

М430458

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ,
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

Акчурин Харес Исхакович

ВЗАИМОСВЯЗЬ

МЕЖДУ КОНСТРУКТИВНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ И РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ
ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ, УСТАНОВЛЕННАЯ И ИСПОЛЬЗОВАННАЯ
ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ИХ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ
(05.04.02 - тепловые двигатели)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Москва

1985

Работа выполнена в Горьковском институте инженеров водного транспорта.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент Качиян И.К.

Официальные оппоненты: доктор технических наук Скуридин А.А.,
доцент, кандидат технических наук
Качиян А.С.

Ведущее предприятие - Коломенский тепловозостроительный завод
им. В.В.Куйбышева

Защита диссертации состоится "17" июня 1985 г.
в "14" часов на заседании специализированного Совета по тепловым машинам и теоретическим основам теплотехники при МВТУ им. Н.Э. Баумана (шифр К.053.15.05) по адресу: г. Москва, 107005, Лефортовская набережная, д.1, корпус факультета "Энергомашиностроение".

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

Автореферат разослан "17" мая 1985 г.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим
направить по адресу: 107005.2-я Бауманская ул.; д.5, МВТУ,

1 Ефимов С.И.

М 430458

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года", принятых на XXVI съезде КПСС, обращается особое внимание на увеличение производства дизелей с высокими технико-экономическими показателями. Для обеспечения выпуска новых дизелей с наивыгоднейшими параметрами, сокращения сроков их создания, а также улучшения качества серийных дизелей в материалах съезда указывается на необходимость расширения проектно-конструкторских и научно-исследовательских работ с применением электронно-вычислительной техники.

Определяющее значение в достижении высоких технико-экономических показателей дизелей принадлежит рациональной организации рабочего процесса.

Создание достаточно точной математической модели смесеобразования, учитывающей особенности протекания этих процессов в условиях камеры сгорания дизеля, обобщение экспериментальных данных, а также статистических по многим дизелям позволят с наименьшей трудоёмкостью, затратами времени и средств определить наивыгоднейшие конструктивные параметры дизелей и наметить пути улучшения их технико-экономических показателей.

Цель работы. Создание достаточно точной математической модели смесеобразования и сгорания и установление с ее помощью и с помощью статистических данных обобщенных зависимостей между конструктивными параметрами, определяющими высокие технико-экономические показатели дизелей. Раскрытие логической связи между физическими процессами, протекающими в камере сгорания при изменении конструктивных параметров процесса впрыска, размеров соплового наконечника распылителя и камеры сгорания. Определение наивыгоднейших конструктивных параметров новых дизелей и уточнение их для серийных.

Научная новизна. Разработана математическая модель смесеобразования и сгорания для установления взаимосвязей между конструктивными параметрами и рабочим процессом. Предложены графические и расчетные зависимости для определения конструктивных размеров соплового наконечника распылителя и камеры сгорания, степени сжатия, параметров процесса впрыска, коэффициента избытка воздуха в цилиндре, средней скорости поршня и других параметров, обеспечивающих высококачественное протекание рабочего процесса дизелей

1

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1430458

Акчурин Х.И. Взаимосвязь



с различными диаметрами цилиндров и значениями среднего эффективного давления. С помощью математической модели смесеобразования и сгорания и экспериментальных данных исследован характер изменений параметров рабочего процесса в зависимости от продолжительности и угла сгорания впрыска, конструктивных размеров соплового наконечника, аспылителя и камеры сгорания. Исследованы особенности протекания рабочего процесса в высокооборотных, повышенной оборотности и среднеоборотных дизелях.

Практическая ценность. Полученные зависимости позволяют определить конструктивные параметры для новых дизелей и уточнить их для серийных. Намечены пути улучшения топливной экономичности серийных дизелей. Даны рекомендации по снижению удельного эффективного расхода топлива дизелей 6ДНЗС/40, 6ДНЗ0/38 и 6ДН21/21.

Реализация результатов исследования. Материалы работы использованы на дизелестроительном заводе "Двигатель революции" при проведении проектно-конструкторских и доводочных работ по дизелям типа ДН 36/40, на Коломенском тепловозостроительном заводе им. В.В. Куйбышева для улучшения топливной экономичности дизелей 6ДНЗ0/38 и на машиностроительном заводе им. Ф.Э. Дзержинского для повышения топливной экономичности дизелей 6ДН21/21.

Апробация работы. Результаты проведенных исследований доложены на заседании Всесоюзного семинара по ДВС при МВТУ им.Н.Э. Баумана в 1979 г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив" (Москва, МВТУ, 1980 г.), на научно-технической конференции "Проблемы речного транспорта" (Горький, ГИИВТ, 1980 г.), на Всесоюзной научно-технической конференции "Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания" (Москва, МАДИ, 1982 г.), на заседаниях кафедры "Судовые энергетические установки" ГИИВТ в 1982 и 1984 годах, на заседании НТО отдела главного конструктора по машиностроению Коломенского тепловозостроительного завода им. В.В. Куйбышева в 1983 году и на заседании НТС отдела главного конструктора завода "Двигатель революции" в 1984 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано пять печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, литературы и приложений. Она содержит 117 страниц основного текста, 48 страниц с рисунками, 37 страниц с рисунками и основными текстом, 4 страницы с таблицами, 15 страниц со списком использованной литературы, включающим 148 наименований, 12 страниц с приложениями.

