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,997	0,933	0,894	0,888	0,957	1,023	1,135	1,328	1,736	2,695
ПРО	0,258	0,309	0,368	0,476	0,630	0,693	0,764	0,848	0,945	0,988
ТЭПРО	0,739	0,753	0,770	0,799	0,842	0,859	0,878	0,901	0,928	0,953
СПРО	0,067	0,071	0,075	0,075	0,070	0,065	0,059	0,050	0,038	0,024

Время 1,400 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,819	0,349	0,750	0,488	0,977	3,835	0,022	0,017	0,897		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,880	0,879	0,894	0,959	1,138	1,254	1,436	1,749	2,453	4,011
ПРО	0,346	0,388	0,437	0,524	0,636	0,681	0,730	0,784	0,819	0,819
ТЭПРО	0,783	0,797	0,813	0,842	0,879	0,894	0,910	0,928	0,949	0,968
СПРО	0,076	0,076	0,075	0,069	0,058	0,053	0,046	0,038	0,027	0,016

Время 2,000 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,877	0,449	0,899	0,529	0,971	3,563	0,028	0,021	0,898		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,880	0,879	0,894	0,961	1,141	1,258	1,441	1,756	2,467	4,033
ПРО	0,372	0,418	0,470	0,563	0,682	0,730	0,782	0,840	0,877	0,877
ТЭПРО	0,784	0,798	0,814	0,843	0,880	0,894	0,911	0,929	0,949	0,968
СПРО	0,076	0,076	0,074	0,069	0,058	0,053	0,046	0,38	0,027	0,016

Т а б л и ц а 5. Расчет испарения и смесеобразования в топливном факеле [топливо дизельное, уравнение (3) для θ_p]

Исходные данные: начальное давление в камере 23 кгс/см²; начальная температура среды 873 К; цикловая подача топлива 0,1 г/цикл; объем камеры сгорания 215 см³; начальная температура топлива 310 К; температура конца разгонки топлива 633 К; температура начала разгонки топлива 450 К; текущая подача топлива, г (0,016; 0,024; 0,037; 0,05; 0,0625; 0,075; 0,0875; 0,09); безразмерная характеристика развития объема факела (0,037; 0,056; 0,078; 0,113; 0,156; 0,2; 0,235; 0,26); падение давления в камере в результате теплообмена, кгс/см² (0,234; 0,326; 0,418; 0,511; 0,603; 0,694; 0,786; 0,905).

Время 0,600 мс

КАСИ	ЛСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,984	0,109	0,159	0,326	0,989	4,368	0,010	0,009	0,782		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,529	0,497	0,475	0,463	0,553	0,644	0,778	1,001	1,443	2,322
ЛРО	0,492	0,581	0,685	0,881	0,984	0,984	0,984	0,984	0,984	0,984
ТЭТРО	0,620	0,639	0,661	0,703	0,790	0,815	0,843	0,874	0,909	0,942
СПРО	0,126	0,134	0,141	0,144	0,121	0,104	0,086	0,067	0,046	0,028

Время 1,000 мс

КАСИ	ЛСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,977	0,235	0,369	0,297	0,981	4,831	0,018	0,016	0,808		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,561	0,518	0,487	0,464	0,512	0,595	0,718	0,922	1,325	2,126
ЛРО	0,428	0,515	0,617	0,811	0,977	0,977	0,977	0,977	0,977	0,977
ТЭТРО	0,607	0,625	0,647	0,689	0,777	0,803	0,831	0,864	0,902	0,937
СПРО	0,119	0,129	0,137	0,144	0,130	0,112	0,093	0,072	0,050	0,031

Время 1,400 мс

КАСИ	ЛСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,811	0,409	0,625	0,352	0,973	0,114	0,026	0,022	0,852		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,479	0,468	0,463	0,488	0,683	0,799	0,971	1,256	1,823	2,954
ЛРО	0,545	0,620	0,706	0,811	0,811	0,811	0,811	0,811	0,811	0,811
ТЭТРО	0,656	0,675	0,698	0,769	0,824	0,846	0,870	0,97	0,927	0,954
СПРО	0,139	0,143	0,144	0,137	0,098	0,083	0,069	0,53	0,036	0,022

Время 1,600 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,780	0,496	0,750	0,376	0,969	3,866	0,030	0,024	0,865		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,470	0,464	0,465	0,530	0,745	0,872	1,062	1,377	2,005	3,253
ПРО	0,578	0,651	0,734	0,780	0,780	0,780	0,780	0,780	0,780	0,780
ТЭПРО	0,670	0,690	0,712	0,783	0,837	0,857	0,880	0,05	0,933	0,958
СПРО	0,142	0,144	0,144	0,126	0,090	0,076	0,063	0,48	0,033	0,020

