

## МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА (материалы конгресса СИМАС-2016)

Вниманию читателей предлагаются два доклада, прочитанные на 28 Конгрессе СИМАК (2016 г. Хельсинки) и посвященные методам исследования и совершенствования рабочего процесса двигателя.

В докладе группы специалистов фирмы FEV GmbH и университета Аахена описано применение программного пакета Charge Motion Design (CMD), предназначенного для оптимизации форкамерной системы сжигания топлива и успешной верификации данного пакета, проведенной с использованием опытного одноцилиндрового отсека.

Доклад международной группы специалистов посвящен исследованию жидких и газообразных альтернативных топлив, которые могут найти применение на флоте в ближайшем будущем. Основным инструментом данного исследования был уникальный опытный отсек, допускающий скоростную съемку процесса сгорания в обычных и рентгеновских лучах. Визуализация и сравнение сгорания различных видов альтернативных топлив позволили выработать практические рекомендации по их оптимальному выбору для реальных объектов.

*Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником*

### РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА ДЛЯ КРУПНЫХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ – ЭФФЕКТИВНОЕ СОЧЕТАНИЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТА

*Jose Geiger, Peter Heuser, Sven Lauer,  
Bertold Huchtebrock, Harsh Sankhla, FEV GmbH  
Avnish Dhongde,  
Institute for Combustion Engines RWTH  
Aachen University*

#### Реферат

В последнее время крупные газовые среднеоборотные двигатели привлекают к себе все больший интерес, что объясняется как экономическими, так и экологическими соображениями. Помимо генераторных установок, в составе которых подобные двигатели уже успешно эксплуатируются, все шире обсуждаются вопросы их использования в качестве главных судовых и тепловозных. Для конечного потребителя, кроме обязательного соответствия действующим экологическим стандартам, решающим фактором является минимизация расхода топлива.

В настоящей публикации приводятся требования, вытекающие из специфики различных применений крупных газовых двигателей, которые позволяют сформулировать основные проблемы оптимизации геометрии двигателя и параметров его рабочего процесса.

Настоящий доклад посвящен разработке форкамерного двигателя, выполненного фирмой FEV с применением моделирования процесса программным пакетом Charge Motion Design

(CMD) в сочетании с натурными экспериментами на одноцилиндровом отсеке. CMD-моделирование позволяет существенно сократить процесс проектирования форкамеры за счет уменьшения числа рассматриваемых вариантов. Оптимизированная система обеспечивает высокую устойчивость рабочего процесса при уровне среднего эффективного давления (BMEP) порядка 30 бар. Варьирование параметров позволяет детально изучить влияние различных геометрических характеристик форкамеры на рабочий процесс. Последнее является главным условием успешного проектирования системы сжигания топлива.

#### Введение

В ближайшем будущем достижимая удельная мощность газовых двигателей станет, по всей видимости, решающим фактором в завоевании рынка. В настоящем докладе представлена созданная фирмой FEV форкамерная система сжигания газового топлива, позволяющая обеспечить высокий уровень удельной мощности. Использование эффективных программных кодов позволило достаточно быстро определить оптимальную конфигурацию системы, благодаря чему для экспериментальной проверки и уточнения геометрии по результатам натурных испытаний достаточно оказалось всего лишь нескольких вариантов опытного «железа».

#### Конструктивная схема

Газовый двигатель разрабатывался на основе опытного одноцилиндрового отсека дизеля с



Рис. 1. Схема камеры сгорания с форкамерой

рабочим объемом 16 л. Ключевыми моментами при переводе дизеля на газ являются конструкция головки цилиндра, геометрия форкамеры и способ ее установки (рис. 1). В отсеке на место форсунки дизельного топлива была установлена многокомпонентная форкамера. В верхней части узла форкамеры находится система подачи газа, состоящая из обратного клапана, свечи зажигания и индикаторного отверстия. Собственно форкамера находится в нижней части данного узла.

Управление подачей газа осуществляется с помощью электромагнитного клапана, расположенного в непосредственной близости от впускного порта. Для подачи газа в форкамеру предусмотрена специальная система регулирования давления. Использование многокомпонентной конструкции упрощает процесс доводки и оценки различных вариантов конфигурации. Кроме того, конструкция облегчает в дальнейшем эксплуатацию изделия, так как позволяет менять форкамеру при регламентном техобслуживании. Степень сжатия базового дизеля была уменьшена до 11,5:1 за счет регулировки эффективного хода поршня. Углы газораспределения для выпускного клапана не изменялись, а для впускного клапана был выбран вариант умеренного цикла Миллера (10 град ПКВ до НМТ).

#### Этапы разработки

По сравнению с открытой (т. е. неразделенной) камерой сгорания вариант с форкамерой обеспечивает значительно лучшую управляемость процессом сгорания, как за счет совершенствования геометрии камеры, так и благодаря возможности управления рабочим режимом. Наличие форкамеры требует специального подхода к проектированию системы сжигания топлива, которое может быть разделено на два основных этапа [1].

На первом этапе определяются необходимый объем форкамеры и поперечное сечение сопловых отверстий. Оба параметра зависят, в первую очередь, от размеров двигателя и его предполагаемого применения. Форкамера, работающая в условиях избытка воздуха (т. е. с обедненной смесью) должна иметь больший объем, нежели форкамера со стехиометрической смесью. Это объясняется необходимостью компенсировать уменьшение плотности энергии в форкамере при увеличении коэффициента избытка воздуха. При выборе поперечного сечения сопловых отверстий следует исходить из того, что превышение давления в форкамере при горении рабочей смеси, должно значительно превышать давление в основной камере сгорания. При этом слишком высокое давление приведет к термомеханическим перегрузкам, которые, помимо снижения запаса прочности детали, отрицательно скажутся на энергетическом балансе процесса из-за повышенной теплоотдачи и роста тепловых потерь. С другой стороны, слишком низкое давление в форкамере замедляет сгорание пилотной смеси, увеличивает цикловую неравномерность и значительно снижает турбулилизацию смеси в основной камере сгорания.

На следующем этапе проводится более точная настройка параметров форкамеры. С этой целью проводится моделирование сгорания смеси в основной камере при различной ориентации сопловых отверстий предкамеры. Варьирование скорости горения и градиента скорости позволяет оптимизировать положение центра горения таким образом, чтобы снизить склонность смеси к детонации.

Необходимые на первом этапе характеристические числа могут быть относительно быстро и с достаточной точностью определены нульмерными средствами моделирования. Тем не менее, до сих пор точная настройка конфигурации сопловых отверстий остается весьма трудоемкой задачей, требующей большого объема экспериментов. FEV и VKA пошли по пути создания новых программных средств, которые позволили бы глубже понять и промоделировать взаимодействие сложных физико-химических процессов, сопровождающих горение газового топлива. С этой целью был разработан пакет программ под названием Charge Motion Design (CMD) [2, 3], более подробно описанный в следующем разделе.

#### Процесс FEV CMD

На рис. 2 изображена блок-схема программного кода и показано взаимодействие отдельных результатов моделирования между собой. Алгоритм начинается с оценки в первом приближении процессов сгорания в форкамере и в главной камере с помощью нульмерного блока модели-



Рис. 2. Блок-схема алгоритма моделирования

рования. В его основу положена модель захвата потока, которая дает достаточно информативные и надежные результаты, характеризующие значения скорости горения в форкамере и основной камере, при относительно коротком времени подготовки и счета. При этом влияние основных рабочих параметров двигателя, таких как коэффициенты избытка воздуха (AFR) в форкамере и в основной камере, углы начала зажигания и нагрузка (т. е. давление наддува) может быть определено с достаточной точностью.

На следующем этапе проводится одномерное моделирование газообмена, позволяющее оптимизировать закон подъема клапанов и графики изменения давления во впускных и выпускных окнах. Полученные результаты служат основой для последующего трехмерного CFD-моделирования потоков и турбулентности в основной камере сгорания. Трехмерное CFD-моделирование позволяет выявить распределение кинетических энергий (микро- и макро-) и их взаимодействие — то есть факторы, играющие важную роль в рабочем процессе. Поскольку при расчете такие модели сгорания, как ECFM, G-equation, Shell/CTC, так же, как и детальный анализ кинетики химических реакций, не используются, данный метод оказывается весьма быстрым и эффективным [6]. Выход данного блока моделирования, а также выход нульмерного блока поступают на вход CMD-процесса, как показано на рис 3. Последний (крайний справа) блок моделирования в настоящее время находится в процессе разработки. Подробнее о нем — см. раздел «Перспективы» в конце доклада.

CMD-процесс, изначально разработанный для бензиновых двигателей с открытой камерой,

в последнее время был адаптирован к форкамерным двигателям, работающим на природном газе [4, 5]. В этом процессе характеристическое число турбулентности ( $\Phi$ ) определяется в пределах угла ПКВ, соответствующих продолжительности процесса сгорания. Число турбулентности выводится из соотношения масштаба времени турбулентности и функции скорости ламинарного горения, интенсивности турбулентности и числа Дамкелера для турбулентного потока. Подробно этот вывод описан в [2, 3]. Наличие корреляции с характеристическим числом  $\Phi$  позволяет оценить протяженность участка (длительность) выгорания топлива.

Уровень турбулизации в цилиндре зависит от ряда факторов. В начальной фазе турбулизация происходит за счет потока рабочей смеси, поступающего в камеру сгорания через впускной клапан. Основными факторами, оказывающими влияние на данный процесс, являются геометрические параметры клапана, клапанного седла и впускного окна. На такте сжатия основные влияющие факторы — движение поршня и сдвиговые течения, вызванные сжатыми вихрями или зонами завихрения. Еще одним источником турбулизации, специфичным для форкамерных двигателей, являются струи пилотной смеси, выходящие из форкамеры, которые, во-первых, вызывают воспламенение топлива в основной камере сгорания, а во-вторых — значительно усиливают турбулизацию в цилиндре, что служит важным условием для скорости возгорания смеси. Действие этих струй моделируется вводом начальных условий в форкамере (давления и температуры), полученных на выходе нульмерного блока.

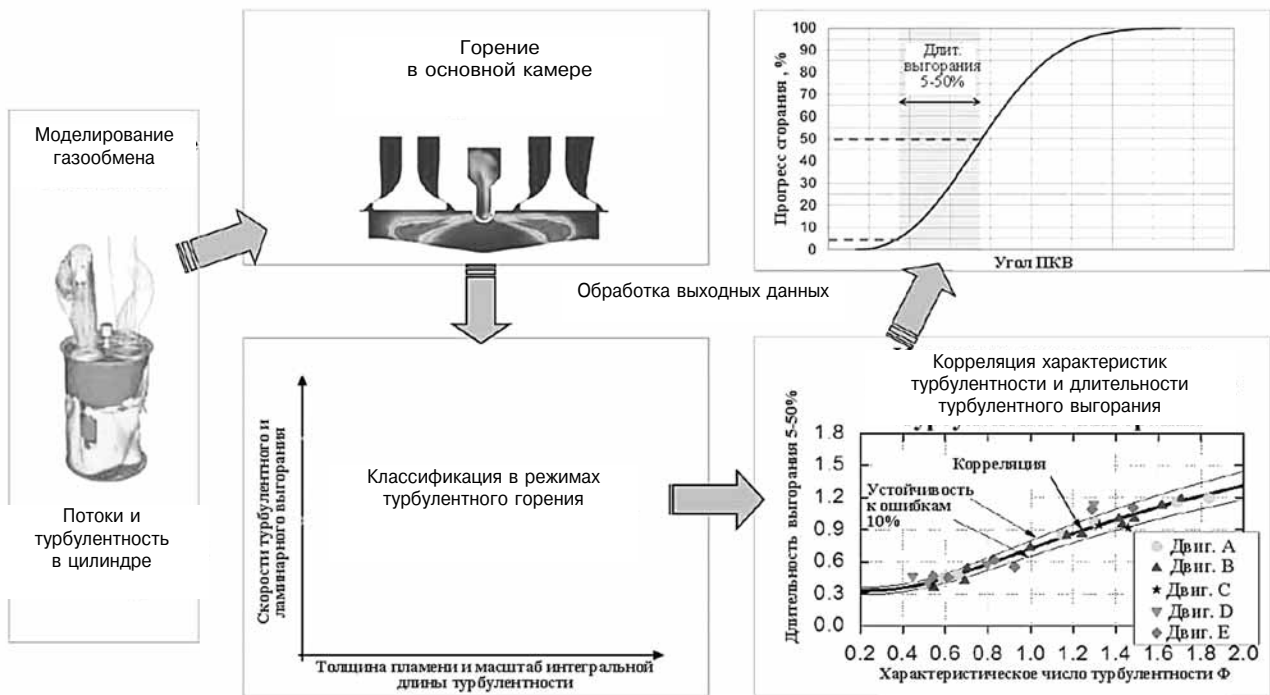


Рис. 3. Общая схема моделирования с помощью технологии FEV Charge Motion Design (расчета движения заряда)

Для основной камеры сгорания рассчитываются различные параметры турбулентности (интенсивность, масштаб интегральной длины турбулентности) и химии (теоретическая толщина факела и скорость его распространения). Они зависят от базового уровня турбулентности и AFR в основной камере сгорания, а также от дополнительной турбулентности, создаваемой выходящими из форкамеры струями. Эти параметры могут быть визуализированы на диаграмме режимов для турбулентного горения. При известных размерах камеры сгорания и результирующей скорости турбулентного потока можно определить характеристическое число турбулентности  $\Phi$  для каждого положения коленвала [2, 5]. Затем усредненная величина числа  $\Phi$  на заданном интервале угла ПКВ сопоставляется с математическим выражением на участке выгорания топлива от 5 до 50 % для данной расчетной точки. Выбор протяженности участка выгорания топлива от 5 до 50 % объясняется тем, что в этом интервале взаимодействие факела со стенками минимально, следовательно, потери тепла не являются доминирующим фактором теплового баланса. Более того, указанная протяженность участка выгорания топлива хорошо коррелирует с ожидаемым КПД двигателя. Альтернативная корреляция с протяженностью участка выгорания топлива от 5 до 90 % также была найдена удовлетворительной, и может рассматриваться как один из критериев при выборе окончательных конструктивных параметров.

Пример результатов моделирования CMD-процесса показан на рис 4. Протяженность участка выгорания топлива 5–50 %, полученная из CMD-корреляции, сравнивается с фактической протяженностью участка выгорания в данном диапазоне, полученной по результатам измерений на двигателе. Двигатель 1 представляет собой форкамерный двигатель с увеличенным, по сравнению с двигателем 2, объемом цилиндра. Для дальнейшего исследования в данной работе был выбран двигатель 2. При оптимизации параметров корреляционной функции рассматривались различные варианты форкамеры, а также различные значения рабочих параметров (нагрузки, AFR и угла начала зажигания). Данные

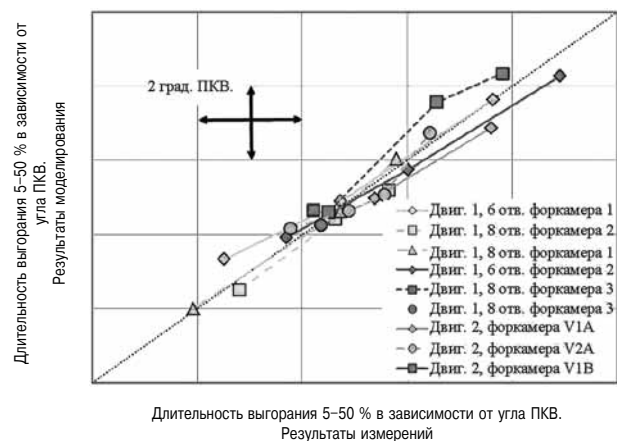


Рис. 4. Валидация и расчетные кривые CMD-процесса

на рис. 4 подтверждают хорошее совпадение результатов моделирования и экспериментальных данных (расхождение в пределах ~ 5 %).