Содержание работы

Первая глава посвящена обзору и анализу существующих методов определения конструктивных параметров, влияющих на рабочий процесс. Отмечается, что для их определения, в основном, применяют зависимости и номограммы, полученные по результатам обработки статистических данных, а также методы расчета рабочего процесса, позволяющие рассчитать только ограниченное количество параметров.

Анализ исследований процессов, протекающих в камере сгорания, и методов расчета рабочего процесса позволил выделить для расчета смесеобразования и сгорания следующие основные физические процессы: подачу топлива; развитие топливных струй; образование капель, их движение, нагрев, испарение и сгорание; теплоотдачу в стенки камеры сгорания. Ниже излагаются результаты анализа методов расчета этих процессов.

Применение в математической модели того или иного метода расчета зависит от поставленной задачи. Если требуется непосредственно определить конструктивные параметры топливной аппаратуры, то используют гидродинамический метод расчета характеристики впрыска топлива. При исследовании взаимосвязи между характеристикой впрыска топлива и динамикой тепловыделения применяют полуэмпирический метод, то есть вычисляют характеристику впрыска, используя осциллограмму давления топлива в топливном трубопроводе. Эмпирические методы позволяют просто определить закон подачи топлива и сократить машинное время расчета одного варианта.

Развитие топливных струй в камере сгорания влияет на коэффициент избытка воздуха в струях. Теория развития топливных струй в настоящее время не разработана. Поэтому предложено много эмпирических, полуэмпирических и теоретических методов расчета. Все они имеют характерные недостатки. В математических моделях рабочего процесса в основном используют для расчета угла конуса и длины струй топлива за период задержки воспламенения критериальные уравнения А.С. Лышевского. Ограниченность этих формул заключается в том, что они не учитывают влияние на длину и угол конуса топливных струй характеристики впрыска топлива. Работ, посвященных исследованию распространения топливных струй после периода задержки воспламенения, мало, а методы расчета их движения имеют допущения и упрощения.

Процесс распада струй на капли, ввиду исключительной его сложности, до сих пор не получил математического описания. Расчет производят по средним параметрам впрыска как среднего размера капель, так

и характеристики распыливания. Для этого используют, в основном, формулы В.А. Кутюкова.

Скорость движения капель влияет на их испарение и распределение топлива по объему камеры сгорания. Почти все исследователи для расчета скорости движения капель используют уравнение движения твердого тела. Для вычисления коэффициента сопротивления капле предложено большое количество эмпирических зависимостей. Предпочтение следует отдать формулам, опубликованным Ф.Б. Крамером, которые согласуются с физикой процесса движения жидких капель.

Наиболее простым и распространенным методом расчета испарения капель является изотермическая модель, разработанная Вурубовым Д.Н. В этой модели рассмотрение нагрева капель до критической температуры опускается потому, что нагревается только ее поверхность, а не весь объем капли. В камерах сгорания дизелей, где осуществляется тонкое распыливание, применяют статическую модель испарения, а там, где грубое - динамическую.

Для расчета коэффициента теплоотдачи большинство исследователей используют общее критериальное уравнение $Nu = f(Re^m Pr^n)$. Показатель степени m критерия Re имеет значение $m = 0,5$ или $0,8$, так как одни исследователи считают течение газа в пограничном слое ламинарным, другие - турбулентным. Показатель степени критерия Pr имеет различные значения, что объясняется большой погрешностью определения Pr по сравнению с потребной для выявления влияния Pr на Nu .

Проведенный анализ методов расчета физических процессов помог найти общие закономерности и вскрыть недостатки в описании этих процессов, позволил поставить задачу дальнейших исследований по их изучению.

Во второй главе проведены исследования физических процессов, обобщены и уточнены методы их расчетов. В результате обобщения опыта предыдущих исследователей, использования данных, полученных автором, разработана математическая модель смесеобразования и сгорания для исследования взаимосвязей между конструктивными параметрами и рабочим процессом.

