

ту дизеля на переходных режимах (до 30% от общей наработки дизеля), имитируя эти процессы путём многократного разгона – торможения силовой установки с заданным в техническом задании темпом нагружения (например, 40 кВт/с).

Испытания по определению среднеэксплуатационного расхода топлива могут быть проведены как на стенде с автоматической системой загрузки СУ, так и в составе дизель-поездов на реальных трассах.

Следует отметить, что во многих случаях определяющим фактором на уровень эксплуатационной экономичности является техническое состояние тепловоза. Но это предмет отдельного исследования.

Однако отсутствие надежного метода экспериментальной оценки качества переходных режимов не позволяет с достаточной точностью оценивать экс-

плуатационный расход топлива. Поэтому назрела необходимость в разработке современных экспериментальных методов оценки эксплуатационного расхода топлива, о чем речь будет идти в следующих публикациях.

Список литературы:

1. Кудряш А.П. *Надежность и рабочий процесс транспортного дизеля*. Киев. Наукова думка. 1981 г.
2. *Двигатели внутреннего сгорания /Симсон и др./ М. Транспорт. 1980 г.*
3. Кудряш А.П. *Диссертация на соискание ученой степени д.т.н. Харьков. 1983 г.*
4. Эпштейн А.С. *Переменные режимы двигателей с газотурбинным наддувом*. М., Машигиз, 1962 г.
5. Володин А.И., Фофанов Г.А. *Экономия топлива на тепловозах*. М., Трансжелдориздат. 1982 г.

УДК 621.43

А.П. Марченко, д-р техн.наук, И.И. Сукачев, инж.

МЕТОДИКА СОГЛАСОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВОПОДАЧИ И КАМЕРЫ СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ СО СТРУЙНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Проблемы совершенствование смесеобразования и сгорания по мере форсирования дизелей приобретают все большее значение. Ключевым вопросом при оптимизации струйного смесеобразования является вопрос рационального согласования характеристик впрыскивания топлива и формы камеры сгорания (КС). Большое число и сложность регистрации факторов, оказывающих существенное влияние на скорость испарения и выгорания топлива через процессы распыливания, формирования и развития топливной струи в стесненных условиях КС затрудняют постановку и проведение соответствующих экспериментальных исследований. Поэтому, разработка и совершенствование современных мето-

дов и средств расчетного выбора конструктивно-регулируемых параметров топливной аппаратуры и формы КС дизеля – задача актуальная.

Формулирование проблемы

Задача оптимального согласования характеристик топливоподачи и формы КС для форсированного дизеля обычно заключается в выборе системы конструктивно-регулируемых параметров, обеспечивающей оптимизацию функции цели в условиях ограничений на переменные состояния. В качестве функции цели нами принят среднеэксплуатационный расход топлива:

$$g_{es} = f[\bar{\Phi}_{sp}, \bar{\Phi}_o(\bar{\Phi}_{sp})]. \quad (1)$$

В систему конструктивно-регулируемых параметров включены:

$$\bar{\Phi}_{кр} \equiv \varepsilon, p_{int}, q_{fcp}, \sigma, i_c, d_c, \gamma_c, \gamma_w, d_f, h_z, H. \quad (2)$$

Здесь: ε - степень сжатия; p_{int} - давление наддува; q_{fcp} - средняя скорость подачи топлива; σ - закон топливоподачи; i_c, d_c, γ_c - количество, диаметр и угол наклона распыливающих отверстий форсунки; γ_w - угол наклона периферийной стенки КС; $d_f = d_{kc} / d$ - относительный диаметр условной горловины камеры; h_z - величина надпоршневого зазора и вихревое отношение H .

