

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ДВУХТОПЛИВНОГО СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Ю.В. Галышев, к.т.н., зав. кафедрой ДВС СПбГПУ;
Санкт-Петербургский Государственный Политехнический Университет

При переводе дизельных двигателей на питание природным газом необходимо изучить процессы, сопровождающие сгорание топлива в газодизельном цикле.

На основании экспериментальных и теоретических исследований разработана математическая модель процесса сгорания топлива в газодизеле, позволившая уточнить представления о механизмах сгорания топлива и дать рекомендации по подаче и регулированию состава топлива, обеспечивающих улучшение показателей топливной экономичности и выбросов вредных веществ судовой установки с двигателем ЗДб.

Стремительный рост цен на нефтепродукты и ужесточение требований к токсичности отработавших газов двигателей вызывает растущий интерес эксплуатирующих и производственных организаций к возможности полной или частичной замены традиционных топлив на более дешевые и менее экологически опасные виды горючего, в первую очередь — на природный газ.

Кафедра ДВС СПбГПУ активно участвует в работах, связанных с применением газового топлива в судовых установках. В ходе этих работ было проведено всестороннее исследование, основной целью которого было уточнение физических представлений о сгорании жидкого и газового топлива в газодизеле и создание на этой основе математической модели рабочего процесса. С другой стороны, ставилась и более конкретная задача — разработать комплекс мероприятий по техническому совершенствованию судовой установки с двигателем 6Ч15/18 (ЗДб), переведенным на газодизельный цикл. Исследование проводилось на моторном стенде, оснащенном информационно-измерительным комплексом на базе ПЭВМ.

Опыт моделирования рабочих процессов показывает, что решающую роль в получении достоверных результатов играет точность задания момента начала сгорания и формы кривой тепловыделения. На этих моментах и была сосредоточена обработка экспериментальных результатов.

Как правило, при описании процессов в газодизеле предполагается, что самовоспламенение запальной порции дизельного топлива осуществляется по тому же механизму, что и в дизеле, и продолжительность задержки самовоспламенения определяется теми же факторами: физико-химическими свойствами жидкого топлива, которые характеризуются кажущейся энергией активации E , а также текущими давлениями и температурой:

$$\tau_i = A p_0^{-m} e^{E / RT_0}.$$

Экспериментальные данные показали (рис. 1), что величина задержки τ_i в газодизеле, при прочих равных условиях, выше, чем в дизеле. Анализ возможных причин этого явления, которое наблюдалось также и в некоторых других исследованиях, показал, что наиболее вероятным является влияние молекул метана, окружающих в топливовоздушной смеси молекулы жидкого топлива. Принято считать, что видимое сгорание (фиксируемое на индикаторных диаграммах как точка отрыва линии сгорания от линии сжатия) начинается, когда количество теплоты, выделяющейся при окислении молекул топлива, превышает энергию, поглощаемую его испарением и предпламенными процессами. Исходя из принятых представлений о ходе цепных реакций, приводящих к самовоспламенению, можно предположить, что эндотермиче-

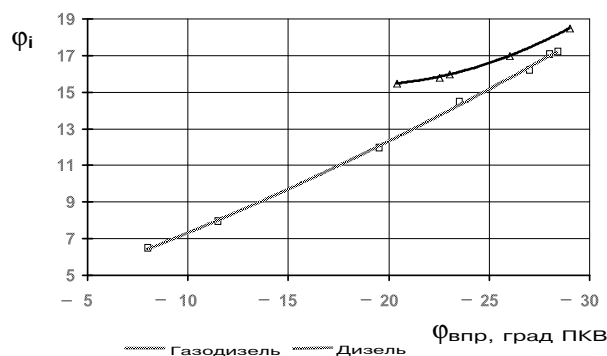


Рис. 1. Влияние угла опережения впрыска на задержку воспламенения при дизельном и газодизельном процессах

ские реакции деструкции химически стабильных молекул метана поглощают часть энергии экзотермических реакций окисления водородных и углеводородных радикалов, образующихся при распаде менее стабильных молекул сложных углеводородов, образующих жидкое топливо. Более детальную картину должны дать специальные исследования. В нашем случае для учета этого явления была введена поправка на величину энергии активации, зависящая от массового соотношения между дизельным и газовым топливом в смеси.