Наименее изучен процесс сгорания топлива, испарившегося за период задержки воспламенения, поэтому в начальный период сгорания скорость сгорания рассчитывают по эмпирическим уравнениям, затем с учетом физических процессов, протекающих в камере сгорания. Анализ аппроксимированных характеристик сгорания уравнением И.И. Виле 30 двигателей с различными диаметрами цилиндров и значениями среднего

эффективного давления и номинальной частоты вращения коленчатого вала показал, что процесс сгорания в дизелях с объемным смесеобразованием может быть достаточно точно описан этим уравнением при известных продолжительностях и показателях характера сгорания. Расчет процесса сгорания в математической модели производится по уравнению сгорания И.И. Вибе. Постоянные, входящие в это уравнение, и угол опережения воспламенения вычисляются по параметрам процессов, протекающих в камере сгорания. Такое решение задачи облегчает вычисление скорости сгорания и позволяет сразу установить взаимосвязь между конструктивными параметрами и показателями рабочего процесса без аппроксимации вычисленных характеристик сгорания.

Угол опережения воспламенения вычисляется по углам опережения впрыска и задержки воспламенения, а угол задержки воспламенения — по эмпирической формуле В.П. Матвеевко в зависимости от давления и температуры газов в камере сгорания в момент впрыска при заданной скорости поршня. Предложено определять показатель характера сгорания m при известных продолжительности сгорания и угле опережения воспламенения, по совпадению расчетного максимального давления P_2 , вычисленного при различных m , с опытным значением P_2 . Погрешность определения индикаторной работы L_i по предложенному методу составила для двигателей различных конструкций 41 12,5/17, 17Н 25/34, 27Н 26/26, 67Н 36/45, 17Н 36/40, 67Н 40/46 не более 3,3%. Маленькая погрешность определения индикаторной работы в разработанном методе получилась из-за того, что более точно удается вычислить скорость сгорания около в.м.т., где наиболее эффективно происходит превращение тепла в работу. Если максимальное давление сгорания неизвестно, то оно в математической модели вычисляется по параметрам протекающих процессов, в зависимости от давления конца сжатия P_c , фактора динамичности цикла σ и периода задержки воспламенения τ_i и по расчетной зависимости, справедливой для широкого диапазона изменения $P_c = (50+80)10^5$ Па, $\sigma = 0,1+0,9$ и $\tau_i = (3+21) \cdot 10^{-4}$ с. Погрешность определения максимального давления сгорания по данному методу для вышеуказанных двигателей составила не более 3,6%. Продолжительность сгорания определяется по окончании испарения и сгорания капель топлива и рассчитывается, в основном, в зависимости от размера, момента образования, скорости и величины деформации капель, параметров среды в цилиндре, коэффициента избытка воздуха в струях, физических свойств топлива и газов.

Если в элементарных струях, образовавшихся в результате распыливания на каждом $\Delta \varphi$, выделить диаметры капель, массовое коли-

чество которых наибольшее d_k , и построить по ним и по количеству распыленного топлива суммарную характеристику распыливания, то она почти совпадет с той, которая будет определена сложением характеристик распыливания элементарных струй. Кроме этого, вычисленная скорость испарения по d_k будет близкой к средней скорости испарения капель в элементарных струях. Эта гипотеза была подтверждена большим количеством расчетов. Для вычисления этого размера капель использовано уравнение А.С. Лышевского. Значение коэффициента E в этом уравнении для d_k нами определено по экспериментальным характеристикам распыливания В.А. Кутового и вычисленным характеристикам распыливания по формуле А.С. Лышевского. Полученные значения коэффициента E аппроксимированы уравнениями.

Начальная скорость капель определяется по эмпирической формуле, куда входят размер капель, плотность газов и критическое значение числа Вебэра равное 10,7, что соответствует наиболее устойчивому состоянию капли. Движение капель в струе рассчитывается по уравнению движения твердого тела, куда входит коэффициент сопротивления капли Ψ_k . Его значение вычисляется по формулам, опубликованным Ф.Б. Крамером. Недостатком формулы для чисел $Re > 80$ является то, что она позволяет получить для различного начального диаметра капель разные значения Ψ_k , а по опытным данным многих исследователей $\Psi_k \approx 1,55$. Поэтому в формулу, справедливую для чисел $Re > 80$, был введен коэффициент, зависящий от начального размера капель. Для вычисления этого коэффициента получена расчетная зависимость.

Испарение капли вычисляется при ее скорости выше скорости срыва пламени $U_{ср}$, а сгорание - при скорости ниже или равной $U_{ср}$. Для получения расчетной зависимости, позволяющей определить $U_{ср}$, за основу было принято условие сохранения пламени на поверхности капли Д.Б. Сполдинга, которое после соответствующих преобразований и подстановок приведено к виду, удобному для вычисления $U_{ср}$ капель, испаряющихся в условиях камеры сгорания дизеля.