Время 2,000 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,844	0,641	0,899	0,408	0,960	3,603	0,039	0,029	0,863		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,470	0,464	0,465	0,527	0,740	0,866	1,055	1,367	1,989	3,230
ПРО	0,621	0,699	0,789	0,844	0,844	0,844	0,844	0,844	0,844	0,844
ТЭПРО	0,669	0,689	0,711	0,782	0,836	0,857	0,880	0,905	0,933	0,958
СПРО	0,142	0,144	0,144	0,127	0,090	0,077	0,063	0,049	0,033	0,020

Т а б л и ц а 6. Расчет испарения и смесеобразования в топливном факеле
[топливо дизельное, уравнение (1) для θ_p]

Исходные данные: начальное давление в камере 23 кгс/см²; начальная температура среды 873 К; цикловая подача топлива 0,1 г/цикл; объем камеры сгорания 215 см³; начальная температура топлива 310 К; температура конца разгонки топлива 633 К; температура начала разгонки топлива 450 К; текущая подача топлива, г (0,016; 0,024; 0,037; 0,05; 0,0625; 0,075; 0,0875; 0,09); безразмерная характеристика развития объема факела (0,037; 0,056; 0,078; 0,113; 0,156; 0,2; 0,235; 0,26); падение давления в камере в результате теплообмена, кгс/см² (0,234; 0,326; 0,418; 0,511; 0,603; 0,694; 0,786; 0,905).

Время 0,600 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,984	0,125	0,159	0,326	0,989	4,368	0,010	0,009	0,782		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,378	0,375	0,376	0,399	0,553	0,643	0,778	1,000	1,442	2,321
ПРО	0,651	0,732	0,827	0,984	0,984	0,984	0,984	0,984	0,984	0,984
ТЭПРО	0,654	0,671	0,691	0,729	0,791	0,815	0,843	0,874	0,910	0,942
СПРО	0,177	0,178	0,176	0,167	0,121	0,104	0,086	0,067	0,046	0,028

Время 1,000 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,977	0,274	0,369	0,297	0,981	4,831	0,018	0,016	0,808		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,384	0,377	0,375	0,384	0,512	0,595	0,718	0,921	1,325	2,126
ПРО	0,592	0,671	0,764	0,941	0,977	0,977	0,977	0,977	0,977	0,977
ТЭПРО	0,642	0,659	0,679	0,717	0,778	0,803	0,832	0,864	0,902	0,937
СПРО	0,174	0,177	0,178	0,174	0,130	0,112	0,093	0,072	0,050	0,031

Время 1,400 мс

КАСИ	ИСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	КУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,861	0,466	0,625	0,352	0,973	4,114	0,026	0,022	0,852		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,375	0,377	0,384	0,465	0,649	0,758	0,921	1,190	1,724	2,790
ПРО	0,673	0,745	0,829	0,861	0,861	0,861	0,861	0,861	0,861	0,861
ТЭПРО	0,679	0,696	0,717	0,760	0,817	0,839	0,864	0,892	0,923	0,951
СПРО	0,178	0,177	0,174	0,144	0,103	0,088	0,072	0,056	0,038	0,024

Время 1,600 мс

ҚАСИ	ІСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	ҚУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,780	0,535	0,750	0,376	0,969	3,866	0,030	0,024	0,865		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,378	0,385	0,421	0,530	0,745	0,872	1,062	1,377	2,004	3,255
ІРО	0,688	0,754	0,780	0,780	0,780	0,780	0,780	0,780	0,780	0,780
ТЭПРО	0,700	0,718	0,741	0,784	0,837	0,858	0,881	0,906	0,933	0,958
СПРО	0,177	0,174	0,159	0,126	0,090	0,076	0,063	0,048	0,033	0,020

Время 2,000 мс

ҚАСИ	ІСИ	СИГ	АЛФИ	П	Э	ҚУ	ДЕЖ	ТЭТВФ		
0,869	0,708	0,899	0,408	0,960	3,603	0,039	0,029	0,863		
РО	0,075	0,175	0,275	0,375	0,475	0,575	0,675	0,775	0,875	0,975
АЛПРО	0,377	0,382	0,408	0,514	0,721	0,844	1,027	1,331	1,935	3,141
ІРО	0,746	0,820	0,869	0,869	0,869	0,869	0,869	0,869	0,869	0,869
ТЭПРО	0,695	0,713	0,735	0,778	0,832	0,854	0,877	0,903	0,931	0,957
СПРО	0,177	0,175	0,164	0,130	0,092	0,079	0,065	0,050	0,034	0,021

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. К ВОПРОСУ О ЗАПАХЕ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ

Работа дизельных двигателей, как правило, сопровождается характерным запахом выхлопных газов. Интерес к снижению запаха выхлопных газов дизелей усилился за последние годы в силу наметившейся тенденции более широкого использования дизельных двигателей на транспортных установках, вплоть до легковых автомобилей, работающих в городских условиях, что не может не отразиться на окружающей среде. Хотя запах отработавших газов дизелей сам по себе классифицируется только как неприятный, тот факт, что он способен вызывать отрицательную реакцию у людей, привел к включению его, наряду с дымностью отработавших газов, в число факторов, подлежащих ограничению, благодаря чему это требование было отражено в поправке 1966 г. к Закону США о чистоте воздуха. В связи с этим в ряде стран стали проводиться интенсивные исследования проблем, связанных со снижением запаха отработавших газов дизелей. Например, в США подобные работы проводятся с 1965 г. вначале Департаментом здравоохранения, а в последние годы Агентством по охране окружающей среды (ЕРА). Следует отметить, что исследование запаха отработавших газов дизелей усложняется тем фактом, что он представляет собой субъективное ощущение: разные люди воспринимают один и тот же запах по-разному. В США было произведено специальное исследование по изучению реакции широких слоев населения на запах дизельных отработавших газов.

В настоящее время получила распространение методика оценки запаха продуктов сгорания, разработанная доктором Амосом Турком (США). Оценка

запах по этой методике производится путем сравнения испытуемого газа с набором эталонов качества и интенсивности запаха, который включает в себя 28 химических эталонов, представляющих различные качества и интенсивность запаха газов.

Для оценки интенсивности общего запаха продуктов сгорания дизелей предназначены 12 образцов набора. Запах образцов усиливается от 1-го к 12-му. Этот суммарный запах, обозначаемый буквой Д, состоит из четырех отчетливых компонентов, обозначаемых соответственно буквами Ж (жжено-дымный), М (маслянистый), А (ароматический) и Е (едкий). Каждый из компонентов по своей интенсивности разделяется на четыре группы. Эксперты обучают оценивать запах отработавших газов, сравнивая его с запахом различных эталонов из набора.

Т а б л и ц а 1. Режимы, на которых оценивается запах отработавших газов (ОГ) дизельных автобусов

Рабочий режим *	Скорость автомобиля, км/ч	Мощность, л. с.
Постоянная скорость (1)	32	20
Постоянная скорость (2)	64	40
Постоянная скорость, холостой ход (3)	—	—
Холостой ход, ускорение (4)	0—56	30 (при 30 км/ч)
Постоянная скорость, торможение (5)	64—0	40 (при 64 км/ч)

* Все режимы протекают при имитации полной инерции автобуса.

Для примера рассмотрим некоторые результаты экспериментов, выполненных Юго-западным НИИ США, с применением описанной выше методики *. Для испытаний были выбраны грузовики с четырехтактными дизелями «Камминс» NH220 и автобусы с двухтактными дизелями фирмы «Дженерал моторс детройт дизель» 6-V-72-E.

Для оценки запаха отработавших газов автобусов было выбрано пять режимов, приведенных в табл. 1. Запах продуктов сгорания грузовиков оценивался на шести режимах (табл. 2). Всего было обследовано 10 автобусов и 10 грузовиков. Результаты испытаний приведены в табл. 3 и 4, на основании которых можно заключить следующее.

1. Разброс значений оценки интенсивности запаха невелик для различных машин: суммарная интенсивность запаха Д колеблется в пределах 10%, что следует признать очень высокой достовер-

ностью измерений, учитывая субъективность измерения запаха и различие в качестве процесса сгорания у десяти автомобилей.

2. Суммарная интенсивность запаха примерно равна сумме интенсивностей отдельных компонентов Ж (жжено-дымного), М (маслянистого), А (ароматического) и Е (едкого).

3. Интенсивность запаха отработавших газов дизельных автобусов значительно выше интенсивности запаха отработавших газов грузовых автомобилей.

Подобным методом может быть оценено влияние на интенсивность запаха режимов работы, способов смесеобразования и т. д. Так, Юго-западным НИИ были оценены известные в настоящее время методы снижения запаха отработавших газов: впрыск небольшой дозы топлива во впускной коллектор, разбавление продуктов сгорания воздухом, дефорсирование двигателя, установка каталитических нейтрализаторов, применение двигательного тормоза Джейкобса. Назначение последнего состоит в торможении автомобиля на режимах принудительного холостого хода, что достигается открытием выпускных клапанов на такте впуска, в результате чего двигатель работает как воздушный компрессор, усиливая

* Один из авторов книги участвовал в проведении подобного исследования в указанном институте США (г. Сан-Антонио, Техас).