Согласно общепринятым представлениям о сгорании в газодизеле, оно включает два взаимосвязанных явления: быстрое (взрывное) сгорание топливовоздушной смеси, прошедшей предпламенные процессы за период задержки самовоспламенения, и более медленное выгорание оставшейся смеси в объеме камеры сгорания. Первый этап по своему характеру и параметрам вполне аналогичен сгоранию топлива в дизеле, поданного в цилиндр за время задержки самовоспламенения. В отношении второго была принята гипотеза, что он развивается по механизму распространения фронта пламени, аналогичному тому, который имеет место в двигателях с искровым зажиганием.

Многoletний опыт моделирования убеждает в том, что наибольшее значение для точности получаемых результатов имеют:

- распределение суммарного количества теплоты, подведенной в цикле, по фазам (этапам) сгорания;
- продолжительность второй фазы.

Распределение скорости тепловыделения по времени в первой фазе не оказывает существенного влияния на результаты моделирования, потому что процессы здесь протекают настолько быстро, что завершаются вблизи ВМТ, а потому с термодинамической точки зрения могут считаться практически мгновенными.

В отличие от дизеля, выделение теплоты в первой фазе горения определяется не только количеством дизельного топлива, поданного за период самовоспламенения, но и соответствующим количеством газа, воспламеняющегося и сгорающего одновременно с «запальной» порцией дизельного топлива. Качественно это подтверждается данными на рис. 2, где показаны значения доли теплоты, выделившейся в первой фазе, в зависимости от величины запальной порции топлива. Для сравнения показана такая же зависимость для дизеля, где аналогом запальной порции служит количество топлива, поданного за период задержки самовоспламенения. Для количественной оценки дополнительной теплоты сгорания, вносимой газовым топ-

ливом, воспользуемся следующим рассуждением. Для окисления жидкого топлива, выгорающего в первой фазе, расходуется кислород воздуха в пропорции, определяемой стехиометрическим соотношением. Поскольку в цилиндре к началу сгорания находится гомогенная газозвушная смесь, можно предположить, что при сгорании в первой фазе вовлекается газ в количестве, пропорциональном количеству воздуха, участвующего в сгорании, причем коэффициент пропорциональности определяется соотношением газа и воздуха в смеси. Эти соображения приводят к формуле:

$$X_1 = \frac{\left(\frac{G_{дтi} L_{од}}{\alpha(G_d L_{од} + G_r L_{ог})} \right) \cdot G_r Q_r + G_d Q_d}{G_r Q_r + G_d Q_d},$$

где $G_{дтi}$ — запальная порция топлива; $L_{од}$ — стехиометрическое соотношение; $L_{ог}$ — стехиометрическое соотношение для газового топлива; G_r — расход газового топлива; G_d — расход дизельного топлива; Q_r — низшая теплота сгорания газового топлива; Q_d — низшая теплота сгорания дизельного топлива; α — коэффициент избытка воздуха.

Результаты, рассчитываемые по этой формуле, хорошо согласуются с экспериментальными данными, показанными на рис. 2.

В качестве параметра, характеризующего продолжительность второй фазы сгорания, удобно принять величину φ_2 , представляющую собой угол поворота кривошипа, соответствующий интервалу от начала видимого сгорания до достижения в этой фазе максимальной скорости тепловыделения. Из принятого в качестве рабочей гипотезы положения о том, что сгорание во второй фазе происходит во фронте распространяющегося пламени, следует, что максимальной скорости тепловыделения соответствует максимальная площадь фронта. Из этого, в свою очередь, вытекает, что угол φ_2 определяется

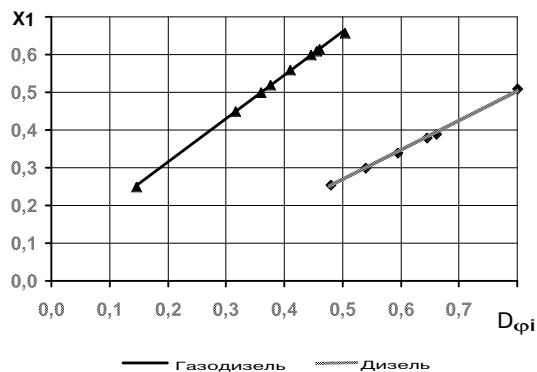


Рис. 2. Зависимость доли теплоты, выделяющейся в первой фазе процесса сгорания, от доли теплоты, вносимой запальным топливом

продолжительностью движения фронта от точки воспламенения до стенки камеры сгорания. Иначе говоря, при прочих равных условиях, длительность второй фазы сгорания определяется средней скоростью распространения фронта пламени. Подтвердить (или опровергнуть) такую гипотезу можно, анализируя зависимость величины φ_2 от факторов, определяющих эту скорость.