Для двигателя 2 моделировались 4 варианта форкамеры, из которых два — V1A и V2B — были испытаны на двигателе, а затем использованы как реперные (базовые) точки для корреляции.

Вариант V2A и упомянутый далее вариант V1B только моделировались, поэтому приводятся лишь как примеры расчетных кривых, полученных в результате моделирования. Относительный рейтинг (в смысле значимых показателей) всех вариантов до и после применения двух испытанных на двигателе вариантов форкамеры в качестве реперных точек для корреляции оставался одинаковым. Это подтверждает робастность CMD-процесса относительно размеров двигателя.

#### Предварительная конфигурация системы сжигания топлива

Разработка системы сжигания топлива началась с выбора предварительной конфигурации системы по результатам описанного выше CMD-процесса. Процесс иллюстрируется четырьмя примерами различных вариантов форкамеры. Форкамеры V1A и V1B имеют относительно малый объем. Объем форкамер V2A и V2B примерно на 40 % больше (что соответствует последним тенденциям в данной области), а отличаются они между собой ориентацией сопловых отверстий. Площадь поперечного сечения сопловых отверстий форкамер V1B и V2B выбиралась таким образом, чтобы максимальное избыточное давление для обоих вариантов было примерно одинаковым. Для этого использовалась калиброванная модель нульмерного блока моделирования. Поперечное сечение сопловых отверстий у варианта V1A было таким же, как у вариантов V2A и V2B. Ориентация выходных отверстий у вариантов V1A и V2A была одинаковой. Перечень всех вариантов расчета представлен в табл. 1.

Характеристическое число турбулентности  $\Phi$  определяется параметрами факела пилотного

Таблица 1

#### Варианты форкамеры

Вариант	Объем	Площадь поперечного сечения сопловых отверстий	Ориентация отверстий	Избыточное давление в форкамере
V1A	<базового	Базовое	Широкоугольная	Базовое
V1B	<базового	<базового	Базовая	>базового
V2A	Базовый	Базовое	Широкоугольная	>базового
V2B	<базового	Базовое	Базовая	>базового

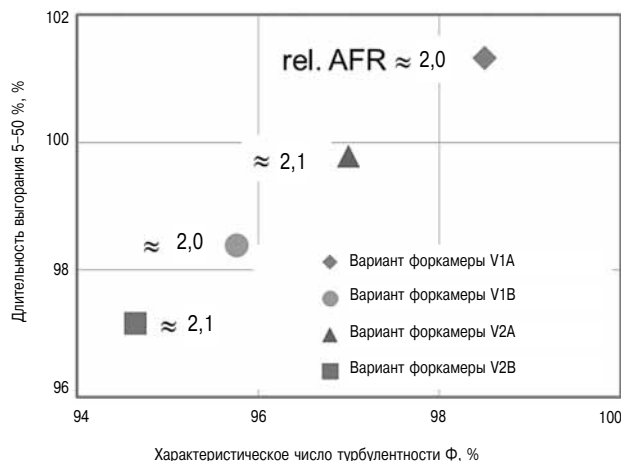


Рис. 5. Протяженность участка выгорания топлива в выбранных вариантах форкамеры, определенная с помощью CMD

топлива, выходящего из форкамеры, при неизменных параметрах тактов всасывания и сжатия. Величины давления и температуры в форкамере рассчитывались с помощью нульмерного блока моделирования. Протяженность участка выгорания топлива 5–50 % рассчитывалась для вариантов V1B и V2A по приведенной корреляции с характеристическим числом. Значение числа  $\Phi$  для всех рассмотренных вариантов представлены на рис. 5.

При равенстве всех прочих граничных условий, включая ориентацию отверстий и давление в форкамере, вариант с большей форкамерой обеспечивает больший прирост энергии в основной камере по сравнению с альтернативным вариантом (т. е. с форкамерой меньшего размера). В частности, при сравнении варианта V2B с вариантом V1B видно, что сгорание в двигателе с большей форкамерой протекает быстрее.

Различие в процессах сгорания иллюстрируется данными рис. 6, где показаны результаты CFD-моделирования для репрезентативных вариантов V1A и V2B. Пространственное распределение тур-

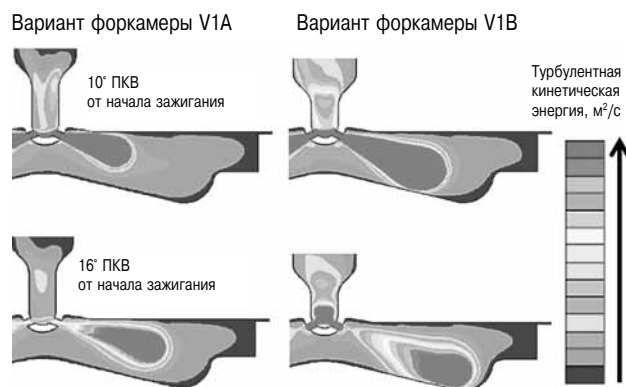


Рис. 6. Турбулентная кинетическая энергия для вариантов V1A и V2B

булентной кинетической энергии при различных значениях угла ПКВ позволяет наглядно оценить влияние геометрии форкамеры на процесс сгорания.

В случае форкамеры большего размера на первых 10 градусах ПКВ увеличение объема форкамеры и, соответственно, турбулентной кинетической энергии способствует увеличению общей кинетической энергии в основной камере сгорания. Это ускоряет горение в основной камере. Различие в уровнях турбулентности сохраняется в течение всего периода горения в основной камере, что приводит к сокращению этого периода. Вариант V2B показывает лучшие результаты по сравнению с вариантом V2A за счет более правильной пространственной ориентации сопловых отверстий форкамеры.

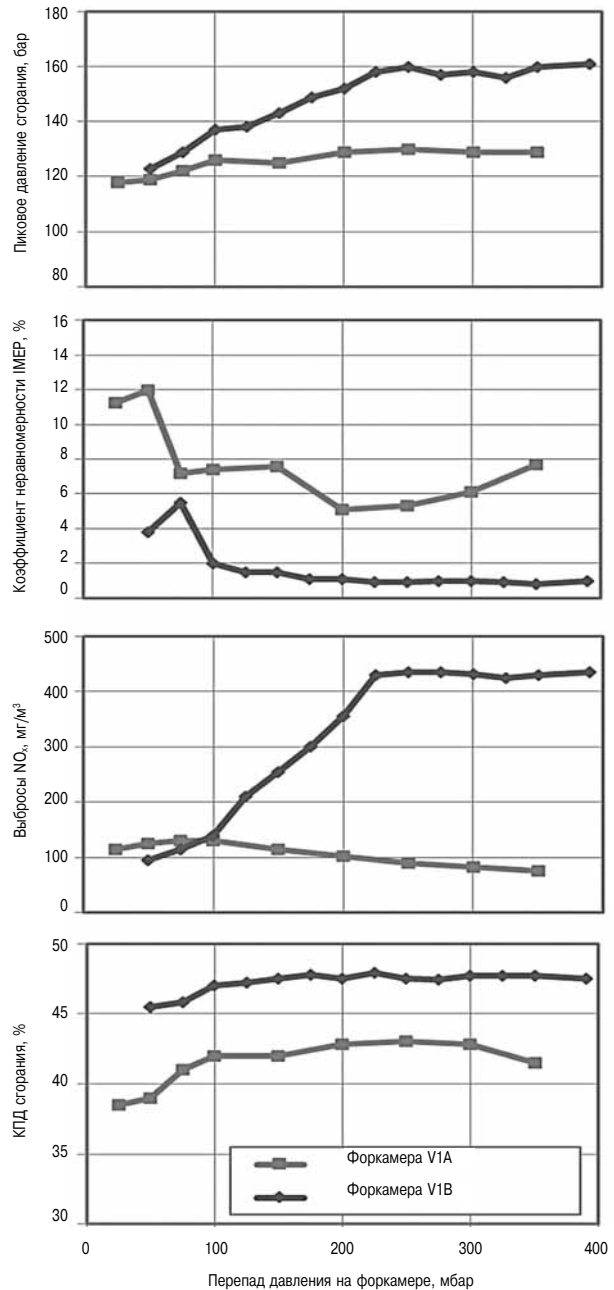
Вариант V1B отличается от V1A меньшим значением поперечного сечения сопловых отверстий форкамеры. Это приводит к ощутимому сокращению длительности выгорания (см. рис. 5). В форкамере создается более выраженный пик давления, кинетическая энергия истекающих из нее турбулентных струй выше, что приводит к относительному росту турбулентной энергии в основной камере и, соответственно, к более быстрому сгоранию топлива.

После сопоставления различных конфигураций форкамеры на первом этапе моделирования с помощью упомянутых программных средств несколько вариантов форкамеры были отобраны для испытаний на двигателе.

**Варьирование объема форкамеры**

На рис. 7 показаны результаты экспериментов с форкамерами V1A и V2B при частоте вращения двигателя  $n = 900$  об/мин и уровне среднего эффективного давления (IMEP) 20 бар. Коэффициент избытка воздуха (AFR) в основной камере сгорания равен 2,2, тогда как величина AFR в форкамере зависит от давления впрыска (продувки). Если принять реалистичное значение КПД продувки, то получается, что значение AFR в «насыщенной» форкамере должно быть порядка 0,9 (давление продувки >200 мбар для форкамеры V2B). В отсутствие продувки (ArScavenge = 0), AFR в форкамере почти не отличается от AFR в основной камере (с более бедной смесью). Чтобы выявить влияние объема, регистрировался момент начала зажигания. Этот момент выбирался таким образом, чтобы при полностью продуваемой форкамере пик давления сгорания в ней приходился на 13 град ПКВ после ВМТ.

Эффективность форкамеры большего размера V2B ощутимо зависит от давления продувки. Амплитуда и положение пикового давления сгорания хорошо коррелируют с AFR в форкамере



**Рис. 7. Вариация перепада давления газа в форкамере ( $n = 900$  об/мин, IMEP = 20 бар, AFRMC = 2,2)**

до момента достижения «точки насыщения». Сдвиг пика давления сгорания можно объяснить двумя независимыми причинами. Это, во-первых, уменьшение задержки зажигания в самой форкамере из-за обогащения находящейся в ней смеси. Во-вторых, это возрастание энергосодержания в форкамере и, соответственно, энергии зажигания бедной смеси, находящейся в основной камере.

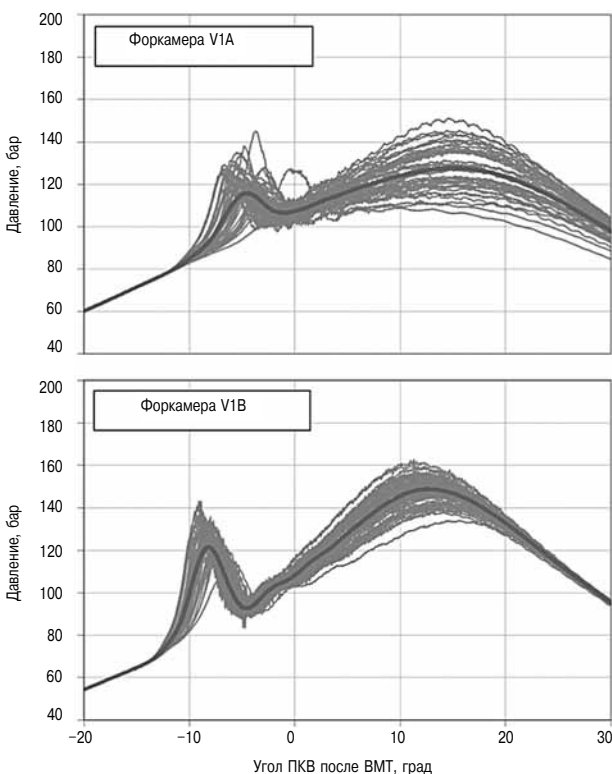
Особое внимание должно быть уделено выбросам NO<sub>x</sub>, поскольку разработчики стремятся снизить обогащение смеси в форкамере для уменьшения выбросов NO<sub>x</sub> так, чтобы итоговый

уровень этого показателя оставался в пределах нормы. В данном случае выбросы  $\text{NO}_x$  для форкамеры V2B с «богатой» смесью оказываются в 5 раз больше, чем при отсутствии ее продувки. В обоих случаях, однако, предельные нормы выбросов по TA-Luft ( $500 \text{ мг/нм}^3$ ) превышены не были.

В отличие от варианта форкамеры V2B, вариант V1A демонстрирует отсутствие сколько-нибудь заметного влияния AFR (фактически это влияние может даже быть разнонаправленным). При минимальном коэффициенте вариации  $\text{IMEP} = 5\%$  цикловые колебания оказываются значительно больше. Такой режим работы не может считаться приемлемым. Форкамера большего объема V2B демонстрирует намного меньший коэффициент вариации (порядка  $1\%$ ) в режиме «частичной продувки» (100 мбар) [6].

Влияние указанных факторов на индикаторный КПД проявляется достаточно отчетливо. Для форкамеры V2B этот параметр в пределах большей части зоны рабочих режимов составляет  $47\%$ , что на  $5\%$  лучше, чем у V1A. Уменьшение КПД у форкамеры V1A наблюдается одновременно со значительным ростом выбросов углеводородов, т. е. несгоревшего топлива (здесь они не показаны).

На рис. 8 показаны 50 последовательных циклов для обоих вариантов форкамеры при перепаде давления на форкамере 200 мбар, в которых отражена существенная разница в равномерности рабочего процесса.



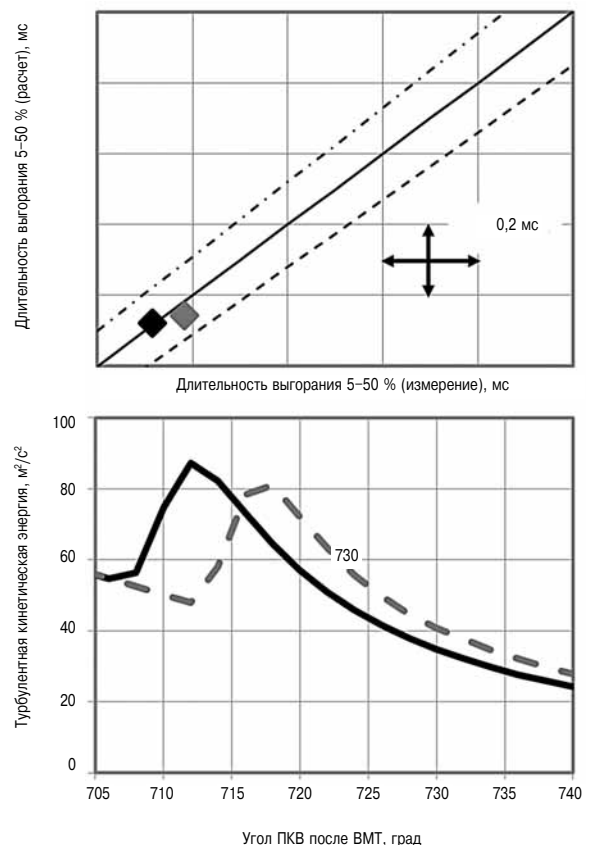
**Рис. 8. Кривые давления в форкамере**  
(900 об/мин,  $\text{IMEP} = 20$  бар,  $\text{AFRMC} = 2,2$ )

Наблюдается значительная нестабильность процесса с форкамерой V1A, связанная с колебаниями давления в форкамере. Вместе с тем, испытания с форкамерой V2B показывают вполне удовлетворительную воспроизводимость результатов. Более того, анализ изображенных на рисунке кривых приводят к еще одному выводу, а именно: при одном и том же качестве смеси (AFR) в форкамере, большее количество энергии в форкамере V2B создает в ней более высокое давление, что повышает качество сгорания в основной камере. В период горения смеси в форкамере термодинамические параметра (давление и температура) оказывают влияние на процесс сгорания в двигателе.