Т а б л и ц а 2. Режимы, на которых оценивается запах ОГ дизельных грузовиков

Режим *	Передача	Частота вращения, об/мин	Скорость автомобиля при близительная, км/ч	Мощность, л. с.
Постоянная скорость (1)	7	1700	42	150
» » (2)	7	2100	53	150
Холостой ход (3)	Нейтральная	575	—	—
Холостой ход, ускорение (4)	1	1500	0—13	—
Ускорение (5)	9	2100	69—85	60 (при 69 км/ч)
Постоянная скорость, торможение (6)	9	2100	83—0	160 (при 83 км/ч)

* Все режимы протекают при имитации полной инерции грузовика 15Т.

Т а б л и ц а 3. Оценка запаха ОГ автобусов (по данным Юго-западного НИИ США, Техас)

Рабочий режим	Количество запаха	Городские автобусы										Средняя величина
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	Д	7,1	6,6	6,6	6,1	7,2	6,8	7,1	5,8	5,9	7,0	6,6
2		7,1	7,2	7,8	6,5	6,3	7,2	6,6	6,8	6,8	8,0	7,0
3		7,7	7,1	7,3	6,6	6,4	7,6	7,8	6,8	7,6	7,5	7,2
4		7,3	8,1	8,4	8,5	8,2	7,9	8,4	7,2	7,4	7,7	7,9
5		7,8	7,7	7,5	7,3	8,4	8,5	8,9	5,0	7,0	8,2	7,6
1	Ж	2,5	2,2	2,0	2,2	2,6	2,2	2,5	1,7	1,9	2,2	2,4
2		2,3	2,4	2,6	2,2	2,2	2,5	2,3	2,3	2,4	2,8	2,4
3		2,6	2,7	2,4	2,2	2,3	2,6	2,7	2,3	2,6	2,6	2,5
4		2,4	3,0	2,9	2,8	2,9	2,8	3,0	2,5	2,4	2,6	2,7
5		2,9	2,8	2,5	2,8	2,9	3,0	3,1	1,3	2,2	2,7	2,6
1	М	2,1	1,9	1,9	1,8	2,0	2,2	2,1	1,6	1,8	2,0	1,9
2		2,1	2,3	2,4	2,0	1,8	2,4	2,2	2,0	2,2	2,3	2,2
3		2,0	1,9	2,0	1,8	1,8	2,2	2,2	2,0	2,4	2,2	2,1
4		2,4	2,6	2,5	2,7	2,6	2,7	2,8	2,0	2,2	2,4	2,5
5		2,3	2,3	2,1	2,6	2,6	2,5	2,9	1,3	2,1	2,4	2,3
1	А	1,5	1,3	1,5	1,6	1,6	1,3	1,7	1,2	1,3	1,1	1,4
2		1,4	1,8	2,0	1,7	1,3	1,5	1,9	1,5	1,3	1,4	1,6
3		1,7	1,9	1,8	1,5	1,7	1,8	2,2	1,7	2,0	1,9	1,8
4		1,7	2,1	2,0	2,1	1,9	1,9	2,0	1,7	1,9	1,7	1,9
5		2,1	2,1	1,7	2,2	2,1	2,2	2,3	0,7	1,7	1,4	1,9
1	Е	1,1	1,0	1,0	1,0	1,3	1,4	1,6	0,7	0,8	1,2	1,1
2		1,2	1,3	1,6	1,1	1,1	1,4	1,2	1,1	1,2	1,6	1,3
3		1,5	1,6	1,3	1,6	1,4	2,0	1,8	1,3	1,6	1,3	1,5
4		1,4	1,9	2,0	1,6	1,9	2,0	2,2	1,4	1,4	1,4	1,7
5		1,5	1,8	1,5	2,1	2,1	2,1	2,4	0,3	1,5	1,6	1,7

Т а б л и ц а 4. Оценка запаха ОГ грузовиков
(по данным Юго-западного НИИ, США, Техас)