Для исследования процесса нагрева и испарения капель топлива в условиях, приближенных к условиям в камере сгорания, была разработана математическая модель нагрева и испарения деформированной капли. В предложенном методе расчета объем капли делится на элементарные объемы по поверхностям, геометрически подобными эллипсоидам вращения, а также коническими поверхностями с известным интервалом изменения угла раскрытия. Испарение капли в модели происходит квазистационарно по геометрически подобным элементарным слоям, на которые

разделена капля. В расчетах учитывается изменение теплофизических свойств топлива в зависимости от температуры. Для наружного и внутренних слоев капли составлены два различных уравнения теплового баланса. Для определения температуры наружного слоя было применено уравнение материального баланса к элементарным объемам. Разработанная модель позволила рассчитать распределение температуры по объему капли и по ее поверхности, а также скорость и время ее испарения. В результате расчетно-теоретических исследований получено следующее:

- капля в камере сгорания не нагревается до критической температуры из-за неравномерного нагрева топлива по ее объему, что исключает возможность мгновенного превращения капли в пар;
- скорость испарения деформированной капли может на 10% превосходить скорость испарения капли сферической формы,
- применение изотермической модели нагрева и испарения капель топлива позволяет вычислить скорость испарения достаточно точно и с наименьшими затратами времени.

В математической модели смесеобразования и сгорания расчет испарения капель производится по методу Д.Н. Вырубова, а сгорание - по методике Д.Б. Сполдинга. Уравнение для определения постоянной сгорания преобразовано таким образом, что в нее вошли коэффициент избытка воздуха в струях α_c и относительное количество выгоревшего топлива. На основе уравнения теплового баланса получена расчетная зависимость для вычисления температуры поверхности движущихся капель. В эту зависимость введен опытный коэффициент K_α , зависящий от α_c по следующей причине. Принято считать, что тепловой поток к каплям идет пропорционально разности температур поверхности капли и газов. Чем больше воздуха в струях, тем на меньшую величину понижается температура газов T_r , тем больше тепловой поток к каплям. С уменьшением количества воздуха в струях понижение T_r увеличивается, а тепловой поток к каплям уменьшается. Зависимость K_α от α_c была установлена по совпадению опытной индикаторной работы с одной из вычисленных индикаторных работ по математической модели смесеобразования и сгорания при различных значениях K_α .

Коэффициент избытка воздуха в струях вычисляется по количеству вырынутого топлива и количеству охваченного воздуха топливными струями. Угол конуса и длину топливных струй до воспламенения предложено определять через текущую среднюю скорость истечения за период от начала подачи до t_i . Для этого в уравнение А.С.

Лышевского для вычисления угла конуса струй $\alpha_{ст}$ и их длины L_c были введены коэффициенты. Их значения установлены по вычисленным $\alpha_{ст}$ и L_c при максимальной и текущей средней скоростях истечения топлива. После воспламенения L_c определяется по движению ведущих капель, расположенных в вершинах топливных струй. Развитие топливных струй в камере сгорания отличается от их движения в бомбе при одинаковой плотности газов. При встрече со стенками камеры сгорания они увеличиваются в объеме, форма их получается сложной, шлейф отличается от конуса, а вершина - от полусферы. Но на смесеобразование влияет не форма струй, а объем, охваченный ими $V_{сис}$, так как от него зависит α_c . Зависимость для определения $V_{сис}$ получена через объемы струй, развившихся в свободном пространстве, и их объем, который располагается за контурами камеры сгорания. Значения коэффициента K и показателя степени P в этой зависимости установлены по сопоставлению расчетных L_i , вычисленных при различных K и P , с опытными L_i дизелей типа ЧН21/21, ЧН36/40, ЧН36/45. Условия взаимодействия топливных струй со стенками камеры сгорания изменялись за счет выступления распыливающих отверстий распылителя и угла их наклона.

В математической модели смесеобразования и сгорания для расчета тепловых потерь коэффициент теплоотдачи вычисляется по определяющей скорости $W_{гс}$, полученной по суммарной механической энергии газов в камере сгорания. Расчет $W_{гс}$ производится с учетом конструктивных размеров камеры сгорания и скорости поршня. Результаты расчетов тепловых потерь в систему охлаждения по предложенному методу удовлетворительно совпали со статистическими данными дизелей с $D_{ц} = 0,15 \div 0,55$ м, $P_e = (7,5 \div 22,5) 10^5$ Па и $n_m = 7,5 \div 42,5$ об/с.

По скорости сгорания, вычисленным тепловым потерям и другим параметрам в математической модели смесеобразования и сгорания рассчитываются давление и температура газов, индикаторная работа и расход топлива и другие показатели рабочего процесса. По индикаторным параметрам вычисляются эффективные показатели.

В третьей главе исследовано изменение механической напряженности и топливной экономичности дизелей в зависимости от диаметра цилиндра.