Чтобы проиллюстрировать функциональность и эффективность CMD-процесса, далее на нескольких примерах будет показана его способность воспроизводить реальные граничные условия.

Вариация угла зажигания показана на рис. 9. Позднее угол зажигания был сдвинут на  $50^\circ$  ПКВ.

При более позднем зажигании протяженность участка выгорания возрастает, что отражается на корреляционных зависимостях. При варьировании



**Рис. 9. Корреляция между вычисленной (с помощью CMD) и измеренной турбулентной кинетической энергией при различных углах зажигания**

(форкамера V2B, 1050 об/мин,  $\text{IMEP} = 24,5$  бар,  $\text{AFRMC} = 2,1$ )

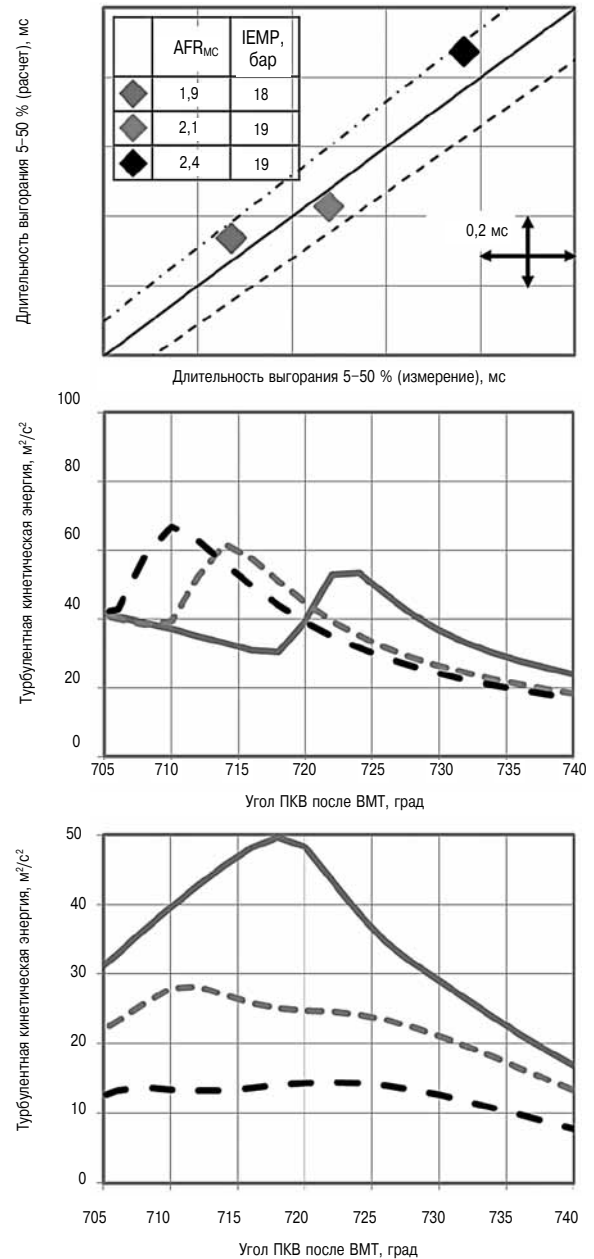
угла зажигания и неизменных значениях AFR в форкамере и основной камере протяженность участка выгорания зависит только от уровня турбулентности в основной камере. Как показано в нижней части рис. 9, исходное значение турбулентной кинетической энергии в основной камере, накапливаемой на такте сжатия и под действием газообмена, в обоих случаях одинаково. Этот исходный уровень турбулентности под действием эффектов рассеяния уменьшается по мере приближения поршня к ВМТ (720° ПКВ). При обоих значениях запаздывания зажигания пик турбулентности наблюдается в тот момент, когда струи выходят из форкамеры. Относительный рост уровня турбулентности (от исходного до пикового значения) в обоих случаях примерно одинаков. Однако поскольку исходный уровень турбулентности из-за увеличения запаздывания зажигания продолжает падать, то оказалось, что уровень турбулентности на том же интервале выгорания топлива при увеличении запаздывания зажигания уменьшается. Следовательно, протяженность участка выгорания при увеличении запаздывания зажигания возрастает.

На рис. 10 показана вариация AFR в основной камере при средней величине нагрузки. AFR изменялся в довольно широком диапазоне (от 1,9 до 2,4). Чтобы сохранить возможность вариации для окончательной настройки двигателя, одновременно регулировался угол начала зажигания (SOI — start of ignition) таким образом, чтобы выбросы NO<sub>x</sub> постоянно держались на одном уровне (предельно допустимом по TA-Luft). Как видим, корреляционные зависимости позволяют одновременно поддерживать AFR и угол начала зажигания в допустимых пределах. Вариация может быть оценена турбулентным числом Дамкелера (Da) в основной камере, вычисляемом по формуле

$$Da = \frac{l_t \cdot S_L}{l_f \cdot u'}$$

где  $l_t$  — масштаб интегральной длины турбулентности;  $l_f$  — толщина турбулентного факела;  $u'$  — интенсивность турбулентности;  $S_L$  — скорость ламинарного факела.

Согласно теории турбулентного горения [2, 3] скорость турбулентного потока прямо пропорциональна числу Дамкелера. Следовательно, чем больше это число, тем меньше протяженность участка выгорания. Что же касается вариации AFR, то, поскольку меньшему AFR соответствуют более высокие значения числа Дамкелера, протяженность участка выгорания будет соответственно меньше. Поскольку условия в форкамере остаются относительно постоянными, а при



**Рис. 10. Корреляция результатов CMC-моделирования и измерений; число Дамкелера при различных значениях AFR в основной камере:** (вариант форкамеры V2B, 900 об/мин, оптимальный угол начала зажигания)

возрастании AFR угол начала зажигания уменьшается, уровень турбулентности в основной камере при увеличении AFR несколько возрастает. Таким образом, эффект ускорения химических реакций при снижении AFR более весом, нежели эффект ускорения выгорания.

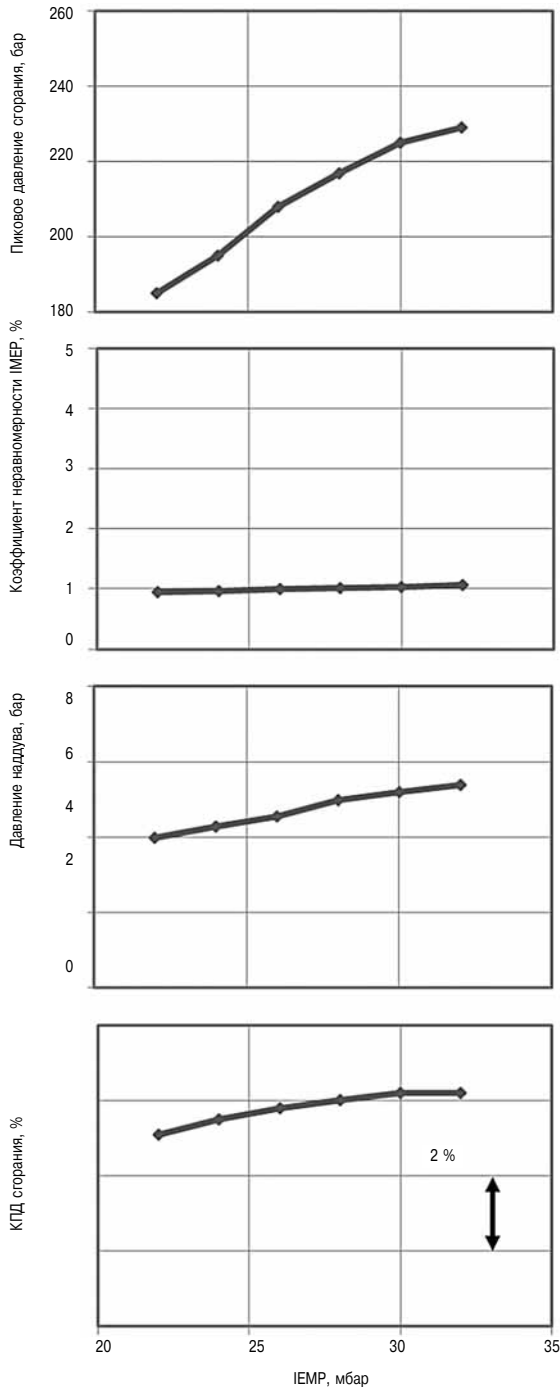
Дальнейшие эксперименты подтвердили более высокую эффективность форкамеры V2B. Она продемонстрировала впечатляющую устойчивость в работе, что открывает возможность дальнейшего снижения AFR в целях соответствия нормам



TA-Luft, и соответствующего снижения выбросов НС. Тем самым была подтверждена правильность выбора форкамеры V2B для экспериментов с высокими нагрузками.

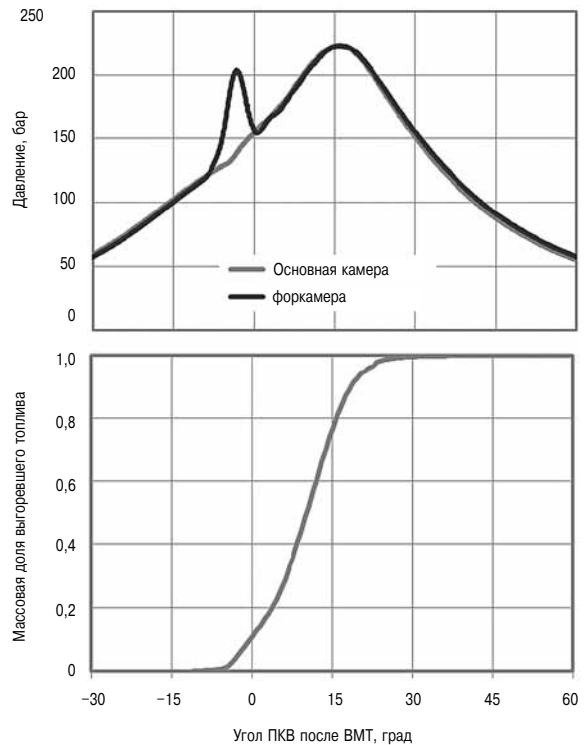
### Высокая нагрузка

В качестве примера на рис. 11 показано изменение нагрузки при скорости двигателя 900 об/мин. Предельно допустимое значение IMEP было установлено на уровне 32 бар из-за



**Рис. 11. Работа при больших нагрузках**

(форкамера V2B, метановое число 77, скорость двигателя 900 об/мин,  $NO_x < 500$  мг/м<sup>3</sup>, значения угла начала зажигания, AFRpre-chamber и AFRMC оптимизированы)



**Рис. 12. Графики изменения давления и оценка доли выгоревшего топлива при IMEP = 32 бар**

(форкамера V2B, скорость двигателя 900 об/мин,  $NO_x < 500$  мг/м<sup>3</sup>, значения угла начала зажигания, AFRpre-chamber и AFRMC оптимизированы)

существующего ограничения максимального давления в цилиндре базового двигателя. Эксперимент подтвердил выполнение требований TA-Luft по предельно допустимым выбросам  $NO_x$  и перспективность разработанной системы сжигания топлива. Несмотря на относительно небольшое значение метанового числа природного газа, использовавшегося в экспериментах, а также на наличие ограничений по выбросам  $NO_x$ , КПД двигателя оказался достаточно высоким. Еще оставался резерв для его дальнейшего увеличения за счет более глубокого обеднения смеси, если бы это не было связано с превышением предельно допустимого давления в цилиндре. Следует отметить, что высокая устойчивость горения, о которой уже упоминалось, обеспечивается во всем диапазоне нагрузок.

Графики изменения давления (усредненного за цикл) в основной камере и в форкамере при максимальной нагрузке (IMEP = 32 бар) показаны в верхней части рис. 12. В его нижней части показана кривая выгорания топлива, рассчитанная по результатам анализа кривой давления. В данном анализе использовалось среднее за цикл значение давления.

В результате квазистехиометрического горения в форкамере протяженность участка горения достигает почти 11 градусов ПКВ при максималь-

ном значении избыточного давления порядка 65 бар. Центр горения ( $\alpha \times 50$ ) находится в точке 10,6 градусов ПКВ после ВМТ. Это коррелирует с квазиоптимальной скоростью горения в основной камере. Протяженность участка выгорания (5–50 %), равная 12 градусам ПКВ, позволяет обеспечить высокую скорость сгорания. Следующий интервал (50–95 %) занимает лишь 11,4 градусов ПКВ, что свидетельствует о высокой эффективности разработанной системы сжигания топлива.

**Перспективы**

Метод FEV CMD (Charge Motion Design) может иметь также ряд других полезных применений (рис. 13). Для этого фирмой FEV была разработана трехмерная модель сгорания CFD с заданной скоростью тепловыделения. Она основана на модели разрушения вихрей (eddy-break-up model) и рассматривает транспорт прогрессивной переменной (progress variable transport). Прогрессивная переменная определяется как

$$\tilde{n} = \frac{T - T_u}{T_b - T_u},$$

где  $T$  — температура в ячейке;  $T_b$  — температура в выгоревшей зоне;  $T_u$  — температура в невыгоревшей зоне

Заданная скорость тепловыделения вводится в модель в качестве граничного условия. Эта скорость тепловыделения может быть построена как функция Вибе для интервалов выгорания топлива 5–50 и 5–90 %, полученная с помощью CMD-процесса. Она может быть также вычислена по кривой давления, полученной экспериментальным путем. Прогрессивная переменная используется для построения закона развития факела. При этом определяются поля распределения температур в форкамере и в основной камере на основе AFR и распределения остаточного газа, полученного при трехмерном CFD-моделировании газообмена. Таким образом, термодинамические параметры (значения давления, температуры, количества остаточного газа) в невыгоревшей зоне могут быть выделены и использованы при расчетах детонации.