Общепризнанно, что сгорание в поршневых двигателях является турбулентным. При этом скорость распространения фронта зависит, в первую очередь, от химических свойств топлива и окислителя и их относительной концентрации, которая обычно характеризуется коэффициентом избытка воздуха. В совокупности они определяют нормальную скорость распространения ламинарного пламени, которая зависит также от давления и температуры в зоне окисления. Кроме того, действует ряд факторов, определяющих турбулизацию фронта. Одним из важнейших является движение воздушного заряда, индуцируемое движением воздуха при впуске в цилиндр. Скорость этого движения зависит от скорости движения поршня, то есть от частоты вращения, а также от дросселирования заряда во впускных каналах. Кроме того, на скорость турбулентного пламени влияют коэффициент избытка воздуха, давление и температура. Таким образом, гипотезу о механизме сгорания во второй фазе можно проверить, сопоставляя экспериментально полученные значения угла φ_2 с изменением перечисленных параметров.

Фактически любое изменение режима работы двигателя приводит к одновременному взаимосвязанному изменению всех факторов, влияющих на скорость распространения фронта пламени. Поэтому выявить зависимость от каждого из них не представляется возможным. Более того, в этом нет необходимости, поскольку соответствующие соотношения достаточно надежно определены в работах по теории горения на основании опытов в «бомбах» постоянного объема и ударных трубах. Благодаря этому можно изначально предположить, что при предполагаемом механизме сгорания величина φ_2 может быть представлена следующей функцией:

$$\varphi_2 = f(n, V, \alpha, T^{1.6}),$$

где n — частота вращения; V — суммарный объемный расход газовой смеси на входе в двигатель; α — коэффициент избытка воздуха в газовой смеси; T — среднее значение температуры в интервале φ_2 .

Первые три параметра определяются непосредственно по результатам измерений, средние значения температуры получают на основе ин-

дикаторных диаграмм, соответствующих данному режиму.

На рис. 3 представлены полученные экспериментально значения относительного угла выгорания во второй фазе процесса сгорания φ_2/φ_{20} в функции безразмерного комплекса, где индексом «0» обозначаются параметры на некотором исходном режиме. Следует подчеркнуть, что на график нанесены все имевшиеся в наличии экспериментальные точки, полученные на режимах, различавшихся частотой вращения, нагрузкой двигателя, углом опережения впрыска, величиной запальной порции топлива, условиями на впуске. Несмотря на разнообразие условий, все экспериментальные точки достаточно удовлетворительно ложатся на общую прямую, что подтверждает общий для всех этих режимов характер сгорания газовой смеси.

Следует заметить, что разброс экспериментальных точек может быть связан не только с погрешностями измерений, но и с тем фактом, что время прохождения фронтом пламени отрезка от точки воспламенения до стенки камеры сгорания зависит не только от скорости его распространения, но и от длины промежутка. Для определения последнего следует знать, где формируется очаг пламени в топливной струе. Существующие представления по этому вопросу, полученные на основе опытов на дизелях и в «бомбах», достаточно противоречивы. С уверенностью можно говорить лишь о том, что локализация очага воспламенения зависит от параметров впрыскивания жидкого топлива, которые, в свою очередь, при данной конструкции топливной аппаратуры определяются частотой вращения и величиной подачи топлива. Учесть влияние этих факторов в явном виде не представлялось возможным, однако сравнительно малый разброс экспериментальных величин от-

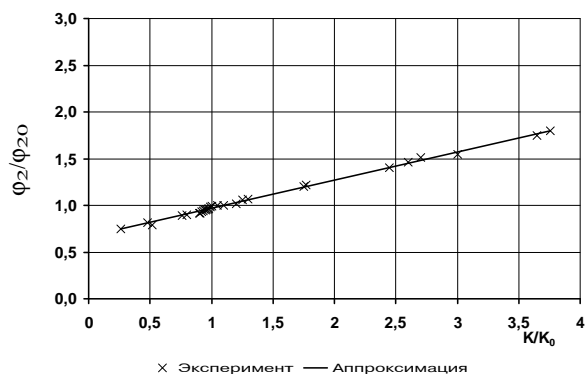


Рис. 3. Зависимость относительного угла выгорания во второй фазе сгорания от безразмерного комплекса

$$\frac{K}{K_0} = \frac{(T)^{-1.6}(\alpha)(V/n)}{(T_0)^{-1.6}(\alpha_0)(V_0/n_0)}$$

носительно осредняющей прямой позволяет утверждать, что в первом приближении ими можно пренебречь при условии, что опыты проводятся без изменения элементов топливной аппаратуры.