Рабочий режим	Количество запаха	Седельные тягачи										Средняя величина
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	Д	3,0	2,8	3,3	1,5	3,9	2,8	3,2	2,5	2,5	3,4	2,9
2		3,1	2,7	2,0	2,1	2,8	2,2	1,5	1,2	2,5	3,3	2,3
3		4,2	3,8	4,1	4,2	3,1	3,5	3,9	2,9	4,1	4,5	3,8
4		3,9	2,9	4,0	3,0	3,1	2,9	3,3	2,3	2,3	3,5	3,1
5		3,5	2,4	3,9	3,3	3,7	2,7	2,9	2,0	3,6	2,8	3,1
6		5,4	4,2	5,3	4,7	5,9	4,9	4,6	4,0	4,6	5,5	4,9
1	Ж	0,7	0,8	0,8	0,3	1,1	0,7	0,7	0,4	0,5	0,5	0,7
2		0,6	0,7	0,4	0,6	0,6	0,6	0,3	0,3	0,5	0,9	0,5
3		0,9	0,9	1,0	1,1	0,9	0,9	0,9	0,7	1,0	1,1	0,9
4		0,9	0,8	1,1	0,7	0,7	0,6	0,8	0,5	0,4	0,6	0,7
5		0,7	0,6	0,9	0,8	0,9	0,7	0,7	0,4	0,8	0,7	0,8
6		1,4	1,1	1,5	1,1	1,8	1,3	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2
1	М	0,8	0,7	0,8	0,6	0,9	0,8	0,8	0,8	0,5	0,7	0,7
2		0,7	0,7	0,8	0,8	0,6	0,6	0,5	0,4	0,7	0,8	0,7
3		0,9	0,8	0,9	1,0	0,7	1,0	0,8	0,8	1,1	1,2	1,0
4		1,0	0,8	1,0	0,9	0,7	1,0	0,8	1,0	1,0	0,9	0,9
5		0,9	0,8	0,8	0,9	0,8	0,9	0,9	0,8	1,0	0,9	0,8
6		1,1	1,0	1,3	1,1	1,3	1,1	0,9	1,0	1,2	1,5	1,2
1	А	0,7	0,6	0,9	0,4	0,8	0,7	1,0	0,8	0,5	1,0	0,7
2		0,8	0,5	0,5	0,6	0,7	0,6	0,2	0,3	0,3	0,8	0,5
3		0,9	0,9	1,0	1,0	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
4		1,0	0,6	0,9	0,8	0,7	0,8	0,9	0,5	0,5	1,1	0,8
5		0,7	0,5	0,9	0,8	1,0	0,7	0,7	0,5	0,7	0,7	0,7
6		1,0	0,8	1,1	1,1	1,3	1,1	0,8	0,9	0,9	0,8	1,0
1	Е	0,1	0,2	0,1	0	0,4	0,1	0,1	0,4	0	0,5	0,2
2		0,1	0,2	0	0,1	0,2	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,2
3		0,4	0,3	0,3	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,6	0,9	0,4
4		0,1	0,3	0,2	0,2	0,3	0	0,3	0,2	0,1	0,4	0,2
5		0	0,1	0,2	0,2	0,5	0,1	0,2	0,1	0,5	0,5	0,2
6		0,4	0,4	0,6	0,6	1,0	0,4	0,5	0,5	0,6	1,1	0,6

обычный эффект торможения двигателем и повышая срок службы и надежность тормозов. К числу побочных положительных эффектов, приписываемых обычно тормозу Джейкобса, относятся уменьшение запаха и дымности отработавших газов. Результаты исследований показали, что ни один из этих способов, за исключением каталитических нейтрализаторов, не оказывает заметного влияния на запах продуктов сгорания дизелей. При применении нейтрализаторов в ряде случаев было отмечено некоторое снижение интенсивности запаха в результате каталитического окисления продуктов неполного сгорания.

В исследованиях дизельных запахов по программе Рикардо также было исследовано влияние ряда мероприятий на уровень запаха отработавших газов.

Т а б л и ц а 5. Классификация составов, влияющих на запах
(составлена Иллинойским НИИ)

Общий класс	Определенный класс	Характеристика запаха
Ароматические углеводороды	Алкилбензолы	Неприятный, жженный
	Алкенилбензолы	Жженный
	Метилинданы	Запах сожженного топлива
	Нафталины	Нафталиновый
	Тетралины	Жженный
Неароматические углеводороды	Алкены/алкины	Жженный
Гетероциклические виды серы	Тиофены	Зловонно-жженный
	Бензотиофены	Жженный
Альдегиды	Парафиновые альдегиды	Альдегидный
	Ароматические альдегиды	Приятный
	Фуранельдегиды	Неприятный

Т а б л и ц а 6. Характеристика запахов углеводородов

Состав	Характеристика запаха *	Состав	Характеристика запаха *
Толуол	Без запаха	Бензотиофен с замещенным C_2	Горелый
Этилбензол	Резкий	Этанал	Приятный, душистый
<i>p</i> -ксилен	Резкий	<i>N</i> -пропанал	Приятный, душистый
<i>m</i> -ксилен	Резкий	<i>N</i> -бутанал	Неприятный, альдегидный
Бензол с замещенным C_4	Резкий запах топлива	<i>N</i> -пентанал	Неприятный, альдегидный
Триметил- или метилэтилбензол	Резкий	<i>N</i> -гексанал	Альдегидный
<i>p</i> -этилстирол или метилаллил	—	<i>N</i> -гептанал	Цитрусовый, альдегидный
Бензол	Неприятный, жженный	<i>N</i> -октанал	Альдегидный
Бензол с замещенным C_5	Резкий, жженный	Бензальдегид	Резкий вишневый
Аллилтолуол	Резкий, горелый	Бензальдегид с замещенным C_2	Приятный, душистый
Бензол с замещенным C_4	Резкий, горелый	Этилбензальдегид	Душистый, цветочный
Этил- или диметилцумен	Очень резкий, горелый	Толуальдегид	Приятный, цветочный
Нафталин	Нафталиновый	Ацетон	Приятный
Метилнафталин	Нафталиновый	Ацетон и метилаллилкетон (предположительно)	Зловонный
Метилиндан	Запах сгоревшего топлива	Ацетофенон	Приятный, цветочный
Диметилиндан	Запах сгоревшего топлива	Метилацетофенон	Приятный, душистый
Метилтетралин	Запах горелой резины		
Декан	Без запаха		
1,7-октадин (предположительно)	Резкий, горелый		
Алкин	Неприятный, горелый		
Триметилтиофен	Зловонный		