В настоящее время специалисты FEV заняты валидацией детального механизма химических реакций применительно к процессам самовоспламенения в машине быстрого сжатия (Rapid Compression Machine) с граничными условиями, типичными для газовых двигателей форкамерного типа ( $p > 120$  бар). Измерения будут проводиться при работе на чистом метане и на природном газе, состав которого типичен для систем городского газоснабжения. Детальные модели химических реакций будут затем использованы при расчетах самовоспламенения в невыгоревшей зоне. В бли-

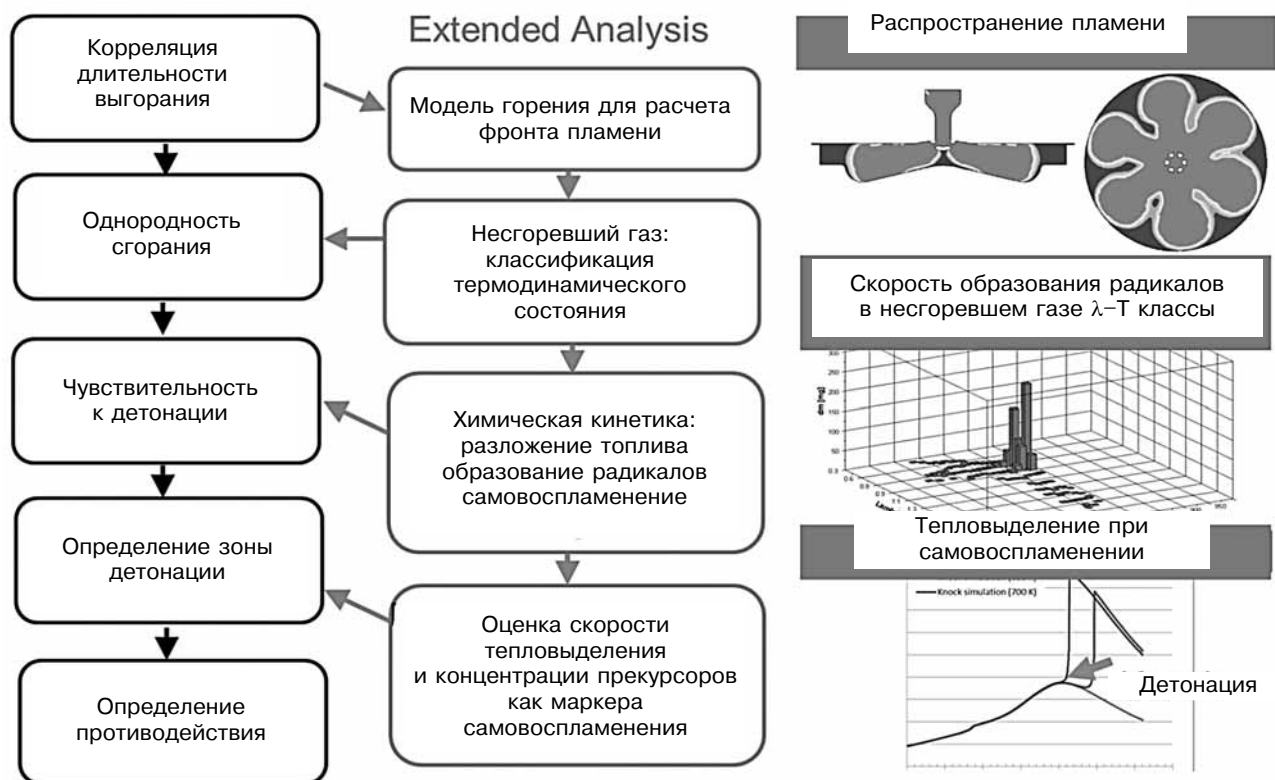


Рис. 13. Перспективы — развитие расширенного алгоритма расчета детонации

жайшем будущем на основании результатов стендовых испытаний будет построена зависимость между тепловыделением и интенсивностью детонации. Эта зависимость может быть также использована в качестве ограничительного условия при проектировании форкамерных двигателей.

Распределение температур, полученное при моделировании сгорания, позволит определить граничные условия на газовой стороне для расчета головки цилиндра методом конечных элементов. Еще одна задача на будущее — интеграция модели образования  $\text{NO}_x$  в модель рабочего процесса.

Таким образом, процесс, показанный на рис. 12, позволит определить протяженность участка выгорания топлива, выбросы  $\text{NO}_x$  и интенсивность детонации, а также реализовать целостный подход к разработке систем сжигания топлива для крупных газовых двигателей.

### Заключение

Фирмой FEV разработан одноцилиндровый отсек газового двигателя с продуваемой форкамерой и эффективной системой сжигания топлива. Объем цилиндра составляет порядка 16 л, что характерно для многих двигателей различного назначения — стационарных, тепловозных и главных судовых.

В целях уменьшения числа возможных конфигураций (вариантов геометрии форкамеры) для последующих натурных экспериментов был использован и расширен разработанный ранее FEV программный пакет CMD (Charge Motion Design). Он основан на использовании сложных зависимостей процессов сгорания от турбулизации заряда. Точность моделирования подтверждена сравнением его результатов с результатами натурных испытаний. Использование CMD-процесса обеспечивает существенную экономию времени и сил, и значительно повышает общую эффективность проектирования.

Применение оптимизированной форкамеры, параметры которой соответствует лучшим мировым образцам, способствовало получению отличных результатов при стендовых испытаниях опытного двигателя. Высокая устойчивость

рабочего процесса дает возможность существенно поднять удельную мощность двигателя. При стендовых испытаниях среднее эффективное давление IMEP удалось увеличить до 32 бар. Одновременно удалось значительно снизить выбросы  $\text{NO}_x$  и уложиться в нормы TA-Luft.

Программный пакет FEV для моделирования рабочего процесса в крупных газовых двигателях непрерывно совершенствуется. В ближайшее время он будет дополнен новыми моделями для повышения достоверности и точности моделирования. В качестве примеров можно назвать текущую разработку программ для трехмерного CFD-моделирования распространения факела на основе тепловыделения и точного учета химического состава газа при моделировании самовоспламенения.

---

### Литература

1. *Umierski M.* «Analyse des Brennverlaufes für stationäre Gas-Ottomotoren mit geteiltem und ungeteiltem Brennraum». Dissertation RWTH Aachen 1999.
2. *Wiese W., Pischinger S., Adomeit P., Ewald J.* «Prediction of Combustion Delay and -Duration of Homogeneous Charge Gasoline Engines based on In-Cylinder Flow Simulation», SAE Technical Paper 2009-01-1796, 2009, doi:10.4271/2009-01-1796.
3. *Wiese W., Adomeit P., Ewald J.* «Stromungsentwicklung zur Darstellung robuster Otto-Brennverfahren» / «Charge Motion Development for the Realization of Robust SI Combustion Systems», 11. Tagung «Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors», 20./21. September 2007.
4. *Franke M., Geiger J., Lierz K., Heuser P., Jagodzinski B., Schlemmer-Kelling U.* «Development strategies for gas engines in high- and medium speed applications», ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, October 19–22, 2014, Columbus, IN, USA.
5. *Dhongde A., Morcinkowski B., Deppenkemper K., Franzke B., Pischinger S.* «Durchgangiger Simulationsprozess zur Verbrennungsvorhersage anhand des Stromungszustands im Zylinder für Otto, Diesel und Gasmotoren», VPC.plus Congress, VPC.plus 2014, 16. MTZ-Fachtagung, 30. September und 01. Oktober 2014 | Hanau
6. *Umierski M., Pleimling H., Huchtebrock B.* «Zyklische Schwankungen des Arbeitsprozesses von Gasmotoren». 3. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2003.

**ВИЗУАЛИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА  
И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ ПРИ СОЗДАНИИ  
НОВЫХ ЖИДКИХ И ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ**

*Koji Takasaki, Daisuke TSURU, Kyushu University  
Junichi HIRATA, ClassNK*

*Tatsuo TAKAISHI, Maritime Innovation Japan Corporation  
Johan HULT, Stefan MAYER,  
MAN Diesel & Turbo Denmark*

**Реферат**

Можно назвать два главных стимула для отказа от мазута в пользу альтернативных топлив: ужесточение требований ИМО к количеству вредных выбросов от судов, включая  $SO_x$  и  $NO_x$ , и экономический эффект от использования более дешевого и доступного топлива.

Темой настоящего доклада является исследование ряда альтернативных топлив как возможной замены мазута в главных судовых двигателях, принятое с использованием Rapid Compression & Expansion Machine (RCEM) — крупнейшей в мире лабораторной установки с визуальным контролем рабочего процесса. Исследовались следующие виды жидкого топлива.

**1. Малосернистое топливо с высоким содержанием ароматиков**

CLO [Clarified Oil (осветленное масло = тяжелый газойль рециклинга)] — остаточная фракция процесса флюид-каталитического крекинга Fluid Catalytic Cracking (FCC), получаемая при перегонке нефти и состоящей, главным образом, из ароматиков с 2–3 ароматическими кольцами. При этом содержание серы в этой фракции настолько мало, что укладывается в норму предельно допустимого содержания серы в морских топливах (Global Cap) с 2020 г. Для повышения воспламеняемости CLO в него добавлялся компонент для повышения цетанового числа топлива (CN), например продукт газожидкостной конверсии (GTL — Gas to Liquid), при этом подтвердилась роль GTL как присадки, повышающей воспламеняемость топлива.

**2. Водотопливная эмульсия с большим содержанием воды**

В этом эксперименте количество воды даже превышало количество топлива (крекинговый газойль), при этом удалось добиться воспламенения смеси с помощью пилотного топлива. Для получения того же количества тепла приходилось впрыскивать почти вдвое больше эмульсии, чем обычного топлива в нормальных условиях, поэтому использовалась форсунка с сопловыми отверстиями большего диаметра. Данный метод позволил не только резко снизить выбросы  $NO_x$  (укладываясь в норматив Tier 3, т. е. на 75 %), но и улучшить смесеобразование, что привело к сокращению времени догорания. Данный эф-

фект можно объяснить, прибегнув к теории количества движения (инерции) топливной струи.

**3. Метанол**

Исследовались характеристики метанола как бессернистого топлива. Метанолу свойственны чрезвычайно короткое время дожигания и низкий уровень выбросов  $NO_x$ . Причины — те же, что и в случае водотопливной эмульсии.

Исследовались также газовые топлива, пригодные для использования в двигателях GI (high pressure Gas Injection, т. е. с впрыском газа высокого давления).

**4. Природный газ**

Визуально образование топливно-воздушной смеси с использованием природного газа высокого давления мало чем отличается от процесса с использованием жидкого топлива. Изучалось влияние повышения давления впрыска (свыше обычных 30 МПа) на процесс сгорания, а также ускорение диффузионного горения за счет улучшения смесеобразования.

**5. Этан**

Этан в ближайшем будущем предполагается использовать в качестве морского топлива, поэтому изучалась возможность применения этана вместо метана в двигателях GI. Выяснилось, что факел горящего этана светится сильнее по причине большего соотношения C/H, но скорость горения при этом несколько ниже, чем у метана.

**6. Добавление водорода к природному газу**

Добавление водорода к природному газу — один из способов снижения выбросов  $CO_2$  (по сравнению с чистым природным газом). Более того, выяснилось, что добавка водорода заметно интенсифицирует диффузионное горение.

**7. Низкокалорийный газ**

Поскольку унос воздуха газовой струей зависит от количества движения газа, то добавка даже инертного газа увеличивает количество движения и тем самым способствует интенсификации диффузионного горения. Кстати, это же относится к упоминавшейся выше водотопливной эмульсии. При добавлении природного и инертного газа, что равносильно снижению теплотворной способности, скорость сгорания во время впрыска возрастает по сравнению с чистым метаном. Данный эффект наблюдается только в двигателях GI, но не проявляется в двигателях, работающих на бедной смеси. Кроме того, добавление инертного газа, в отличие от водорода, не ведет к росту выбросов  $NO_x$ .

**Введение**

Согласно последним нормативам Международной Морской Организации (ИМО), начиная с 2015 г. содержание серы в морских топливах, используемых при нахождении судна в пределах зоны регулируемых выбросов (ECA), не должно

превышать 0,1 %. Более того, в 2020 г. официально вступят в силу новые мировые правила (так называемые «Global Cap»), понижающие предельно допустимое содержание серы в топливе до 0,5 %. Поэтому особое значение приобретает поиск и исследование альтернативных топлив, которые бы обеспечивали соответствие двигателей будущим нормативам.

Переход от мазута к альтернативным топливам обусловлен не только ужесточением экологических нормативов, но и соображениями экономической эффективности, связанной с использованием более доступных топлив.

Ранее авторами были представлены доклады об исследованиях рабочего процесса при сжигании малосернистых топлив с высоким содержанием ароматиков (LCO) на конгрессе CIMAC 2010 [1], и о визуализации рабочего процесса двигателя с впрыском природного газа высокого давления (GI) на конгрессе CIMAC 2013 [2]. Настоящая работа посвящена продолжению исследований для оценки возможного применения ряда экологически чистых жидких и газообразных топлив в качестве альтернативы тяжелым морским топливам.

Все данные, приведенные в докладе, получены экспериментально на RCEM (Rapid Compression & Expansion Machine) — крупнейшей в мире лабораторной установке, имитирующей работу камеры сгорания мало- или среднеоборотного судового дизеля.

## 2. Экспериментальная установка RCEM

Экспериментальная установка RCEM создана на базе опытного одноцилиндрового отсека двигателя с диаметром цилиндра 240 мм. На рис. 1 показано устройство головки цилиндра с двумя окнами шириной 200 мм, расположенными по обе стороны и позволяющими вести визуальные

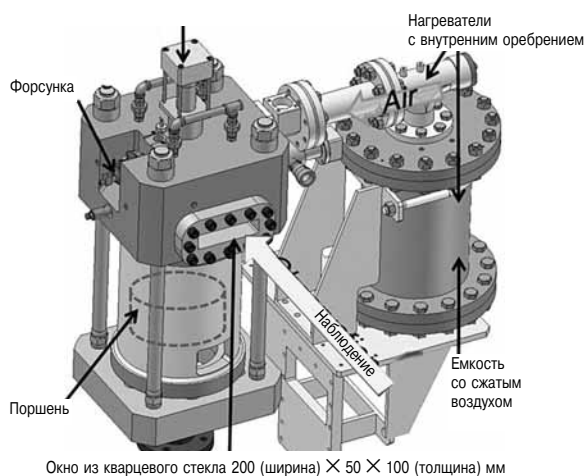


Рис. 1. Камера сгорания установки RCEM для наблюдения за одиночным факелом

наблюдения рабочего процесса при использовании одной форсунки. На рис. 2 показан другой вариант головки цилиндра — с двумя форсунками и цилиндрической камерой сгорания.

Эксперимент выполняется в следующем порядке. Воздушный заряд предварительно подогревается и сжимается в аккумуляторе большого объема (см. рис. 1). Двухступенчатое сжатие позволяет обеспечить достаточно высокие значения давления ( $p_c$ ) и температуры ( $t_c$ ) сжатия, несмотря на низкую степень сжатия (порядка 8–9). В описываемой серии экспериментов в качестве стандартных приняты следующие условия:  $p_c = 10$  МПа,  $t_c = 500^\circ\text{C}$ .

RCEM представляет собой машину для сгорания однократного действия. Электродвигатель раскручивает RCEM до 350 об/мин, при этом впускной клапан срабатывает лишь один раз, пропуская предварительно нагретый и сжатый воздух из аккумулятора в цилиндр. Затем выполняются два такта реального цикла — сжатие и сгорание. После этого продукты сгорания направляются в газоанализатор, где измеряется содержание  $\text{NO}_x$ , CO, и THC.

Подача обоих видов топлива — жидкого и газообразного — осуществляется с помощью электронных систем впрыска с гидроусилителем (EFI), причем как для основного, так и для пилотного топлива. Преимущество системы EFI для опытной установки состоит в том, что эта система позволяет легко регулировать углы, давление и длительность впрыска в зависимости от условий эксперимента.