В систему ограничительных параметров включены показатели тепломеханической напряженности и токсичности обработавших газов:

$$\bar{\Phi}_o(\bar{\Phi}_k) \equiv p_{max}, (dp/d\varphi)_{max}, p_{fmax}, T_{II}, T_T, e_{NOx}. \quad (3)$$

Здесь: p_{max} - максимальное давление цикла; $(dp/d\varphi)_{max}$ - максимальная скорость нарастания давления сгорания; p_{fmax} - максимальное давление впрыскивания топлива; T_{II}, T_T - соответственно максимально допустимые температуры поршня и газов перед турбиной.

Даже при таком ограниченном наборе влияющих факторов размерность оптимизационной задачи значительна. Также следует иметь в виду, что одновременный учет в плане исследования сильно и слабо влияющих факторов приводит к повышению вычислительных погрешностей. Поэтому в данном случае рационально использовать алгоритмы поэтапного получения частных решений на основе математического планирования вычислительных экспериментов.

Возможность постановки и решения задачи согласования характеристик впрыскивания топлива и формы КС определяется наличием математической модели цикла дизеля, включающей, в том числе, систему уравнений, описывающих топливоподачу, сме-

сообразование и сгорание. Наряду с функцией цели, модель должна включать в себя вышеуказанные конструктивно-регулируемые параметры, переменные состояния и критерии согласования. Разработке таких критериев, методики и программного обеспечения для компьютерного согласования характеристик топливоподачи и формы КС посвящена эта работа.

Решение проблемы

В основу математической модели цикла дизеля легли методы расчета процессов смесеобразования и сгорания, разработанные на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» профессором Н.Ф. Разлейцевым. Модель цикла дизеля реализована в виде современного интерактивного программного комплекса (ПК), включающего интерфейсы графического представления информации. Усовершенствование математической модели и ПК осуществлено за счет наращивания возможностей оптимизации конструктивно-регулируемых параметров дизеля, в том числе параметров и характеристик топливоподачи и формы КС. Разработана методика расчетного конструирования неразделенной КС с оптимальным распределением топливоздушная смеси. В работах [1, 2] подробно приведены расчетные формулы и методики расчета характеристик впрыскивания, движения и распределения элементарных порций капель топлива в свободной струе и в стесненных условиях КС форсированного дизеля. В данной статье рассмотрим основные результаты анализа расчетно-экспериментальных исследований по согласованию характеристик топливоподачи с КС и принятия поэтапных решений для достижения целевой функции.

Критерии оптимального согласования параметров топливоподачи и формы КС

На первом этапе целесообразно сфокусировать огневую поверхность КС по условию выравни-

вания воздушно-топливного отношения вдоль радиуса цилиндра $\alpha_R = f(R) \rightarrow \alpha \approx 2$. Сопоставление α_R с осредненным по всему объему камеры коэффициентом избытка воздуха α , позволяет оценить, насколько эффективно используется воздушный заряд в различных зонах камеры для сгорания топлива. Для примера рассмотрим методику расчетного профилирования КС, выполненную для судового дизель-генератора типа ЧН26/34. На рис. 1 приведены характеристики распределения топлива $d\sigma/dR$ и α_R вдоль радиуса цилиндра для КС с увеличенным надпоршневым зазором.

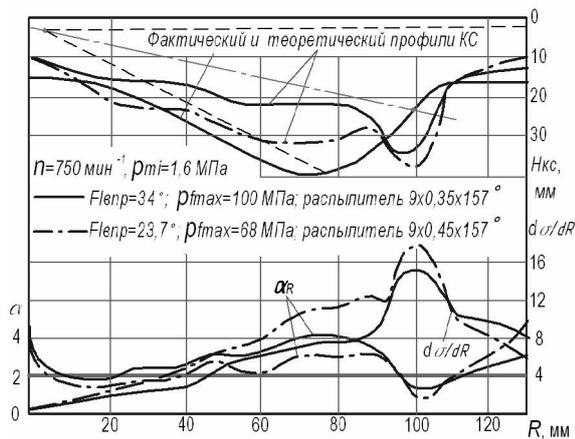


Рис. 1. Характеристики распределения топлива в опытном двигателе 1ЧН26/34 на номинальном режиме работы