Анализ параметров и технико-экономических показателей четырехтактных дизелей с объемным смесеобразованием и исследования рабочего процесса с помощью математической модели позволили по статис-

тическим данным определить изменение цилиндровой мощности $N_{ц}$, степени сжатия ε , удельного эффективного расхода топлива g_e , тепловых потерь в систему охлаждения Q_0 , механического к.п.д. η_m , средней скорости поршня C_m и коэффициента избытка воздуха в цилиндре α_u в зависимости от диаметра цилиндра. Затем по этим параметрам, которые наиболее значительно изменяются в зависимости от D_u , были вычислены остальные параметры рабочего процесса: давление наддува P_k , фактор динамичности цикла σ , степень повышения давления газов λ , индикаторный к.п.д. η_i , продолжительность сгорания φ_r , P_c , P_z и $W_{то}$. Величина η_i рассчитывалась по значениям индикаторного расхода топлива q_i и ее теплоте сгорания, а q_i - по g_e и η_m . Значения P_c , σ , λ , φ_r , P_e , P_z и $W_{то}$ вычислялись по математической модели смесеобразования и сгорания. Зависимости φ_i и $\eta_i = f(D_u)$ определены по статистическим и расчетным данным, а P_k , σ , λ , P_c , P_z и $W_{то} = f(D_u)$ - по вычисленным. Получено, что ε_i мало зависит от D_u , а φ_i быстро увеличивается с уменьшением диаметра цилиндра потому, что повышается частота вращения коленчатого вала. Увеличение φ_i приводит к значительному росту фактора динамичности цикла. Несмотря на уменьшение давления конца сжатия с уменьшением D_u максимальное давление сгорания увеличивается из-за преобладающего влияния роста σ . Повышение P_z и снижение P_c приводят к быстрому увеличению степени повышения давления газов. Следовательно, с уменьшением диаметра цилиндра значительно увеличивается σ , P_z и λ приводит к росту механической напряженности дизелей. Об этом свидетельствуют также повышение допустимых напряжений в деталях и уменьшение срока службы двигателей. Если бы с уменьшением D_u и соответствующим увеличением η_m не происходило увеличение ε , то σ , P_z и λ росли еще быстрее. Следовательно, увеличение степени сжатия с уменьшением диаметра цилиндра и соответствующим увеличением η_m позволяет осуществить не только надежный пуск и устойчивую работу двигателя, но и существенно снизить его механическую напряженность.

С увеличением диаметра цилиндра индикаторный к.п.д. медленно уменьшается из-за преобладающего влияния увеличения φ_r и снижения λ и ε над уменьшением Q_0 . У дизелей с высоким P_e индикаторный к.п.д. получается несколько меньше, чем у дизелей с низким P_e , в основном, из-за того, что

у них продолжительность сгорания оказывается больше. Несмотря на уменьшение η_i с увеличением $D_{ц}$ топливная экономичность дизелей улучшается из-за преобладающего влияния увеличения η_m . Для дизелей с высоким P_e удельный эффективный расход топлива получается меньше из-за более высокого значения η_m , чем для дизелей с низким P_e . Следовательно, с увеличением $D_{ц}$ и повышением P_e снижение q_e происходит, в основном, из-за увеличения η_m .

В четвертой главе с помощью математической модели смесеобразования и сгорания анализа экспериментальных данных исследовано влияние параметров процесса впрыска, конструктивных размеров распылителя на параметры рабочего процесса. Раскрыта логическая связь между физическими процессами, протекающими в камере сгорания. С помощью расчетных и статистических данных установлена зависимость параметров процесса впрыска, конструктивных размеров соплового наконечника распылителя от $D_{ц}$ при различных P_e . Даны рекомендации по выбору наиболее выгодных конструктивных параметров топливной аппаратуры для новых двигателей и уточнению для серийных. Исследовано изменение технико-экономических показателей дизелей при варьировании параметрами процесса впрыска и конструктивными размерами распылителя.

Исследование влияния продолжительности впрыска φ_b на параметры рабочего процесса при его изменении за счет среднего давления впрыска $P_{рс}$ и условия $P_z = const$ и $\varphi_{об} = var$ показало, что существуют оптимальные φ_b и $P_{рс}$, при которых q_e получается минимальным. Величины наиболее выгодных φ_b и $P_{рс}$ зависят от конструктивных размеров распылителя и исходных параметров процесса сгорания. Значения этих наиболее выгодных параметров установлены для дизелей типа ЧН 36/40, ЧН 30/38, ЧН 21/21 при характерных конструктивных размерах соплового наконечника распылителя и камеры сгорания. С уменьшением φ_b продолжительность сгорания быстро уменьшается, так как растет α_c и уменьшается размер капель из-за увеличения скорости истечения топлива. Сокращение φ_b приводит к увеличению σ , и, следовательно, и P_z . Для сохранения $P_z = const$ уменьшают $\varphi_{об}$, при этом уменьшается и угол опережения воспламенения. Сокращение φ_r влияет на q_e в сторону уменьшения, а уменьшение θ - в сторону увеличения, в итоге наименьшее q_e получается при определенной φ_b .