Для газообразных топлив используется газовый бустер, способный повышать давление метана или этана до 50 МПа. Газовая форсунка с аккумулятором показана на рис. 3. Газовый аккумулятор компенсирует падение давления газа во время

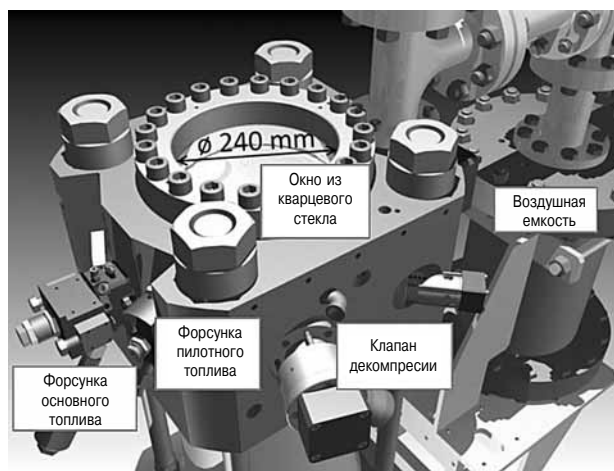


Рис. 2. Камера сгорания установки RCEM — вариант для наблюдения сверху

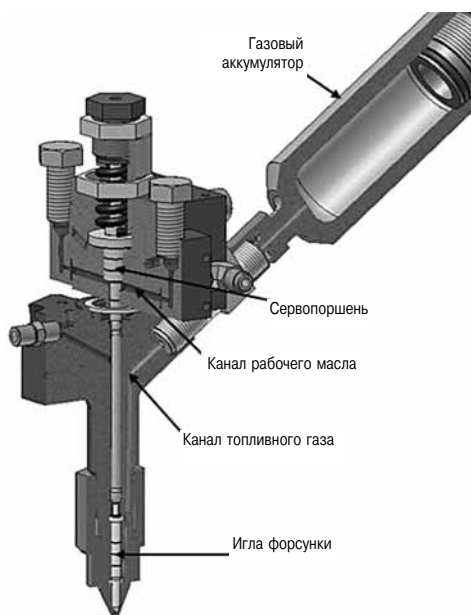


Рис. 3. Газовая форсунка

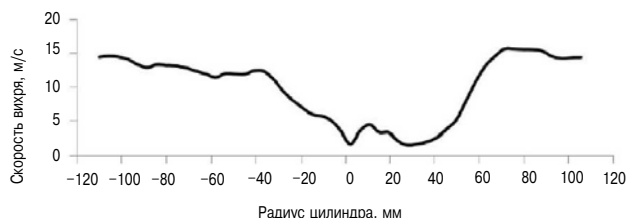


Рис. 4. Распределение скорости воздушных вихрей в ВМТ

впрыска. Условия впрыска пилотного топлива оставались неизменными в течение всего эксперимента. В качестве пилотного топлива использовался автомобильный газойль в количестве, соответствующем 3–4 % от общего тепловыделения.

В цилиндрической камере сгорания, показанной на рис. 2, создается воздушный поток с завихрениями. На рис. 4 показано распределение скорости в конце такта сжатия (в ВМТ), измеренной методом PIV. Значения скорости выбраны таким образом, чтобы воспроизводились реальные условия, свойственные малооборотному двухтактному двигателю.

### 3. Альтернативное жидкое топливо

#### 3.1. CLO (осветленное масло) + GTL (ГЖК)

**3.1.1. Выбор топлива для испытаний.** Первым видом жидкого топлива для испытаний, которое имело бы лучшую воспламеняемость, низкое содержание серы и высокое содержание ароматиков, стало CLO, которое является остаточной фракцией процесса флюид-каталитического крекинга (FCC), получаемой при перегонке нефти. Первоначально она называлась «FCC-суспензия». FCC-суспензия содержит так

называемые cat-fines, твердые частицы катализатора, используемого в FCC-процессе. Субстанция, очищенная от этих частиц, получила название CLO.

CLO содержит около 0,5 % серы и после вступления в силу упомянутого выше ограничения «Global Cap» может использоваться в качестве морского топлива. Не исключено, что CLO, содержащее компоненты с двумя и тремя ароматическими кольцами, будет значительно уступать обычному мазуту в части воспламеняемости и качества горения.

В настоящей работе для повышения воспламеняемости CLO в него добавлялся компонент, повышающий цетановое число (CN), например продукт газожидкостной конверсии (GTL — Gas-To-Liquid), при этом улучшение воспламеняемости топлива подтвердилось. Хотя GTL является достаточно дорогим продуктом, его добавка в небольших количествах незначительно увеличит стоимость топлива, поскольку цена на CLO невелика.

В табл. 1 показано, как изменяются свойства CLO при добавлении некоторого количества GTL. Например, GTL из природного газа не содержит ароматических углеводородов (табл. 2) и имеет прекрасные показатели воспламеняемости. В настоящем исследовании ECN (расчетное цетановое число) всех топливных проб, включая

Таблица 1

#### Свойства топлив, участвовавших в тестах

Топливо	Изменение свойств CLO при добавлении GTL, % об.			
	CLO	GTL 10 %	GTL 25 %	GTL 50 %
Вязкость при 50°C, мм <sup>2</sup> /с	101 (<15 при 90°C)	60 (<15 при 80°C)	30 (<15 при 66°C)	12
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	1032	1007	970	908
Остаточный углерод, % массы	4,5	4,1	3,6	2,6
Сера, %	0,51	0,47	0,41	0,29
Ароматики, %	65	59	49	33
ECN по показаниям FCA	7,9	15,1	28,8	
Нижшая теплотворная способность (LCV), кДж/кг	40 440	40 820	41 370	42 230

GTL: вязкость: 0,78 при 15 °С, вязкость: 3,4 при 40 °С, LCV: 43,510, ECN (расчетное цетановое число) по FCA: GTL: 77, GO: 57, CLO+ GO25 %: 18,4, CLO+ GO 50 %: 33,8

Таблица 2

## Свойства LCO и GTL

Характеристика	Тип MDO	LCO	GTL
Плотность при 15°C, кг/м <sup>3</sup>	867	941	784
Сера, % м/м	0,53	0,21	
Вязкость при 50°C, мм <sup>2</sup> /с	2,35	2,18	3,45 (40°C)
Температура вспышки, °C	71	87	104,5
Ash, % m/m	0,001>	0,003	
Температура выкипания (10 %), °C	228	242	246
Температура выкипания (50 %), °C	281	282	292
Температура выкипания (90 %), °C	330	347	336
HCV (брутто), МДж/кг	45,1	43,1	
LCV (нетто), МДж/кг	42,4		43,5
Насыщенные углеводороды, % об	57	22	
Олефиновые углеводороды, % об	1	6	
Ароматические углеводороды, % об	42	73	0

GTL, определялось с помощью прибора FCA (анализатор сгорания топлива) [3].

Как следует из табл. 1, ECN для исследуемого CLO составляло 7,9. В RCEM задержка воспламенения CLO равнялась 10 градусам ПКВ (5 мс). В то же время ECN для GTL равно 77, т. е. значительно выше, чем для обычного газойля (57), по этому задержка воспламенения GTL в RCEM составляет всего 1 градус ПКВ (0,5 мс).

**3.1.2. Результаты экспериментов.** Добавление в CLO некоторого количества реагента с высоким CN, например автомобильного газойля (GO) или GTL, улучшает воспламеняемость горючего, что подтверждено данными экспериментов.

Как видно из табл. 1, добавка GTL снижает содержание ароматиков в CLO и повышает его ECN. Например, добавка 10 % GTL (т. е. остальные 90 % — CLO) повышает значение ECN до 15, что соответствует среднему показателю большинства современных флотских мазутов. Дополнительным преимуществом этого варианта смеси является уменьшение вязкости и плотности CLO, при этом снижается температура подогрева горючего, необходимая для впрыска.

Экспериментальные данные показаны на рис. 5 и 6. Все данные получены при одних и тех же условиях, типичных для малооборотных двухтактных дизелей, а именно: топливо впрыскивается в турбулентный воздушный заряд, как показано на рис. 6, под давлением 70 МПа. Впрыск производится в диапазоне от -6 до +19 град ПКВ относительно ВМТ с помощью форсунки с четырьмя сопловыми отверстиями.

На рис. 5 показано изменение показателей тепловыделения и вредных выбросов при добавлении в CLO GO (а) и GTL (б). Период задержки самовоспламенения, как и ожидалось, уменьшается с увеличением доли добавок GO или GTL в составе топлива. Очевидно также, что добавка GTL в этом отношении более эффективна, нежели добавка GO. Например, добавка 10% GTL (рис. 5, б) сокращает период задержки самовоспламенения почти настолько же, насколько добавка

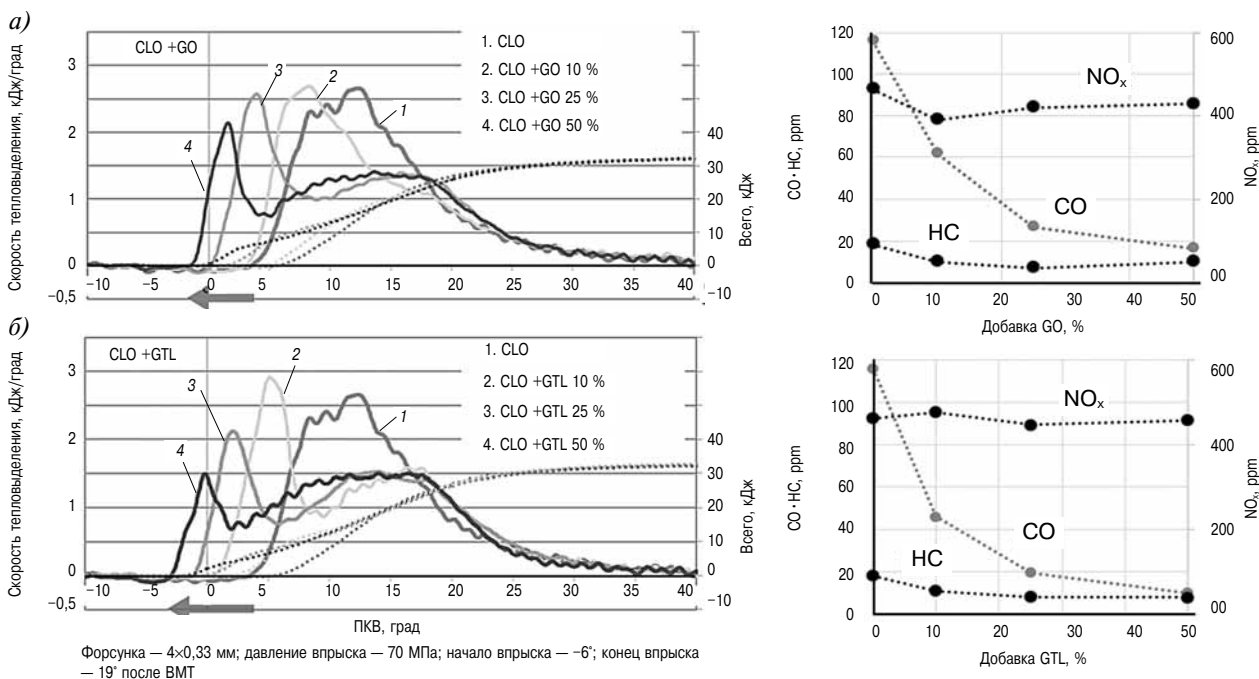
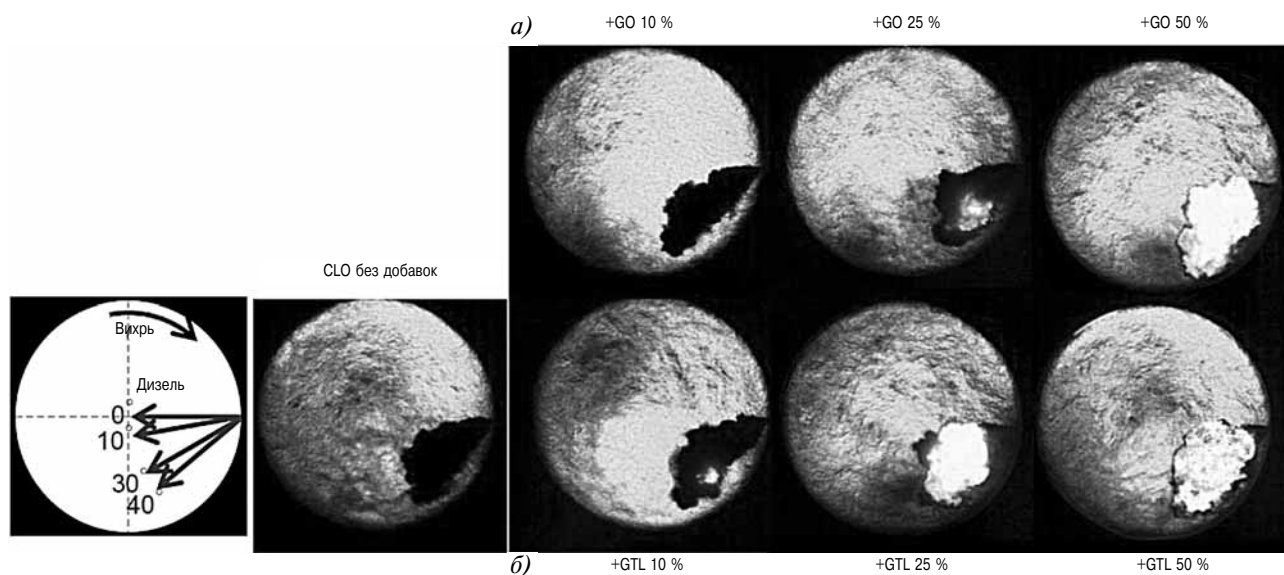


Рис. 5. Изменения скорости тепловыделения и вредных выбросов при добавлении GO или GTL в CLO



**Рис. 6. Влияние добавления GTL на воспламеняемость CLO (при одном и том же угле ПКВ — 1,8 град после ВМТ)**

25 % GO (рис. 5, а). На рис. 5, б отчетливо видно, что добавка GTL снижает пиковое значение скорости тепловыделения.

Добавка GO или GTL резко снижает выбросы CO, что свидетельствует об улучшении параметров рабочего процесса. Например, добавка 25 % GO или GTL в CLO позволяет снизить выбросы CO на 80 %.

На рис. 6 показаны фотографии струй самовоспламеняющегося топлива при угле 1,8 град ПКВ после ВМТ для семи вариантов, отличающихся процентом добавки GO и GTL. При этом самовоспламенения чистого CLO и смеси CLO + GO 10 % не происходит. В остальных пяти случаях добавка GO или GTL оказывается достаточной для самовоспламенения. Сравнивая длину факела при добавлении GO или GTL в одинаковом количестве, можно заметить, что GTL как средство улучшения воспламеняемости более эффективен, что подтверждается также сравнением скорости тепловыделения в обоих случаях (см. рис. 5).

### 3.2. LCO (легкий газойль рециклинга) и водная эмульсия в большом количестве

3.2.1. Легкий газойль (LCO), известный как крекингový газойль, — более легкая фракция, чем CLO, получаемая в процессе FCC. LCO может быть использован в качестве альтернативного топлива для судовых дизелей. Характеристики LCO как альтернативного топлива были представлены авторами настоящего доклада на конгрессах CIMAC 2007 и 2010.

Свойства LCO, использованного в данной работе, приведены в табл. 2. В Японии и в некоторых других странах, где практикуется десульфация топлива LCO, содержание серы не пре-

вышает 0,2–0,3 %. Однако в LCO содержится большое количество ароматических углеводородов, состоящих, главным образом, из ароматиков с одним–двумя кольцами. Поскольку число связанных бензольных колец в LCO невелико, его вязкость достаточно мала и сравнима с вязкостью обычного газойля.