Высокие значения p_f и p_B в форсированных дизелях определяют увеличение угла рассеивания струи γ_B до 25 - 30°, а также концентрацию топлива вдоль оси струи $d\sigma/dR$. Поэтому глубина в центральной части камеры, спрофилированной по условию недопущения касания боковой поверхности топливных струй со стенками, обычно больше теоретической, а $\alpha_R \gg \alpha$. В пристеночных зонах КС, где сосредотачивается около половины цикловой порции топлива - $\alpha_R < \alpha$. Сокращение продолжительности впрыскивания топлива $\phi_{ВПР}$ за счет повышения средней скорости движения плунжера топливного

насоса с 1,445 до 2,625 м/с и увеличения d_c с 0,35 до 0,45 мм привело к перераспределению топлива вдоль оси струи на участке ее свободного развития, позволило приблизить α_R к α (см. рис.1). Увеличение доли объемного смесеобразования положительно сказалось на индикаторных показателях дизеля, а удельный эффективный расход топлива снизился на 1,5%. Учитывая существенное изменение α_R по характеристике работы дизеля, профилирование КС выполнялось также для режима $n = 750 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,75 p_{me}$, соответствующего принятому коэффициенту загрузки для судового дизеля $K_M = 0,75$, после чего принималось компромиссное решение. При этом минимизировалась глубина центральной части КС на номинальном режиме с тем, чтобы сгладить чрезмерную неравномерность распределения топлива и воздуха на частичных режимах работы. Для устранения переобогащения топливом воздушного заряда в районе контакта топливной струи с КС, где $\alpha_R \ll \alpha$ необходимы специальные конструктивные решения по перераспределению пристеночного топлива и воздушного заряда. Например, двойной угол наклона периферийной поверхности камеры, обеспечивающий разрушение уплотненного пятна топлива на стенке (КС А.В. Касьянова [3]), углубление камеры в районе скопления пристеночного топлива (КС В.Н. Прошкина [4]), или организация радиальной составляющей вихревого движения заряда (периферийно-вихревая КС Н.Ф. Разлейцева [5]). Оценка α_R для таких камер позволяет обоснованно выбирать форму и размеры периферийной поверхности КС.

В качестве второго критерия согласования принято условие минимизации попадания топлива в пристеночную зону гильзы цилиндра σ_{W6} . Если эта доля превышает $(0,15-0,20)B_c$ (см. рис. 2), следует ожидать снижения экономичности двигателя на 2-3%, заметного увеличения выброса продуктов не-

полного сгорания топлива, «осоляривания» масла и т.п.

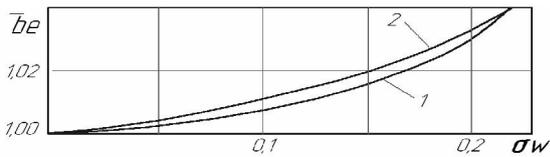


Рис. 2. Относительный рост удельного эффективного расхода топлива в зависимости от σ_{w6} (1) и σ_{w7} (2)

При прочих равных условиях доля топлива, достигающая втулки цилиндра зависит от следующих параметров:

$$\sigma_{w6} = f(\gamma_w, h_z, p_f, i_c, d_c, \gamma_c). \quad (4)$$

Если при ранее выбранных p_f, i_c, d_c, γ_c более чем половина цикловой порции топлива распределяется у периферийной стенки камеры необходимо применить КС с увеличенным надпоршневым зазором и выбрать оптимальные значения γ_w, h_z .