Параметры рабочего процесса изменяются неодинаково при изменении продолжительности впрыска за счет диаметра распыливающих отверстий и давления впрыска. Так, с уменьшением продолжительнос-

ти впрыска за счет увеличения d_p , а не P_{pc} , размер капель не уменьшается, а увеличивается, α_c растет медленнее. Увеличение размера капель влияет на продолжительность сгорания в сторону увеличения, а повышение α_c - в сторону уменьшения, наименьшее значение φ_r получается при определенной φ_b . Сокращение φ_b приводит к увеличению σ и P_z . Для сохранения $P_z = const$ приходится уменьшать φ_b , что приводит к сокращению φ_i и θ . Характер изменения $g_e = f(\varphi_b)$ зависит, в основном, от значений φ_r и θ , которые они принимают при различных φ_b .

Зависимости g_e/g_{en} и $P_z/P_{zn} = f(\varphi_b/\varphi_{bn})$ получаются почти одинаковыми для четырехтактных дизелей с различными $D_{ц}$, n и P_e . С увеличением φ_b/φ_{bn} максимальное давление сгорания и степень повышения давления газов растут линейно, а g_e сначала уменьшается, а потом растет. Существует оптимальное значение φ_b , при котором g_e получается минимальным. Зависимость $g_e/g_{en} = f(\varphi_b/\varphi_{bn})$ определяется, в основном, изменениями φ_r , θ и λ в зависимости от φ_b/φ_{bn} .

Увеличение удельного эффективного расхода топлива при отклонении угла наклона топливных струй γ от наилучшего значения происходит из-за увеличения φ_r , а увеличение φ_r из-за уменьшения α_c . При одном и том же относительном изменении γ наиболее значительно изменяется α_c в высокооборотных дизелях, чем в среднеоборотных. Из-за изменения α_c изменяются продолжительность сгорания и удельный эффективный расход топлива более значительно в высокооборотных дизелях, чем в среднеоборотных.

Для высокооборотных, повышенной оборотности и среднеоборотных дизелей установлена одинаковая зависимость $g_e/g_{en} = f(l_p/l_{pn})$ при изменении l_p и d_p при $f_p = const$. С увеличением l_p при $f_p = const$ диаметр распыляющих отверстий распылителя уменьшается, что приводит к уменьшению размера капель, угла конуса и длины топливных струй. Уменьшение $\alpha_{ст}$ и L_c снижает степень охвата топливными струями пространства камеры сгорания, а, следовательно, и α_c . Уменьшение размера капель с увеличением l_p влияет на φ_r в сторону уменьшения, а снижение α_c - в сторону увеличения, в результате минимальная продолжительность сгорания и наименьший удельный эффективный расход топлива получаются при определенном l_p .

Расчеты с помощью математической модели смесеобразования и

сгорания наивыгоднейших параметров процесса впрыска и конструктивных размеров соплового наконечника распылителя и обработка статистических данных по этим параметрам показали, что с увеличением диаметра цилиндра d_p , φ_b , l_p и ρ_{pc} увеличиваются. Увеличение этих конструктивных параметров происходит, в основном, потому, что растет цикловая подача топлива q_c . Для более высоких Pe получаются и большие значения d_p , φ_b , l_p и ρ_{pc} из-за больших q_c . Увеличение d_p , ρ_{pc} и плотности газов за период впрыска с ростом D_c и повышением Pe приводит к увеличению α_{cr} . Для устранения касания топливных струй днища крышки цилиндра при больших α_{cr} уменьшают δ . Поэтому в дизелях с увеличением диаметра цилиндра и среднего эффективного давления из-за увеличения α_{cr} угол наклона топливных струй уменьшается. В дизелях с доведенным рабочим процессом α_{cr} мало зависит от D_c и колеблется около 1, а размер капель быстро возрастает с увеличением D_c . Несмотря на значительный рост размера капель, топливо в камере сгорания успевает сгореть полностью потому, что Π_n уменьшается, а время, которое отводится на сгорание, увеличивается.

В результате расчетов по математической модели смесеобразования и сгорания установлены оптимальные параметры процесса впрыска и конструктивные размеры распылителя для дизелей 6ЧН36/40, 6ЧН30/38 и 6ЧН21/21 при характерных для них средних давлениях впрыска и конструктивных размерах камеры сгорания.

Автором предложены следующие расчетные зависимости для определения параметров процесса впрыска и конструктивных размеров соплового наконечника распылителя:

диаметра распыляющих отверстий распылителя в м

$$d_p = \sqrt{\frac{140 \cdot 10^{-6} q_c N_{eu}}{\mu_p l_p \varphi_b \rho_r^{0.5} \sqrt{\rho_{pc} - \rho_g}}}; \quad (4.1)$$

количества распыляющих отверстий распылителя

$$l_p = 16 D_c^{0.5} (5.4 \cdot 10^{-7} Pe D_c^{-0.5})^{0.032} D_c^{-1.65}; \quad (4.2)$$

угла наклона топливных струй в градусах

$$\delta = 1450 D_c^{0.075} Pe^{-0.15} \sqrt{1 - D_c^2}; \quad (4.3)$$

давления впрыска в Па

$$P_{pc} = (1,84 \cdot 10^7 + 5,7 \cdot 10^7 D_u) \cdot (54 \cdot 10^{-7} p_e D_u^{-0,5})^{2,5 D_u^{0,3}}; \quad (4.4)$$
 продолжительности впрыска в градусах поворота коленчатого вала

$$\varphi_3 = 1,32 \cdot 10^{-2} p_e^{0,3} D_u^{-0,15} (15 D_u + 24,5). \quad (4.5)$$

Зависимости 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 и 4.5 справедливы для четырехтактных дизелей с $D_u = 0,1 + 0,65$ м и $p_e = (18 + 32) \cdot 10^5 D_u^{0,5}$ Па.