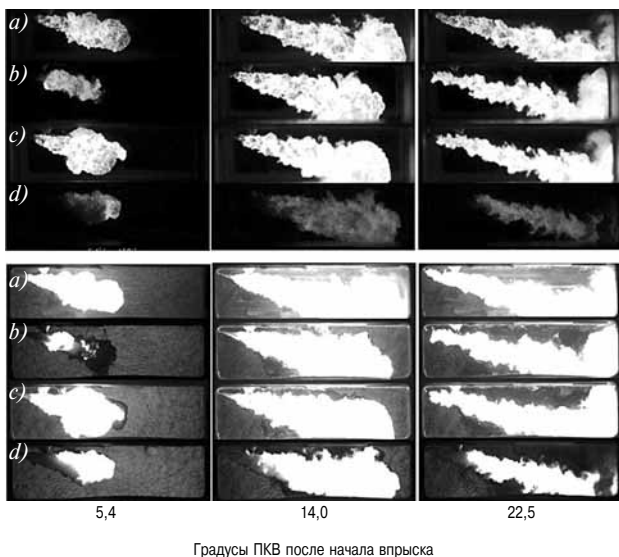
При использовании жидкого топлива «LCO + водная эмульсия в большом количестве» необходимо было проверить, во-первых, будет ли малосернистый LCO удовлетворять требованиям ИМО «Global Cap» (т. е. содержать менее 0,5 % серы), во-вторых, сможет ли водотопливная эмульсия без присадок обеспечить соответствие требованиям ИМО-Tier 3 по NO<sub>x</sub> (снижение на 75 % по сравнению с Tier 2).

Что касается последней задачи, то, как показали опыты, для выполнения требований ИМО-Tier 3 по NO<sub>x</sub> необходимо, чтобы воды в смеси было больше, чем топлива. Учитывая, что воспламеняемость LCO и без того невелика (цетановое число 25–35), добавление воды в таком количестве исключит возможность самовоспламенения смеси вообще. Поэтому воспламенение обеспечивалось при помощи пилотного топлива (в данном случае GTL).

В то же время плохая воспламеняемость не обязательно означает плохое сгорание. Если воспламенение водотопливной эмульсии все же произошло, то по интенсивности горения она превосходит чистое топливо. Дело в том, что плохая воспламеняемость LCO может быть компенсирована увеличением количества движения струи воды, добавляемой в топливо.

На рис. 7 показаны изображения факела, зафиксированные скоростными камерами двух





**Рис. 7. Визуализация факела LCO в чистом виде и в составе водотопливной эмульсии (начало впрыска: 6–7 град ПКВ до ВМТ)**

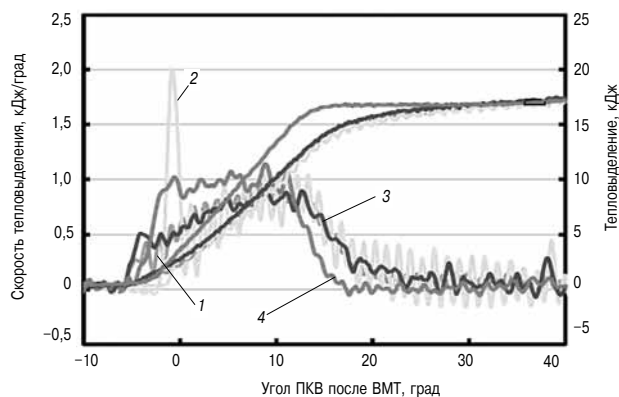
**фото:** *a* — газойль; отв. 0,5 мм; 94 МПа; *b* — LCO; отв. 0,5 мм; 102 МПа; *c* — LCO + GTL (пилот. топл.); отв. 0,5 мм; 96 МПа; *d* — LCO 100% + вода 100% + GTL (пилот. топл.); отв. 0,8 мм; 86 МПа  
**рентген:** *a* — газойль; отв. 0,5 мм; 94 МПа; *b* — LCO; отв. 0,5 мм; 102 МПа; *c* — LCO + GTL (пилот. топл.); отв. 0,5 мм; 96 МПа; *d* — LCO 100% + вода 100% + GTL (пилот. топл.); отв. 0,8 мм; 86 МПа

устройств с различным принципом действия. При этом рассматривались четыре варианта. Вариант (*a*) — горение обычного автомобильного газойля, вариант (*b*) — горение LCO (в обоих случаях подача пилотного топлива отсутствует). Вариант (*c*) — горение LCO (воспламенение от пилотного топлива). Вариант (*d*) — горение водотопливной эмульсии, состоящей из LCO и воды, количество которой по массе в 1,2 раза превышает количество LCO. Зажигание водотопливной эмульсии происходит с помощью пилотного топлива.

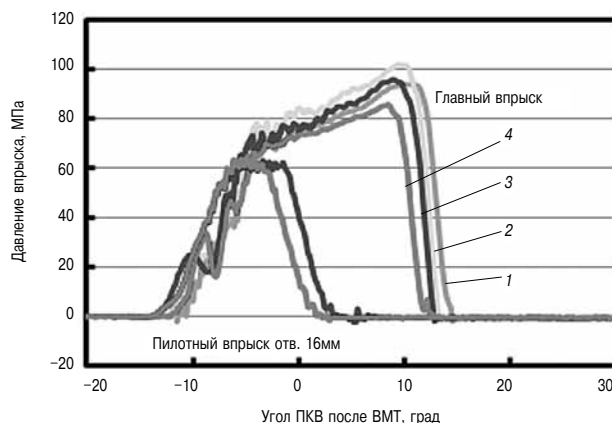
Характер сгорания в рассмотренных случаях различен. В варианте (*a*) самовоспламенение газойля происходит в самом начале впрыска. В варианте (*b*) с факелом происходит то, что считается причиной «жесткой работы дизеля» (детонации), т. е. воспламенение рабочей смеси после длительной задержки, носящее взрывной характер. Это явление не столь заметно на фото (в статике), в то время как на кадрах высокоскоростной киносъемки видна «ударная волна», которая распространяется по объему камеры сгорания вправо и влево от источника воспламенения. В варианте (*c*), где впрыск GTL предшествует впрыску LCO, происходит надежное зажигание газойля в момент его соприкосновения с факелом пилотного топлива.

Вариант (*d*) демонстрирует успешное зажигание смеси (100 % LCO + 120 % воды) после впрыска пилотного топлива (GTL). Еще одним важным условием эксперимента является увеличение диаметра сопловых отверстий форсунки (до 0,8 мм), чтобы обеспечить постоянство длительности впрыска (она должна быть одинаковой для всех вариантов). Это необходимо, поскольку в данном случае объем впрыскиваемой жидкости в два с лишним раза больше, чем в остальных вариантах. Еще одно существенное отличие данного варианта от остальных хорошо видно на фото: яркость факела в данном случае значительно ниже, а период дожигания факела заметно короче. Пилотное топливо выгорает за 22,5 град ПКВ после начала впрыска, т. е. быстрее, чем во всех остальных вариантах.

Сравнение перечисленных выше вариантов по скорости тепловыделения (RHR — heat release rates)



Выбросы, ррп	Газойль	LCO	LCO+GTL (пилотное)	LCO 100%+H <sub>2</sub> O 120% + GTL (пилотное)
CO	12	23	10	88
HC	28	26	36	59
NO <sub>x</sub>	317	418	410	60



**Рис. 8. Скорость тепловыделения при использовании LCO и смеси «LCO + водная эмульсия»:**

1 — газойль; отв. 0,5 мм; 94 МПа; 2 — LCO; отв. 0,5 мм; 102 МПа; 3 — LCO + GTL (пилот. топл.); отв. 0,5 мм; 96 МПа; 4 — LCO 100% + вода 100% + GTL (пилот. топл.); отв. 0,8 мм; 86 МПа

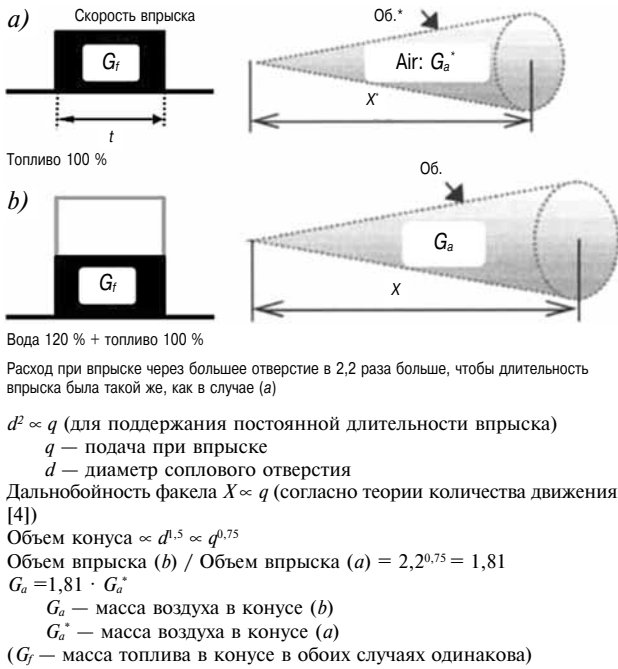


Рис. 9. Модель конуса распыливания, образованного за счет количества движения впрыска

представлено на рис. 8. Как видно из графиков давления впрыска на рис. 8, длительность впрыска во всех случаях практически одинакова. А характер кривых RHR свидетельствует о том, что воспламенение газойля происходит сразу же после начала впрыска. Воспламенение LCO начинается на 4 град ПВК позднее. На фото отчетливо видны пик тепловыделения, вызванный детонацией, и последующий высокочастотный волновой процесс.

С другой стороны, при воспламенении LCO пилотным топливом сгорание развивается плавно, как и в газойле, благодаря своевременному зажиганию. Аналогичный эффект наблюдается при проверке варианта «100 % LCO + 120 % воды». В этом случае наблюдается более высокая скорость тепловыделения в первой половине процесса горения пилотного топлива, и заметно более короткий период догорания. Сокращение периода догорания способствует повышению термодинамического КПД двигателя.

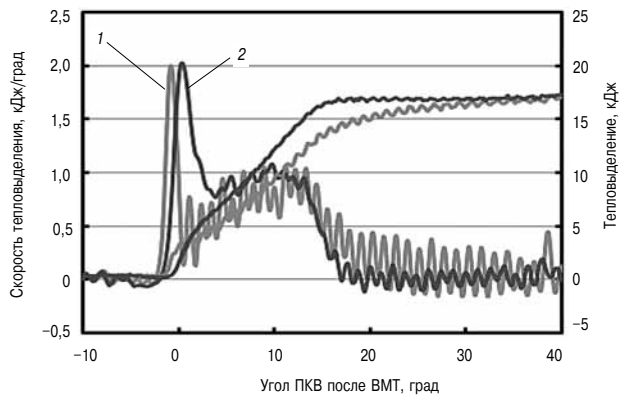
Значения выбросов для всех четырех вариантов показаны в таблице на рис. 8. Что касается выбросов  $NO_x$ , то при добавке 120 % воды их количество резко снижаются. Это снижение может достигать порядка 80 % по сравнению с чистым газойлем.

Улучшение рабочего процесса при горении водной эмульсии находит объяснение в теории количества движения [4]. Модель, основанная на данной теории, иллюстрируется рис. 9. Струя топлива и воздуха, формируемая в конце впрыска, схематически изображена в виде конуса.

Другими словами, инерция впрыскиваемой жидкости увлекает окружающий воздух и образует конус. На рис. 9, а изображен конус, образованный 100 % топлива, а на рис. 9, б — конус, образованный смесью «100 % LCO + 120 % воды». Диаметр сопловых отверстий форсунки в обоих случаях разный, что связано с необходимостью поддержания постоянной длительности впрыска. Давление впрыска в обоих случаях также принимается одинаковым.

Теперь сравним конусы (а) и (б). Дальнейность факела  $X$  в случае (б) благодаря большему диаметру сопловых отверстий больше дальнейности и факела  $X$  при той же длительности впрыска  $t$ , т. е. факел проникает дальше и, следовательно, образует больший по размерам конус.

Вернемся к основной проблеме варианта с большим количеством водной эмульсии — необ-



Выбросы, ppm	LCO	LCO 50%+ GTL 50% + H <sub>2</sub> O 100 %
CO	23	108
HC	26	45
NO <sub>x</sub>	418	100

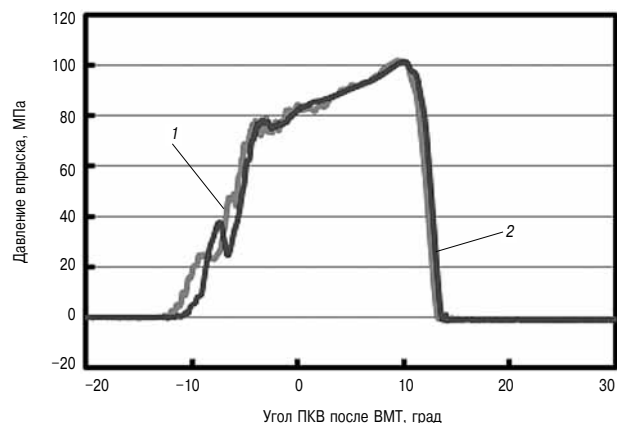
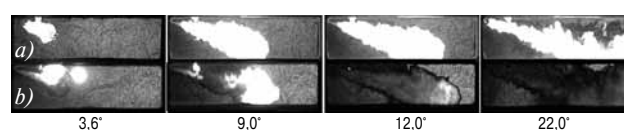


Рис. 10. Самовоспламенение водотопливной эмульсии, обеспеченное присадкой GTL:

1 — LCO, диаметр соплового отверстия 0,5 мм; давление впрыска 102 МПа; 2 — LCO 50% + вода 100 %, диаметр соплового отверстия 0,7 мм; давление впрыска 101 МПа

Сравнение свойств метанола и цетана

	Цетан	Метанол
Формула	$C_{16}H_{34}$	$CH_3OH$
Молекулярный вес, $10^{-3}$ кг/моль	226	32
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	835 при 288 К газойль по JIS 2	793 при 293К
Стехиометрическое массовое соотношение воздух–топливо	14,5	6,45
Низшая теплотворная способность, МДж/кг	43,1 (GO)	19,91



**Рис. 11. Сравнение рентгеновских изображений факелов метанола и газойля:**

*a* — газойль: диаметр соплового отверстия 0,5 мм; давление впрыска 89 МПа;

*b* — метанол: диаметр соплового отверстия 0,8 мм; давление впрыска 57 МПа

ходимости пилотного топлива для ее принудительного зажигания. Возможный способ ее решения состоит в добавлении в смесь «LCO + водная эмульсия» компонента с высоким CN, достаточным для обеспечения самовоспламенения. Этот способ в настоящей работе был также проверен. Результаты опытов представлены на рис. 10, где показаны кривые тепловыделения и значения выбросов.

В заключение повторим, что при добавлении в смесь большого количества GTL (в пропорции, например, 50 % LCO + 50 % GTL + 100 % воды) смесь будет обладать способностью к самовоспламенению без пилотного топлива, а выбросы при этом сократятся, как минимум, на 75 % по сравнению с «чистым» LCO. Данное сочетание стоит проверить также как способ выполнения требований Tier 3 относительно выбросов  $NO_x$ .

Процесс горения факела проще всего представить таким образом: топливо в конусе сгорает за счет воздуха, находящегося в том же конусе. В конце впрыска оба конуса (*a*) и (*b*) содержат одинаковое количество топлива, но больший конус (*b*) содержит больше воздуха, следовательно, горение топлива в конусе (*b*) будет происходить при более высоком коэффициенте избытка воздуха ( $\lambda$ ). Этим объясняется лучшее качество сгорания водотопливной эмульсии.

Этим же объясняется и снижение яркости факела в варианте (*d*) (см. рис. 7). Увеличение  $\lambda$ , о котором мы упомянули, вызванное добавкой воды, ограничивает образование частиц углерода, что снижает яркость факела. Кроме того, увеличение  $\lambda$  в конце впрыска снижает количество топлива в фазе догорания. Это означает, что использование водотопливной эмульсии снижает уровень выбросов частиц или черного углерода.