В качестве третьего критерия согласования принято ограничение на долю топлива в смыкающихся потоках от соседних струй у периферийной поверхности КС - σ_{w7} . Если на номинальном режиме работы $\sigma_{w7} = 0$, то следует оценить возможность увеличения i_c при согласованном уменьшении d_c . Это положительно скажется на микро- и макрораспределении топлива в объеме КС, существенно сократит $\phi_{впр}$, особенно при переходе на частичные режимы работы дизеля. Например, наши исследования тепловозных и судовых дизелей типа ЧН25/27, ЧН26/34, ЧН32/32 показали, что при оптимальном суммарном проходном сечении распылителя $\mu_c f_c$ выгодно увеличивать i_c до такой величины, при которой на номинальном режиме работы имеется небольшое перекрытие зон смесеобразования от соседних струй ($\sigma_{w7} \approx (0,1-0,15)B_c$).

Расчетное согласование параметров цикла, характеристик распылителя форсунки и формы КС

Окончательное решение по рациональным параметрам топливной аппаратуры и формы КС может быть принято после их совместного согласования с термодинамическими параметрами цикла. На первом этапе следует согласовать ε, p_{int} и γ_c . В этом сочетании γ_c выступает в роли фактора ограничения ε вследствие ее влияния на стесненность развития топливных струй в КС. Выбор осуществляется по условию достижения максимального КПД цикла по характеристике работы дизеля: $\eta_i = f(\varepsilon, p_{int}, \gamma_c)$. По условию надежности были введены ограничения на $p_{max} = 15,5$ МПа и $T_T \leq 625$ К. Для примера на рис. 3 показано влияние согласования ε и λ_c на экономичность работы дизеля 1ЧН32/32.

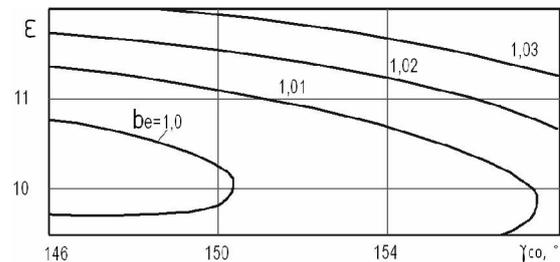


Рис. 3. Влияние степени сжатия и угла наклона топливных струй на расход топлива в дизеле 1ЧН32/32 при $n=900$ мин⁻¹, $p_{mi} = 2,7$ МПа

Существование оптимального значения ε связано с противоположным влиянием термодинамического КПД цикла и стесненности КС свободному развитию топливных струй на η_i .

На втором этапе исследования уточнялись значения i_c, d_c, γ_w при выбранных ранее $\varepsilon=10,5$; $p_{int} = 0,4$ МПа; $\gamma_c = 150^\circ$. Расчеты показали существенное стеснение развитию топливных струй не только по радиусу КС, но и по окружности гребня поршня. Так, для $i_c = 10$ доля топлива в районе смыкания зон смесеобразования от соседних струй составила $\sigma_{w7} > 0,15B_c$. Уменьшение i_c до 9 не привело к существенному уменьшению σ_{w7} вследствие

увеличения $\varphi_{ВПР}$ и времени взаимодействия ТС со стенкой КС. С учетом частичных режимов работы приняли $i_c = 10$. Установлено, что при работе двигателя на режиме полной мощности и $\gamma_W = const$ изменение d_c в пределах 0,45-0,55мм несущественно влияет на η_i . Это объясняется противоположным влиянием d_{32} , $\varphi_{ВПР}$ и σ_{W6} . С учетом частичных режимов работы, когда рост η_i связан с относительным повышением давления впрыскивания топлива и качества его распыливания приняли $d_c = 0,45$.

Результаты расчета показателей цикла подтвердили оптимальность полученного на этапе профилирования КС угла наклона периферийной стенки КС $\gamma_W = 65^\circ$. В результате согласования η_i увеличился на 4,5% и достиг 0,46.

Характеристики распределения топлива в КС при выбранных на втором этапе параметров смесеобразования приведены на рис. 4.