* Эти запахи воспринимались при концентрации, соответствующей концентрации выхлопных газов.

Оказалось, что такие факторы, как степень сжатия, давления открытия иглы форсунки, температура охлаждающей среды, температура воздуха на входе оказывают незначительное влияние на уровень запаха. Также было показано, что катализ выхлопных газов является на сегодняшний день лишь действенным средством снижения запаха продуктов сгорания дизелей, действующим единообразно во всем диапазоне нагрузочных и скоростных режимов. Очевидно, что применение каталитических нейтрализаторов не является оптимальным решением задачи — компоненты, вызывающие запах отработавших газов, являющиеся следствием процесса сгорания. Следовательно, главный путь борьбы с запахом продуктов сгорания лежит в направлении выявления и последующего изучения тех стадий самого процесса сгорания, которые определяют образование веществ, определяющих запах отработавших газов, и управления ими с тем, чтобы этот запах снизить. Несомненно, что знание химической природы носителей запаха поможет в борьбе с ним.

Поэтому с целью более глубокого понимания природы запаха отработавших газов были выполнены специальные исследования, имеющие целью идентифицировать химические соединения, влияющие на отдельные компоненты запаха продуктов сгорания.

В Иллинойском научно-исследовательском техническом институте совместно с фирмой «Артур Д. Литл» было проведено исследование по определению характеристик компонентов, влияющих на запах отработавших газов дизельных двигателей. Были выявлены многие моно- и полиоксидированные продукты частичного окисления, обнаруженные в незначительных количествах в отработавших газах и влияющие на их запах.

Многие виды углеводородов ароматических и циклических классов, включая нафталены, инданы, тетралины и циклопарафины, а также некоторые компоненты с парафиновыми или олефиновыми боковыми цепями, были выделены как сильные составляющие запахов отработавших газов. Отмечены также в качестве составляющих общий запах отработавших газов и многочисленные неароматические углеводороды, имеющие более одной двойной или тройной связи. Было установлено, что ароматические альдегиды бензола и фурана и даже парафиновые альдегиды — от этанола до *n*-октанола — могут иметь различные запахи от приятного до зловонного и должны являться существенными компонентами запахов дизельных отработавших газов. В табл. 5 приведена классификация классов по составу, влияющих на запах, а в табл. 6 приведены характеристики отдельных углеводородов при концентрации их, соответствующей содержанию в отработавших газах.

Применение хроматографирования на жидкой колонке позволило получить три основных фракции, резко различающиеся по запаху, и выделяемые посредством различных экстрагентов.

Основная фракция (70% по массе органического конденсата) оказалась без запаха. Вторая фракция (14% всей массы конденсата) имела запах, характеризующийся как масляно-керосиновый. Третья фракция (3% по массе) имела дымно-жженный запах.

В проводимых в настоящее время работах основной упор делается на изучении и идентификации химических компонентов, влияющих на запах отработавших газов дизелей. В дальнейшем круг изученных параметров двигателей и топлива расширится, что позволит разработать упрощенную методику анализа составляющих компонентов запаха. Установив сравнительное влияние этих химических компонентов на запах отработавших газов, можно обеспечить базу для уменьшения этого запаха.