### 3.3. Метанол

Метанол ( $CH_3OH$ ), в отличие от метана, при комнатной температуре находится в жидком состоянии, поэтому для его впрыска может использоваться система топливоподачи, аналогичная дизельной. В июне 2015 г. фирма Mitsui E & S объявила об окончании разработки двигателя MAN-LGI с диаметром цилиндра 500 мм (7S50ME-B9.3-LGI мощностью 8470 кВт при 99 об/мин). Дизель предназначен для установки в качестве пропульсивного на танкере, перевозящем в танках метанол, который используется в качестве топлива.

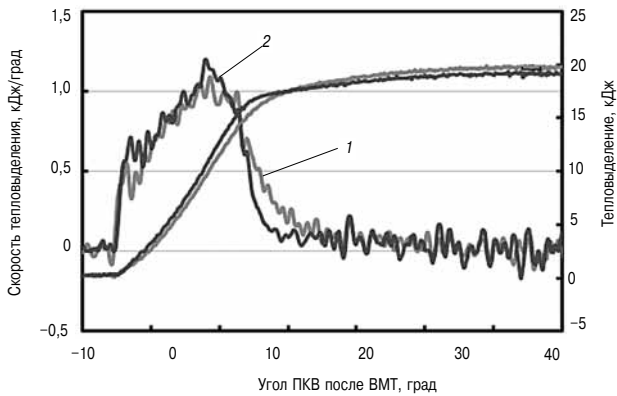
По свойствам метанол сопоставим с цетаном, типичным компонентом дизельного топлива (табл. 3). Сравнительная визуализация горения факела газойля и метанола представлена на рентгеновских снимках рис. 11, поскольку на обычном фото трудно разглядеть свечение тусклого метанолового факела.

Удельная теплотворная способность метанола вдвое меньше, чем у газойля, так как метанол по своему молекулярному составу наполовину состоит из кислорода. Поэтому для получения того же количества тепла метанола требуется вдвое больше. Соответственно должен быть увеличен диаметр соплового отверстия форсунки, как и в случае использования водотопливной эмульсии. В эксперименте, чтобы получить одинаковую длительность впрыска, диаметр соплового отверстия форсунки для газойля был принят 0,5 мм, давление впрыска составляло 89 МПа, а у форсунки для метанола эти параметры составили соответственно 0,8 мм и 57 МПа.

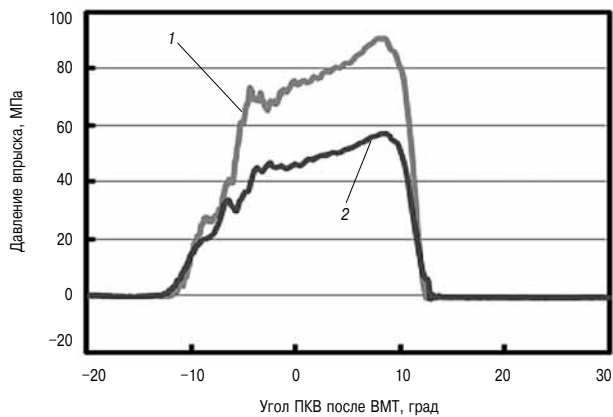
На рис. 11, где сравнивается горение метанола и газойля, видно, что при 9° ПКВ у метанолового факела светится только фронт пламени. Светящаяся часть факела на фото — это пилотное топливо, «выдавленное» во фронт пламени метаноловым факелом.

Сам по себе метаноловый факел светится настолько слабо, что на фотографии почти не виден. На 12° ПКВ видно, что факел метанола стал заметно длиннее, чем факел газойля.

На рис. 12 приведены результаты сравнения метанола и газойля по скорости тепловыделения. Как следует из диаграммы впрыска, давление впрыска метанола гораздо ниже, чем для газойля, при этом период догорания на кривой тепловыделения для метанола оказывается короче.



Выбросы, ppm	Газойль	Метанол
CO	6	7
HC	18	65
NO <sub>x</sub>	262	95



**Рис. 12. Сравнение метанола и газойля по RHR и вредным выбросам**

1 — газойль: диаметр соплового отверстия 0,5 мм; давление впрыска 91 МПа;  
2 — метанол: диаметр соплового отверстия 0,8 мм; давление впрыска 57 МПа

Сравнение вредных выбросов (таблица на рис. 12) показывает, что выбросы NO<sub>x</sub> при горении метанола на 40 % ниже, чем при горении газойля вследствие меньшей температуры сгорания. Выбросы HC, напротив, в 4 раза выше, хотя оказываются относительно небольшими, по сравнению с газообразными топливами (метан и этан), о которых речь пойдет ниже.

Возможные причины меньшей светимости факела метанола и сокращения периода его догорания следующие.

➤ Вследствие низкой теплоты сгорания масса впрыснутого метанола должна быть больше, чем газойля, соответственно соотношение воздух–топливо в этом случае также должно быть больше. Это объясняется с помощью теории количества движения, как уже упоминалось в комментариях к рис. 9 в разделе 3.2.

➤ При низком соотношении воздух–топливо светимость факела (в котором горит, в основном,

углерод) соответственно снижается.

➤ Содержащийся в молекулах метанола кислород оказывает определенное положительное воздействие на процесс сгорания.

#### 4. Газообразное топливо

##### 4.1. Влияние давления впрыска газа на процесс сгорания метана

Визуально диффузионное сгорание газовой струи очень напоминает сгорание струи распыленного дизельного топлива, за исключением процесса воспламенения.

В настоящем докладе эжекция окружающего воздуха газовой струей (как и факелом распыляемого дизельного топлива) объясняется с помощью теории количества движения [5]. Согласно этой теории соотношение воздух–топливо в струе может быть увеличено за счет повышения давления газа при условии, что длительность впрыска газа при этом не изменится (последнее достигается уменьшением диаметра сопловых отверстий).

Конструкция форсунки с четырьмя сопловыми отверстиями была заимствована из дизельного прототипа. Давление газа (метана) было увеличено с 27 до 43 МПа, при этом длительность впрыска выравнивалась за счет изменения диаметра сопловых отверстий. На рис. 13 показана визуализация результатов эксперимента, а на рис. 14 приведено сравнение значений скорости тепловыделения.

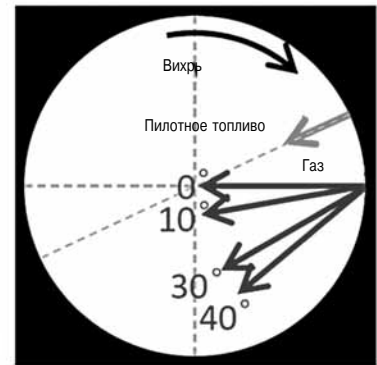
Снимок на рис. 13 сделан методом Шлирена через верхнюю крышку камеры сгорания. Можно предположить, что черная область — это струя газа или сгоревший газ, а светящаяся область представляет собой зону обогащенной смеси в общем объеме факела. Сравнение изображений на фотографиях демонстрирует положительное влияние роста давления впрыска на процесс сгорания. Видно также, что при давлении впрыска 43 МПа ширина светящегося факела меньше, чем при 27 МПа, что объясняется ростом соотношения воздух–топливо из-за более интенсивного захвата воздуха струей топлива. В результате сгорание происходит быстрее, в том числе в фазе догорания.

На рис. 14 также можно увидеть, что рост скорости тепловыделения и сокращение периода догорания наблюдается при увеличении давления до 43 МПа. Увеличение давления впрыска с 27 до 43 МПа приводит к сокращению CO и увеличению выбросов NO<sub>x</sub>, в то время как выбросы HC остаются неизменными.

##### 4.2. GI-сгорание этана

Метан является главным компонентом природного газа, однако существует потребность в GI-дизелях, работающих на этане. В ходе настоящей работы было выполнено сравнение процессов сгорания метана и этана с использованием

Диаметр поля зрения 240 мм



Конец впрыска на 9° ПКВ после ВМТ в обоих случаях

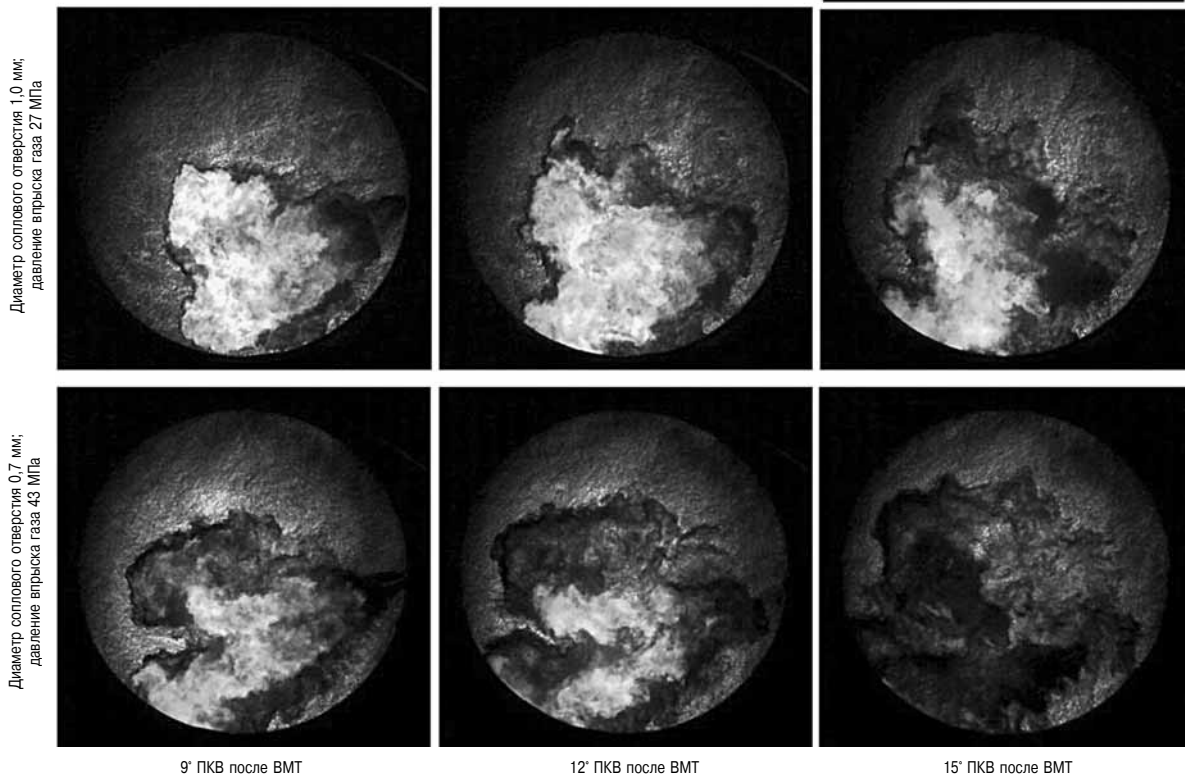


Рис. 13. Улучшение качества сгорания при увеличении давления впрыска газа

РСЕМ. Сравнение свойств обоих газов приведено в табл. 4.

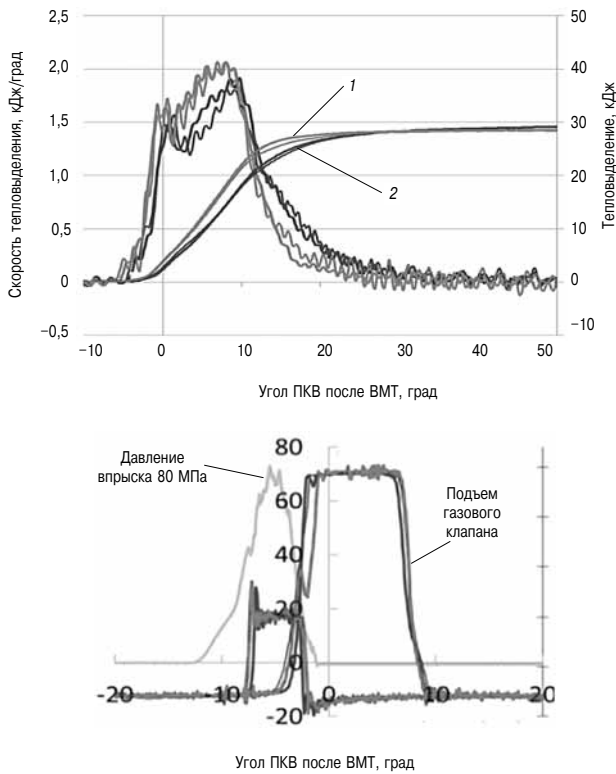
На рис. 15 показаны значения длительности впрыска и скорости тепловыделения при горении метана и этана. Для справки на рисунке приведены также соответствующие данные по газойлю (давление впрыска 89 МПа). Цикловая подача для каждого вида топлива выбрана таким образом, чтобы тепловыделение во всех случаях было одинаковым. Плотность этана меньше, чем метана, поэтому диаметр сопловых отверстий был уменьшен для сохранения длительности впрыска. Давление впрыска для метана и этана составляет 30 и 28 МПа соответственно. Момент окончания впрыска для обоих видов топлива установлен одинаковым, чтобы различие в фазе догорания было видно более отчетливо.

Вследствие различий в давлении впрыска скорость тепловыделения для этана меньше,

чем для метана, в то время как период догорания этана длится дольше.

Сравнительный вид факелов при горении этана, метана и газойля показан на фото (рис. 16). Факел этана светится ярче, чем факел метана, поскольку его молекула содержит два атома углерода, а молекула метана — только одну. По яркости свечения факела этан занимает промежуточное место между метаном и газойлем. Более продолжительный период догорания этана по сравнению с метаном подтверждается также результатами скоростной киносъемки. Этот эксперимент окончательно подтверждает вывод о том, что увеличение давления впрыска сокращает период догорания этана.

В таблице на рис. 15 приведено сравнение этана и метана по уровню вредных выбросов. Выбросы  $\text{HC}$  для обоих газов одинаковы, но выбросы  $\text{NO}_x$  для этана оказались несколько ниже.