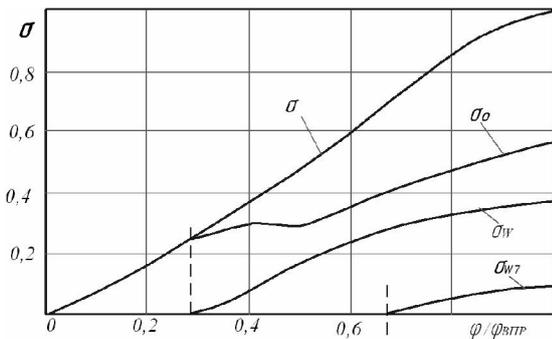


Рис. 4. Распределение топлива в зонах испарения камеры сгорания дизеля 1ЧН32/32 на режиме полной мощности ($n=900 \text{ мин}^{-1}$, $p_{mi} = 27 \text{ МПа}$)

По вышеизложенной методике были выполнены также расчетно-экспериментальные исследования для судового дизель - генератора типа 6ЧН26/34. На рис. 5 приведены совмещенные профили исходной камеры сгорания (КС1) и трех из семи опытных вариантов, показавших лучшие результаты по индикаторным показателям.

Среди КС с высоким гребнем лучшей оказалась КС2 с максимально возможным диаметром тора,

обеспечивающим $l_W = 110 \text{ мм}$. Однако, наличие глубоких выборок под клапаны не позволяют полностью использовать для смесеобразования и сгорания запасенный в них воздушный заряд. Поэтому в камерах сгорания КС4 и КС5 была понижена высота гребня поршня до исключения выборок под клапаны при сохранении неизменной $\epsilon=13,8$. Для облегчения поступления топлива в увеличенный надпоршневой зазор с целью приближения α_R к α (см. рис.1) в КС5 был уменьшен γ_W до 40° и увеличен до 25мм радиус скругления кромки гребня. Экспериментальная проверка расчетных методов подтвердила их адекватность по индикаторным показателям на уровне 98-99%. На рис. 6. приведено изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике при исследованных вариантах топливной аппаратуры и КС.

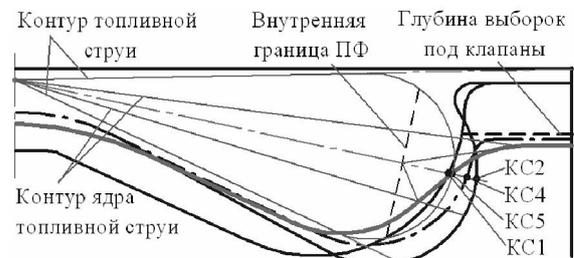
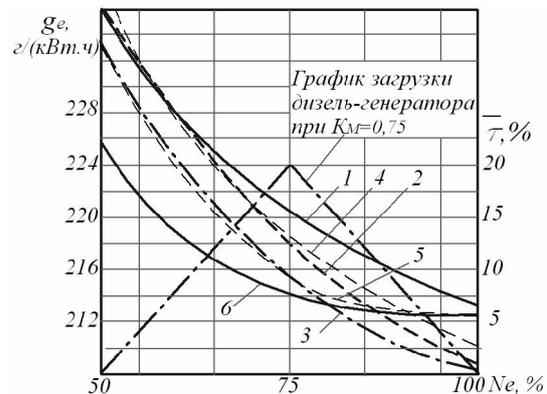


Рис. 5. Совмещенные профили опытных КС



Вар.ТА и КС	$d_{п, мм}$	$C_{п, м/с}$	$d_{с, мм}$	$b_{е, г/кВтч}$
1 -КС1	18	1,730	0,398	220,9
2 -КС5	20	1,440	0,354	218,0
3 -КС5	20	2,625	0,442	216,0
4 -КС1	20	1,440	0,354	218,8
5 -КС2	20	1,440	0,354	216,3
6 -КС5	20	1,440	0,354	214,2

Рис. 6. Результаты согласования параметров топливной аппаратуры и КС на двигателе 1ЧН26/34

Определенный по данным исследования среднеэксплуатационный расход топлива позволил принять для дизеля 6ЧН26/34 6-ой вариант комплектации топливной аппаратуры и камеры сгорания с уменьшенной высотой гребня поршня (КС5), обеспечивающий снижение эксплуатационного расхода топлива по сравнению с исходной на 3%.