В пятой главе исследовано влияние размеров камеры сгорания на показатели рабочего процесса. Установлена взаимосвязь между размерами камеры сгорания и диаметром цилиндра при различных значениях среднего эффективного давления. Даны рекомендации по выбору наиболее выгодных конструктивных размеров камеры сгорания новых дизелей и уточнению серийных двигателей.

Влияние объема вытеснителя V_8 на показатели рабочего процесса при его изменении за счет высоты вытеснителя H_8 исследовалось с помощью математической модели смесеобразования и сгорания и обобщения экспериментальных данных четырех дизелей с различными D_u , p_e и n_n . Получено, что с уменьшением V_8 удельный эффективный расход топлива уменьшается из-за преобладающего влияния на q_e уменьшения продолжительности сгорания, над увеличением тепловых потерь в систему охлаждения. Уменьшение φ_r связано с увеличением α_c , а увеличение α_c — с повышением степени охвата топливными струями пространства камеры сгорания $l_c V_c / V_{kc}$. Более быстрое изменение q_e происходит в высокооборотных дизелях по сравнению со среднеоборотными потому, что в них более значительно изменяется V_{clc} / V_{kc} и α_c , а, следовательно, и φ_r . В среднеоборотных дизелях с пониженной степенью сжатия и небольшим объемом вытеснителя объем камеры сгорания в поршне может оказаться достаточным для распыления топливных струй. Поэтому уменьшение в них V_8 приводит не к снижению q_e , а, наоборот, к некоторому его увеличению из-за повышения тепловых потерь в систему охлаждения.

В настоящее время почти отсутствуют опытные данные для дизелей с неразделенными камерами сгорания влияния диаметра камеры сгорания D_{rc} на показатели рабочего процесса при неизменных H_8 и ε . Поэтому проведены расчетно-теоретические исследования влияния D_{rc} на рабочий процесс дизеля. Получено, что с увеличением D_{rc} наиболее выгодный α_p увеличивается и приводит, с одной стороны, к увеличению объема топливных струй и соответственно α_c , а с другой, к росту раз-

мера капель. С увеличением d_p продолжительность впрыска уменьшается, из-за чего повышаются фактор динамичности цикла и максимальное давление сгорания. Сохранение $P_z = const$ регулированием φ_{03} приводит к уменьшению φ_{03} , φ_i и θ . Зависимость $\varphi_r = f(D_{кс}/D_u)$ определяется, в основном, изменениями размера капель и коэффициента избытка воздуха в струях в зависимости от $D_{кс}/D_u$. Наиболее существенное влияние на q_e оказывает φ_r , θ и Q_0 . При малых $D_{кс}/D_u$ преобладающее влияние на q_e оказывает φ_r , а при больших $D_{кс}/D_u$ - угол опережения воспламенения. Поэтому по мере увеличения $D_{кс}/D_u$ удельный эффективный расход топлива уменьшается и имеет наименьшее значение при определенном $D_{кс}/D_u$, а затем медленно растет.

При небольших D_u и высоких ε объем камеры сгорания получается недостаточным для организации смесеобразования без завихрения воздуха. С увеличением D_u степень сжатия уменьшается, H_b и $D_{кс}$ - увеличиваются, что благоприятно сказывается на согласовании формы топливных струй с формой камеры сгорания без закрутки воздуха относительно оси цилиндра.

В результате проведенных расчетов по математической модели смесеобразования и сгорания установлены оптимальные размеры камеры сгорания для дизелей 6ДН36/40, 6ДН30/38 и 6ДН21/21 при характерных для них параметрах процесса впрыска и конструктивных размерах распылителя.

Автором предложены следующие расчетные зависимости для определения конструктивных размеров камеры сгорания: высоты вытеснителя

$$H_b/D_u = 0,105 D_u^{0,12} D_u^{-1}; \quad (5.1)$$

диаметра камеры сгорания

$$D_{кс}/D_u = D_u^{0,142} D_u^{-0,3}; \quad (5.2)$$

степени сжатия

$$\varepsilon = 4,55 P_e^{-0,25} D_u^{\frac{0,125 D_u - 0,075}{D_u}}; \quad (5.3)$$

выступания распыливающих отверстий распылителя относительно крышки цилиндра при $\alpha_{сг} + \gamma > 180^\circ$ в м

$$h = 0,15 D_{кс} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_{сг} + \gamma}{2}. \quad (5.4)$$

Зависимости 5.1, 5.2, 5.3 и 5.4 справедливы для четырехтактных дизелей с $D_u = 0,1 \div 0,65$ м и $P_e = (18 \div 32) 10^5 D_u^{0,5}$ Па.