Количественно величину φ_2 можно определить на основе представленной зависимости, если известно значение φ_{20} для произвольного базового режима. Тогда перерасчет производится по формуле:

$$\varphi_2 = \left(0,3386 \left(\frac{T_0}{T} \right)^{1,6} \left(\frac{\alpha}{\alpha_0} \right) \left(\frac{V}{V_0} \right) \left(\frac{n_0}{n} \right) + 0,6614 \right) \varphi_{20}$$

Подтвержденные данным исследованием представления о механизмах сгорания топлива в газодизеле позволяют объяснять явления, наблюдаемые в экспериментах. Так, например, в наших опытах было показано, что уменьшение запальной порции топлива приводит к повыше-

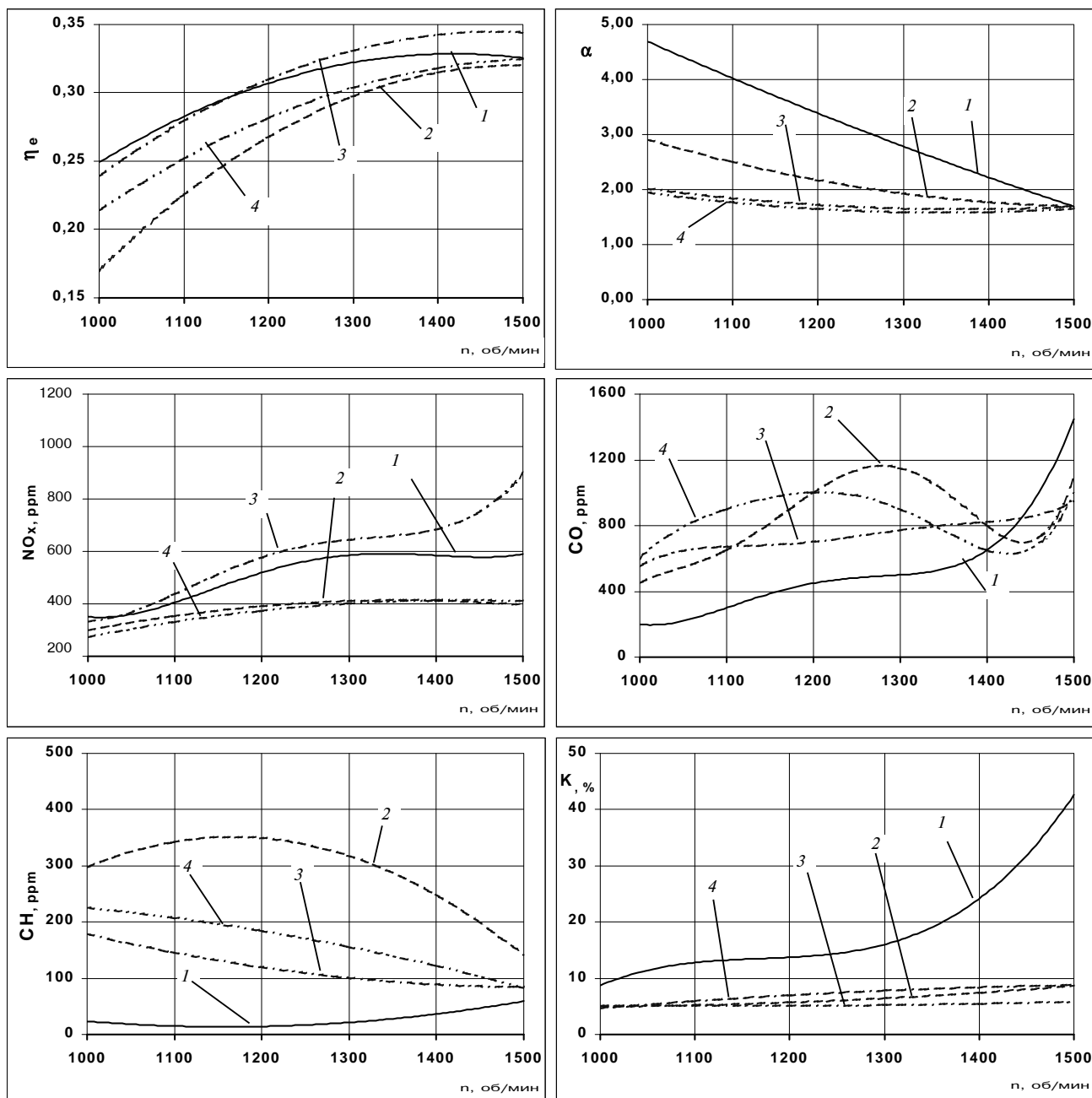


Рис. 4. Винтовая характеристика газодизеля ЗДб при различных способах регулирования мощности:

- 1 — дизель, $\varphi_{\text{оп впр}} = -30^\circ \text{ПКВ}$,
- 2 — газодизель, качественное регулирование, $\varphi_{\text{оп впр}} = -30^\circ \text{ПКВ}$,
- 3 — газодизель, смешанное регулирование, $\varphi_{\text{оп впр}} = -38^\circ \text{ПКВ}$,
- 4 — газодизель, смешанное регулирование, $\varphi_{\text{оп впр}} = -30^\circ \text{ПКВ}$

нию суммарной эффективности цикла. Такой результат трудно объяснить с точки зрения упрощенных представлений о делении процесса на «быструю» и «медленную» фазы: с этой точки зрения перенос большей части тепловыделения в «медленную» фазу должен вызывать обратный эффект. Фактически уменьшение запальной порции жидкого топлива требует для поддержания постоянной мощности соответствующего увеличения подачи газа. При этом уменьшается массовое соотношение воздуха и газа в смеси как из-за увеличения расхода газа, так и за счет уменьшения расхода воздуха, частично заменяемого в смеси газом. В совокупности это приводит к уменьшению коэффициента избытка воздуха и, как следствие, к сокращению продолжительности второй фазы сгорания. Последняя, как показывает опыт, оказывает наибольшее влияние на индикаторный и эффективный КПД двигателя.

Полученные зависимости дают основу для построения физически обоснованной модели рабочего цикла. Традиционная нуль-мерная модель дополняется:

- расчетом задержки самовоспламенения с учетом увеличенной энергии активации;
- расчетом доли теплоты, вносимой в первой фазе сгорания, включающей теплоту сгорания жидкого («запального») топлива и части газа, участвующего в этой фазе;
- определением длительности периода распространения фронта пламени, который характеризует динамику второй фазы тепловыделения.

В последнем расчете необходимо использовать схему последовательных приближений, поскольку в число независимых переменных, определяющих угол φ_2 , входят средние за этот период значения температуры, которые, в свою очередь, зависят от динамики тепловыделения.

Основанная на этой схеме математическая модель позволила провести всестороннее исследование влияния различных режимных и регулировочных параметров на характеристики газодизеля, созданного на базе судового двигателя типа 3Д6. Анализ показал, что для достижения обоснованного компромисса между экономическими и экологическими требованиями необходимо:

- уменьшить величину запальной порции топлива до минимума, обеспечивающего устойчивую подачу топлива на всех режимах; с этой целью было проведено перерегулирование топливной аппаратуры существующего дизеля; в перспективе желательно заменить серийную систему топливоподачи на усовершенствованную, специально разработанную для этой цели [2];
- ввести регулируемое дросселирование воздуха на впуске в двигатель для поддержания коэффициентов избытка воздуха в пределах, обеспечивающих приемлемые значения КПД;
- изменить установочный угол опережения впрыска жидкого топлива с 30 до 23 град ПКВ до ВМТ для снижения выбросов NO; в перспективе — ввести управление углом опережения.

Эти рекомендации учтены при создании и доводке двигателя, предназначенного для малоразмерного судна проекта Р-51. Основные характеристики экономичности и токсичности приведены на рис. 4.

Показанные данные позволяют утверждать, что схема подачи и регулирования состава топлива и газовой смеси и ее настройки, определенные на основе моделирования рабочих процессов в широком диапазоне режимов, обеспечивают значительное улучшение суммарных показателей топливной экономичности и сокращение выброса токсичных продуктов сгорания по сравнению с базовым дизелем.

Литература

1. Гальшев Ю.В., Корешонков Н.А., Магидович Л.Е., Свистунов Н.Н., Фомин Н.Н. Разработка и испытания газодизеля для малоразмерного судна // Энергетические машины и установки. — Тр. СПбГТУ № 465. — СПб., 1997. — С. 28–31.

2. Гальшев Ю.В., Магидович Л.Е., Зубков А.В. Разработка усовершенствованной системы впрыска жидкого топлива для газодизеля // Энергетические машины и установки. — Тр. СПбГТУ № 16. — СПб., 1999. — С. 53–57.