Заключение

Расчетно-экспериментальные исследования по влиянию микро – и макрораспределения топлива в объеме неразделенных КС на показатели рабочего процесса форсированных дизелей с диаметром цилиндра 120-360мм и частотой вращения 500–2000 мин⁻¹ подтвердили изложенные в данной работе основные принципы и критерии оптимального согласования параметров топливоподачи и формы КС.

При подаче больших цикловых порций топлива в условиях жесткого ограничения p_{\max} для улучшения теплоиспользования от сгорания топлива, прежде всего, необходимо стремиться приблизить момент окончания впрыскивания топлива по отношению к ВМТ и интенсифицировать сгорание после достижения p_{\max} . Повышением $p_{f\max}$ до 120...150 МПа можно добиться сокращения $\varphi_{\text{ВПР}}$, повышения качества распыливания топлива d_{32} . Однако, для получения максимального эффекта от этого мероприятия необходимо оптимально согласовать $i_c \times d_c \times \gamma_c$, форму и размеры КС с возросшим давлением впрыскивания. Для сокращения $\varphi_{\text{ВПР}}$ без ущерба для качества распыливания топлива целесообразно увеличивать $\mu_c f_c$, прежде всего, за счет увеличения i_c при сохранении или даже уменьшении их диаметра. При этом имеется возможность несколько понизить уровень угловой скорости осевого вихря ω_s , создаваемого при наполнении цилиндра. Эти мероприятия положительно сказываются на $(dp/d\varphi)_{\max}$, снижая интенсивность тепловыделения в начальной фазе сгорания, и способствуют увеличению наполнения цилиндра свежим зарядом.

Для повышения $dx/d\varphi$ после достижения p_{\max} необходимо стремиться приблизить значения α_R к α , особенно в пристеночных зонах скопления топлива.

При реализации изложенных в работе принципов согласования характеристик топливоподачи и формы КС необходимо учесть и предотвратить возможность неблагоприятного изменения условий смесеобразования на эксплуатационных режимах работы двигателя. Это требует выполнения поэтапной оптимизации характеристик смесеобразования и сгорания на основе математического планирования экспериментов с возвратом на нижние уровни для уточнения частных решений.

Методика, принципы и критерии в сочетании с разработанным авторами программным обеспечением позволяет оперативно решать задачи расчетного проектирования КС, а также выполнять расчетно-экспериментальные исследования по согласованию распределения топлива в КС с учетом режимов эксплуатации форсированных дизелей со струйным смесеобразованием.

Список литературы:

1. Процессы в перспективных дизелях //Под редакцией А.Ф. Шеховцова.-Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992.-352 с. 2. Марченко А.П., Сукачев И.И., Гаврилов В.В. Методика расчета движения и распределения топлива в камере сгорания форсированных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1 . – С. 53-58. 3. Кугаев Н.Н., Касьянов А.В., Завлин М.Я. и др. Повышение топливной экономичности дизелей Д50 маневровых тепловозов // Двигателестроение. -1991.-№6.-с.60-61. 4. Прошкин В.Н. Рациональное смесеобразование в дизелях и форма камеры сгорания // Двигателестроение. - 1989.-№8.-с.6-8. 5. Разлейцев Н.Ф., Копылов М.Л., Крушедольский А.Г. О выборе рациональной формы камеры сгорания для высокофорсированного тепловозного двигателя //Двигатели внутр. Сгорания, 1978, вып. 28, с.3-8.