ВЫВОДЫ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

1. В результате анализа существующих методов расчета рабочего процесса, обобщения исследований физических процессов и

изучения их протекания в условиях камеры сгорания дизеля разработана математическая модель смесеобразования и сгорания для исследования взаимосвязей между конструктивными параметрами и рабочим процессом.

2. Проведенные исследования позволили установить количественную взаимосвязь между показателями рабочего процесса и параметрами процесса впрыска, конструктивными размерами соплового наконечника распылителя и камеры сгорания.

3. Предложены графики и расчетные зависимости для определения конструктивных размеров соплового наконечника распылителя и камеры сгорания, степени сжатия, параметров процесса впрыска, коэффициента избытка воздуха в цилиндре, средней скорости поршня и других параметров, обеспечивающих высококачественное протекание рабочего процесса дизелей с различными диаметрами цилиндров и значениями среднего эффективного давления.

4. С уменьшением диаметра цилиндра параметры и конструктивные размеры дизелей изменяются так, что их рабочий процесс как с высоким, так и с низким средним эффективным давлением начинает протекать при более высоком максимальном давлении сгорания, в основном, из-за преобладающего влияния на него увеличения фактора динамичности цикла над уменьшением давления конца сжатия.

5. Для дизелей существует оптимальное давление впрыска, при котором удельный эффективный расход топлива получается минимальным. При превышении этого давления расход топлива значительно увеличивается, несмотря на улучшение процессов смесеобразования. Ухудшение топливной экономичности происходит из-за отклонений продолжительности сгорания и угла опережения воспламенения от оптимальных значений в сторону уменьшения.

6. При применении на дизелях типа ЧН36/40, ЧН30/38 и ЧН21/21 наиболее выгодных конструктивных размеров камеры сгорания и распылителя, параметров процесса впрыска и сохранении характерных для этих двигателей максимальных давлений впрыска удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме может быть уменьшен у дизеля типа ЧН36/40 с 215 г/кВт·ч до 204 г/кВт·ч, дизеля типа ЧН30/38 с 231 г/кВт·ч до 210 г/кВт·ч и дизеля типа ЧН21/21 с 222 г/кВт·ч до 214 г/кВт·ч.

7. Удельный эффективный расход топлива при наиболее выгодных конструктивных размерах камеры сгорания и соплового наконечника

распылителя может быть уменьшен на номинальном режиме работы дизелей 6Н36/40 с 204 г/кВт·ч до 198 г/кВт·ч, 6Н30/38 с 210 г/кВт·ч до 208 г/кВт·ч (при снижении P_z со $135 \cdot 10^5$ Па до $125 \cdot 10^5$ Па), и 6Н21/21 с 214 г/кВт·ч до 205 г/кВт·ч за счет повышения давления и уменьшения продолжительности впрыска до оптимальных значений.

8. Использование результатов диссертационной работы дает возможность улучшить топливную экономичность серийных дизелей, существенно сократить время и материальные затраты на доводку рабочего процесса новых дизелей. Ожидаемый экономический эффект только от сокращения времени создания среднеоборотного двигателя, снижения материальных затрат и трудоёмкости составит 500-800 тысяч рублей.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Акчурич Х.И. Определение номинальной частоты вращения коленчатого вала. - Известия вузов. Машиностроение, 1979, № 7, с. 70-74.

2. Акчурич Х.И., Чачхиани И.К. Исследование влияния конструкции нераздельной камеры сгорания и закона сгорания топлива на тепловые потери в дизеле - Двигателестроение, 1980, № 10, с. 6-8.

3. Акчурич Х.И., Чачхиани И.К. Исследование взаимосвязей между основными конструктивными параметрами и размерами дизеля, существенно влияющими на протекание рабочего процесса. - Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Тезисы докладов Всесоюзной научной конференции - М.: МВТУ, 1980, с. 119-120.

4. Акчурич Х.И., Чачхиани И.К. О расчете закона подачи топлива и смесеобразования в дизеле. - Вестник машиностроения, 1981, № 6, с. 31-35.

5. Акчурич Х.И., Петровский А.Н. Метод расчета скоростей движения газов в нераздельной камере сгорания дизеля. - Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания: Тезисы докладов Всесоюзной конференции - М.: МАДИ, 1982. с. 74-75.

Типография МВТУ им. Н.Э.Баумана. Тираж 100 экз. М-96991

Дата разрешения в печать 25.04.85 г. Зак. 678

Объем I п.л.