Список литературы

1. Бездольная Е. И. Исследование фильтруемости дизельных топлив при положительных температурах по шкале Цельсия. Автореф. дис. Л.—М.: ЦНИТА—ВНИИ НП, 1975.
2. Брилинг Н. Р., Вихерт М. М., Гутерман И. И. Быстроходные дизели. — М.: Машгиз, 1951.
3. Вихерт М. М., Мазинг М. В. Параметры топливной аппаратуры дизелей с непосредственным впрыском. — Автомобильная промышленность, 1973, № 11.
4. Вихерт М. М. Перспективы развития показателей рабочего процесса дизелей. — Автомобильная промышленность, 1971, № 12.
5. Вихерт М. М., Филиппосьянц Т. Р. Дымность и токсичность современных дизелей. — Автомобильная промышленность, 1972, № 10.
6. Влияние типа рабочего процесса и режимов работы быстроходных дизелей на свойства сажи и отработавшие газы. — Автомобильная промышленность, 1975, № 10. Авт.: М. М. Вихерт, А. П. Кратко, И. С. Рафалькес, Г. А. Смирнов, П. А. Теснер.
7. Вырубов Д. Н. О методике расчета испарения топлива. — В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. — М.: Машгиз, 1964 (МВТУ, № 25).
8. Гриншпан А. З., Романов С. А., Свиридов Ю. Б. Аналитическая модель развития факела распыленного жидкого топлива в неподвижной газовой среде. — Л. — Труды ЦНИТА, 1975, вып. 64.
9. Гриншпан А. З., Романов С. А., Свиридов Ю. Б. О расчете развития не-испарившегося факела распыленного жидкого топлива по заданной характеристике впрыска. — Л. — Труды ЦНИТА, 1976, вып. 68.
10. Гриншпан А. З., Романов С. А. Применение ЭВМ для расчета испарения капли жидкого топлива. — Л. — Труды ЦНИТА, 1976, вып. 68.
11. Зеленихин А. И., Зеленихин С. А. Влияние расположения многодырчатого распылителя относительно камеры сгорания на конструкцию и режим работы его соплового аппарата. — Л. — Труды ЦНИТА, 1975, вып. 64.
12. Исследование смесеобразования и выделения тепла в дизеле с пленочным смесеобразованием. — Автомобильная промышленность, 1974, № 5. Авт.: М. М. Вихерт, И. И. Гершман, Ю. Г. Грудский, А. П. Кратко.
13. Кондратов В. В. Исследование работы системы фильтрации топлива тракторных двигателей и разработка методов повышения срока службы плунжерных пар насоса высокого давления. Автореф. дис. — Л.: ЦНИТА—ЛСХИ, 1969.
14. Кутовой В. А. Расчет мелкости распыливания топлива различной вязкости при впрыске в среду с противодавлением. — В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. М., НИИИнформтяжмаш, 1971.
15. Лышевский А. С. Распыливание топлива в судовых дизелях. — Л.: Судостроение, 1971.
16. Малявинский Л. В. Товарные нефтепродукты. Справочник. — М.: Химия, 1971.
17. Малявинский Л. В., Россинский В. М. Исследование влияния цетанового числа дизельных топлив на показатели работы двигателя. — Химия и технология топлив и масел, 1976, № 2.
18. Морозов Г. А. Применение топлив и масел в дизелях. — Л.: Недра, 1964.
19. Николаева В. Г., Малявинский Л. В. О топливах для Севера. — Химия и технология топлив и масел, 1970, № 5.
20. Папок К. К., Рагозин Н. А. Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям. — М.: Химия 1975.
21. Папок К. К., Семенидо Е. Г. Моторное топливо. — М.: Гостоптехиздат, 1953.
22. Перспективы применения топлив широкого фракционного состава в быстроходных дизелях. — М.: НИИНавтопром. 1967. Авт.: М. М. Вихерт, И. И. Гершман, Л. В. Малявинский, Ю. Б. Свиридов.

23. Пьядичев Э. В., Зеленихин А. И. Влияние материала распылителей форсунок дизелей на закоксовывание сопловых отверстий. — Л. — Труды ЦНИТА, 1973, вып. 57.

24. Свиридов Ю. Б. Теория воспламенения в условиях дизельного двигателя. — Л. — Труды ЦНИТА, 1967, № 35, 36.

25. Свиридов Ю. Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. — Л.: Машиностроение, 1972.

26. Свиридов Ю. Б., Гриншпан А. З., Романов С. А. О расчете испаряющегося дизельного факела. — Л. — Труды ЦНИТА, 1977, вып. 69.

27. Свиридов Ю. Б., Шатров Е. В., Филиппосьянц Т. Р. Новая установка для исследования процессов смесеобразования, сгорания и оценка моторных качеств дизельных топлив. — М.: НИИавтопром, 1968.

28. Свиридов Ю. Б., Козырев В. А. Проблема токсичности автомобильных двигателей в США. — М.: НИИНавтопром, 1976.

29. Семенов Н. Н. О некоторых проблемах химической кинетики и реакционной способности (свободные радикалы и цепные реакции). — М.: АН СССР, 1958.

30. Сербинов А. И. Самовоспламенение распыленных жидких топлив. — В сб.: Сгорание в транспортных поршневых двигателях. М., АН СССР, 1951.

31. Соколик А. С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. — М.: АН СССР, 1960.

32. Соколик А. С., Войнов А. Н., Свиридов Ю. Б. Влияние химических и турбулентных факторов на процесс сгорания в двигателе. — В сб.: Сгорание в транспортных поршневых двигателях. М., АН СССР, 1951.

33. Топливный насос распределительного типа. Авт. свид. № 312953. Бюллетень ГКИО № 26 от 31 авг. 1971 г. Авт.: Б. Н. Файнлейб, Г. П. Ширяев, Г. А. Александров, Р. Ю. Кайрис, А. М. Гинзбург, А. В. Бейнартас, В. И. Барасев, Н. И. Самусь, В. И. Журбенко, Б. Г. Пиневич.

34. Трусов В. И., Дмитренко В. П., Масляный Г. Д. Форсунки автотракторных дизелей. — М.: Машиностроение, 1977.

35. Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Справочник. — Л.: Машиностроение, 1974.

36. Фейгин С. А., Норејко Л. М., Алексеева Г. И. К вопросу о расширении масштабов дизелизации автомобильного парка. — Химия и технология топлив и масел, 1973, № 9.

37. Bosch R. Technische Berichte, 1974, Bd, 4, Heft 7.

38. CAV/Simms fuel injection equipment. — Diesel and Gas Turbine Catalog, 1970, vol. 35.

39. Iost W. Explosions-und Verbrennungsvogänge in Gasen. Berlin, 1939.

40. Salvi G. L'ottimazione dell'impiego dell'energia nel sistema raffineria—combustibile — veicolo. — ATA, 1976, vol. 29, N 2.

Оглавление

Предисловие	3
Введение	5
Глава 1. Дизельные топлива	10
1. Требования к дизельным топливам	—
2. Производство дизельных топлив	24
3. Ресурсы топлив для дизелей	30
Глава 2. Топливоснабжение автотракторных дизелей	31
4. Эксплуатационные характеристики отечественных дизельных топлив	32
5. Транспортировка, хранение топлив и заправка баков	36
6. Организация ведения топливного хозяйства	42
Глава 3. Перспективная система питания топливом автотракторных дизелей	44
7. Требования к системе питания	—
8. Особенности систем подачи топлива низкого давления тракторов	45
9. Рекомендации по системам подачи топлива тракторов и автомобилей	52
10. Фильтрация топлива	55
Глава 4. Топливные насосы и форсунки автотракторных дизелей	66
11. Требования к топливной аппаратуре	—
12. Схемы и конструкции топливной аппаратуры	70
13. Анализ конструкций топливных насосов высокого давления	74
14. Вязкостный корректор	89
15. Форсунки	90
Глава 5. Процессы смесеобразования	96
16. Анализ теорий смесеобразования	—
17. Впрыск топлива в камеру сгорания	101
18. Распыливание топлива	103
19. Структура неиспаряющегося нестационарного дизельного факела	106
20. Теплообмен и испарение в дизельном топливном факеле	115
21. Смесеобразование в дизельном топливном факеле	120
22. Испарение различных топлив	124
Глава 6. Процессы воспламенения и горения топлива в дизеле	127
23. Особенности процессов в условиях дизеля	—
24. Диффузионное воспламенение топлива в неоднородном факеле [24]	129
25. Экспериментальное исследование диффузионного воспламенения в топливном факеле	136
26. Воспламенение различных топлив	143
27. Воспламенение в вихревом потоке	144
28. Расчет задержки воспламенения в топливном факеле	148
29. Процесс горения распыленного топлива	150
30. Горение распыленного топлива в вихревом потоке	154
31. Процесс горения различных топлив [25]	156

Глава 7. Камеры сгорания и особенности рабочих процессов дизелей	161
32. Типы камер сгорания и их параметры	—
33. Характеристики смесеобразования и сгорания в дизелях . . .	165
34. Дымность и токсичность отработавших газов	170
35. Влияние вида топлива на индикаторные показатели и дымность отработавших газов	174
Глава 8. Топлива широкого фракционного состава	176
36. Характеристика топлив ШФС	—
37. Получение летних топлив ШФС	177
38. Получение зимних и арктических топлив ШФС	180
39. Топлива ШФС на базе газовых конденсаторов	184
40. Стабильность топлива ШФС при длительном хранении	187
41. Техничко-экономический эффект от использования топлив ШФС	—
Глава 9. Исследования и испытания топлив широкого фракционного состава	190
42. Направление исследований	—
43. Определение параметров процесса впрыска	192
44. Исследование смесеобразования и сгорания на безмоторной установке	194
45. Исследование влияния сорта топлива на показатели одноцилиндрового отсека ЯМЗ-236	195
46. Исследования рабочих процессов на дизелях Д-50 и Д-240 . . .	199
47. Стендовые испытания автомобильных и тракторных дизелей на различных топливах	204
48. Лабораторно-дорожные и эксплуатационные испытания автомобилей на различных топливах	210
49. Полевые эксплуатационные испытания тракторов на топливе ШФС Л	215
50. Пусковые испытания дизеля ЯМЗ-236	218
Приложения	221
Список литературы	245