**Рис. 14. Улучшение скорости тепловыделения при увеличении давления впрыска газа:**

1 — диаметр соплового отверстия 0,7 мм (×4), давление впрыска газа 43 МПа; 2 — диаметр соплового отверстия 1,0 мм (×4), давление впрыска газа 27 МПа

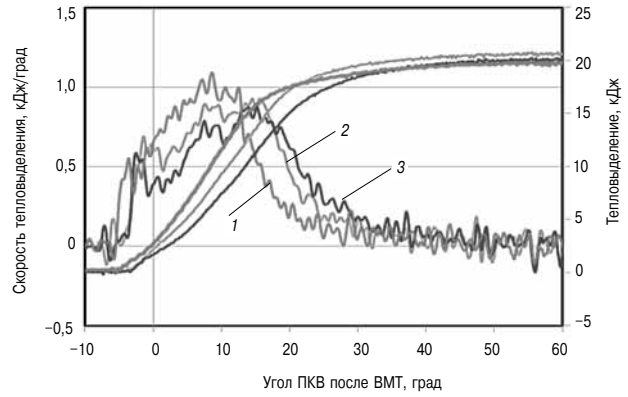
Таблица 4

**Свойства газообразных топлив**

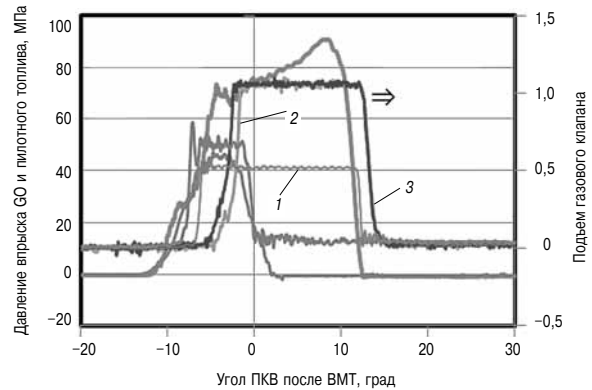
	Метан	Этан
Формула	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>
Молекулярный вес, 10 <sup>-3</sup> кг/моль	16	30
Удельный вес при 25 °С (воздух = 1)	0,554	1,045
Плотность (газ при 288,8 К, 101,3 кПа), кг/м <sup>3</sup>	0,68	1,28
Теоретическое количество воздуха, нм <sup>3</sup> /нм <sup>3</sup>	9,53	16,7
Стехиометрическое массовое соотношение воздух—топливо	17,2	16,1
Низшая теплотворная способность, МДж/кг	50,01	47,51

**4.3. GI-сгорание природного газа с добавкой водорода**

Исследования горения природного газа с добавкой водорода на двигателе, работающем на бедной смеси, ранее проводились в Техническом Университете Мюнхена [6]. Результаты исследований свидетельствуют о том, что добавка водорода расширяет диапазон коэффициента



Выбросы, ppm	Газойль	Метан	Этан
CO	8	7	8
HC	14	72	73
NO <sub>x</sub>	263	160	132



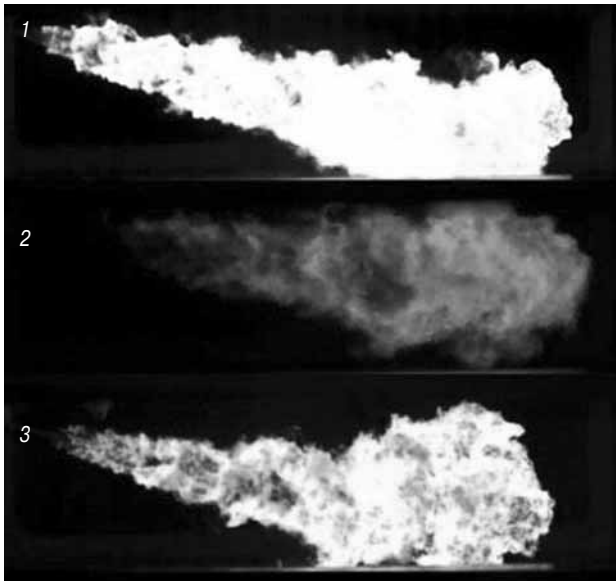
**Рис. 15. Сравнение скорости тепловыделения и вредных выбросов этана, метана и газойля:**

1 — газойль, диаметр соплового отверстия 0,5 мм, давление впрыска 89 МПа; 2 — метан, диаметр соплового отверстия 1,0 мм, давление впрыска 30 МПа; 3 — этан, диаметр соплового отверстия 0,8 мм, давление впрыска 28 МПа

избытка воздуха, в котором двигатель работает устойчиво (т. е. без пропуска вспышек).

Один из результатов этой серии экспериментов показан на рис. 17. В данном эксперименте применялась форсунка с увеличенным диаметром сопловых отверстий, поскольку добавление водорода увеличивает объем цикловой подачи. Кроме того, давление впрыска было слегка изменено (относительно 30 МПа) для выравнивания длительности впрыска. На рисунке представлена фотография горения смеси метана с водородом. При горении чистого метана наблюдается диффузионное сгорание со светящимся факелом, при добавлении водорода факела меняет свой цвет на синий и постепенно тускнеет по мере увеличения добавки водорода.

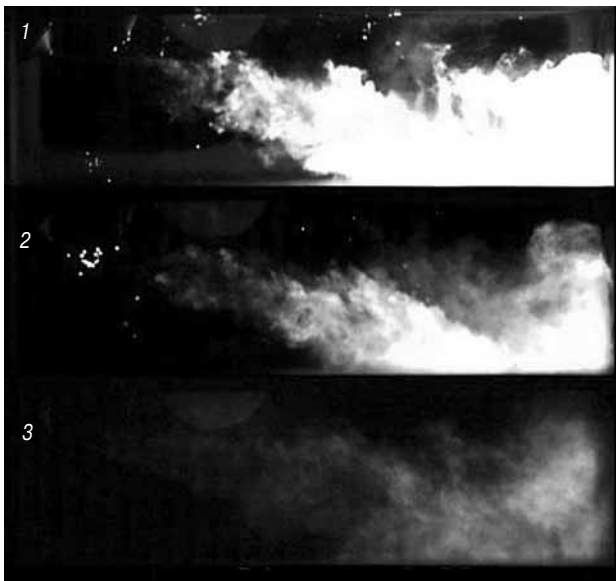
Результаты опытов представлены на рис. 18, где показаны сравнительные кривые тепловыделения и значения выбросов. Во всех трех



10,0 град после ВМТ

**Рис. 16. Сравнение факелов при горении этана, метана и газойля:**

1 — газойль (апертура F16), диаметр соплового отв. 0,5 мм, давление впрыска 89 МПа, угол распыла 15 град;  
2 — метан (апертура F16), диаметр соплового отв. 1,0 мм, давление впрыска 30 МПа, угол распыла 7,5 град;  
3 — этан (апертура F16), диаметр соплового отв. 0,8 мм, давление впрыска 28 МПа, угол распыла 15 град

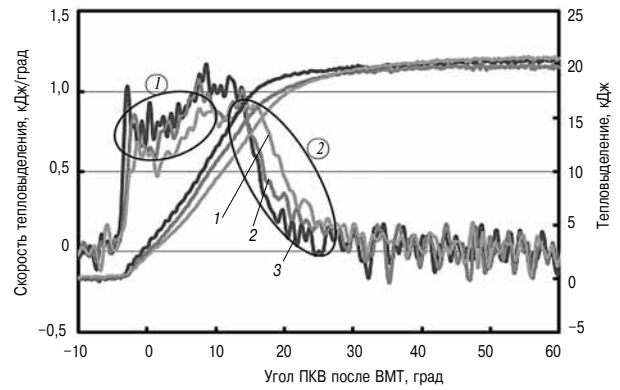


10,0 град после ВМТ

**Рис. 17. Улучшение качества диффузионного сгорания при добавке водорода к метану:**

1 — 80 %  $\text{CH}_4$ –20 % об.  $\text{H}_2$  (F2), диаметр соплового отв. 1,2 мм, давление впрыска 26,4 МПа;  
2 — 70 %  $\text{CH}_4$ –30 % об.  $\text{H}_2$  (F2), диаметр соплового отв. 1,2 мм, давление впрыска 27,6 МПа;  
3 — 50 %  $\text{CH}_4$ –50 % об.  $\text{H}_2$  (F2), диаметр соплового отв. 1,2 мм, давление впрыска 30,7 МПа

случаях, представленных на этом рисунке, впрыск газа длится до  $14^\circ$  после ВМТ, а скорость тепловыделения во время впрыска при добавлении водорода (область, обозначенная на рисунке 1)



Выбросы, ррт	$\text{CH}_4$	70 % $\text{CH}_4$ + + 30 % $\text{H}_2$	50 % $\text{CH}_4$ + + 50 % $\text{H}_2$
CO	7	7	8
HC	72	55	43
$\text{NO}_x$	160	178	240

**Рис. 18. Повышение скорости тепловыделения при добавлении водорода к метану:**

1 —  $\text{CH}_4$ , диаметр соплового отверстия 1,0 мм, давление впрыска 30 МПа; 2 — 70 %  $\text{CH}_4$ + 30 %  $\text{H}_2$ , диаметр соплового отверстия 1,2 мм, давление впрыска 28 МПа; 3 — 50 %  $\text{CH}_4$ + 50 %  $\text{H}_2$ , диаметр соплового отверстия 1,2 мм, давление впрыска 31 МПа

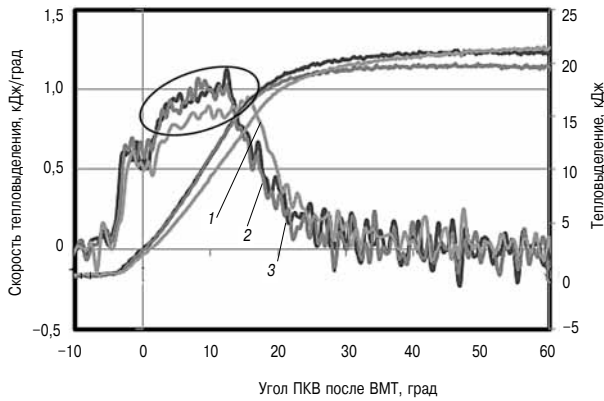
заметно возрастает. Соответственно, период догорания после окончания впрыска (область, обозначенная на рисунке 2) укорачивается. Как видно из таблицы на рисунке, выбросы  $\text{NO}_x$  с увеличением добавки водорода стали больше, поскольку температура сгорания у водорода выше, чем у метана. С другой стороны, снижается количество несгоревших углеводородов.

Максимальная добавка водорода в опыте составляет 50 % об., но это соответствует лишь 11 % по массе (и 23 % по теплотворной способности), учитывая более низкую плотность водорода. Это еще раз подтверждает эффективность водорода как средства повышения качества диффузионного сгорания, несмотря на то, что его массовая доля достаточно мала.

#### 4.4. GI-сгорание низкокалорийного газа

При впрыске газа в цилиндр, как указано выше (п. 4.1), происходит эжектирование газовой струей окружающего воздуха, при этом количество эжектированного воздуха зависит от массовой цикловой подачи, как и в случае с факелом дизельного топлива. Ранее (п. 3.2) было показано, что водотопливная эмульсия улучшает качество рабочего процесса, поскольку масса впрыска увеличивается за счет добавленной воды, соответственно увеличивается и количество воздуха, участвующего в сгорании топлива. Необходимо было выяснить, насколько эта теория применима к газообразному топливу.

Оказалось — в полной мере, и эксперименты с предварительным добавлением к метану инерт-



Выбросы, ppm	CH <sub>4</sub>	CH <sub>4</sub> + CO <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub> + N <sub>2</sub>
CO	7	14	11
HC	72	71	62
NO <sub>x</sub>	160	136	143

**Рис. 19. Повышение скорости тепловыделения при подмешивании инертного газа к метану:**

1 — CH<sub>4</sub>, диаметр соплового отверстия 1,0 мм, давление впрыска 30 МПа; 2 — CH<sub>4</sub> + 17,5 % CO<sub>2</sub>, диаметр соплового отверстия 1,6 мм, давление впрыска 30 МПа; 3 — CH<sub>4</sub> + 24 % N<sub>2</sub>, диаметр соплового отверстия 1,6 мм, давление впрыска 30 МПа

ного газа, например, CO<sub>2</sub> или азота, это подтвердили. Если к метану подмешивается инертный газ, то для получения того же количества тепла необходимо увеличить массовую цикловую подачу. В опытах к чистому метану добавлялись 17,5 %об. CO<sub>2</sub> или 24 %об. азота. При этом диаметр сопловых отверстий соответственно увеличивался, чтобы длительность впрыска оставалась неизменной.

В обоих случаях при добавке инертного газа к метану для получения того же количества тепла необходимо увеличивать массовую цикловую подачу примерно в 1.6 раза, так как теплотворная способность такой смеси составляет менее 2/3 теплотворной способности чистого метана.

При использовании в двигателе, работающем на бедной смеси, низкокалорийного газа, содержащего большое количество инертного газа, возникает проблема с пропуском вспышек. С другой стороны, как видно из рис. 19, добавление инертного газа, несомненно, улучшает процесс сгорания и увеличивает скорость тепловыделения во время впрыска газа (зона на рисунке, очерченная овалом). Таким образом, в двигателях GI добавка инертного газа улучшает качество рабочего процесса. Это объясняется увеличением количества движения за счет массы инертного газа, и соответствующим увеличением массы эжектируемого воздуха. Более того, добавка инертного газа несколько снижает содержание NO<sub>x</sub>, но не влияет на содержание HC, как это следует из таблицы на рис. 19. Следовательно,

добавка инертного газа, по крайней мере, не приводит к росту вредных выбросов, тогда как при добавлении водорода выбросы NO<sub>x</sub> растут (см. предыдущий раздел).

### 5. Заключение

В рамках настоящего исследования выполнены эксперименты по визуализации топливного факела и GI-горения на крупнейшей в своем классе машине быстрого сжатия/расширения (RCEM) при работе на различных топливах. По результатам экспериментов можно сделать следующие выводы.

#### Жидкие топлива

➤ Для улучшения воспламеняемости высокоароматичного тяжелого газойля рециклинга (CLO) в него добавлялся компонент, повышающий цетановое число топлива (CN), например продукт газожидкостной конверсии (GTL). Эксперименты подтвердили роль GTL в улучшении воспламеняемости топлива.

➤ При добавлении к топливу эмульгированной воды в большом количестве (в том числе более 50 % по весу смеси) не только резко снижаются выбросы NO<sub>x</sub> (до требования IMO-Tier 3, т. е. на 75 %), но и улучшается смесеобразование, что подтверждается сокращением времени догорания. Причина этого эффекта объясняется теорией количества движения топливной струи.

➤ При добавлении GTL к эмульсии, содержащей большое количество воды (например, «LCO 50 % + GTL 50 % + вода 100 %»), эмульгированное топливо способно к самовоспламенению без пилотного впрыска, а содержание NO<sub>x</sub> может быть существенно снижено (до — 75 %).

➤ Были исследованы характеристики метанола как топлива, не содержащего серы. Горение метанола характеризуется очень короткой фазой догорания и низким уровнем выбросов NO<sub>x</sub>. Причины те же, что и при использовании водотопливной эмульсии.

#### Газообразные топлива

➤ Скорость диффузионного сгорания в GI-двигателе зависит, прежде всего, от степени эжектирования воздуха топливной струей (как и при распыливании дизельного топлива). Увеличение давления впрыска является эффективным способом ускорения диффузионного сгорания, поскольку степень эжектирования воздуха газовой струей зависит от количества движения впрыснутого газа.

➤ Применение этана в качестве топлива требует большего давления впрыска, чем для метана, чтобы получить ту же скорость тепловыделения, поскольку скорость выгорания метана несколько ниже, чем этана.

➤ Добавление водорода к метану заметно улучшает рабочий процесс в двигателях GI.



Поскольку в двигателях, работающих на бедной смеси, самовоспламенения не происходит, добавка водорода может быть довольно значительной.

➤ Поскольку степень эжектирования воздуха газовой струей зависит от количества движения газа, то добавка даже инертного газа увеличивает

количество движения и тем самым способствует интенсификации диффузионного горения. Данный эффект, присущий ГИ-двигателям, при работе на бедной смеси не проявляется. Кроме того, добавление инертного газа, в отличие от водорода, не ведет к росту выбросов  $\text{NO}_x$ .

#### Литература

1. *Takasaki, K., et al.* A step to reduce  $\text{SO}_x$  emission from ships - Improvement in combustion of high-aromatic and low-sulfur distillate fuel, CIMAC Congress 2010 Bergen, Paper № 31 (2010).

2. *Imhof, D., et al.* High-pressure natural gas injection (GI) marine engine research with a Rapid Compression Expansion Machine, CIMAC Congress 2013 Shanghai, Paper № 12 (2013).

3. *Takeda, A., et al.* Combustion Quality of Marine Residual Fuel - Trend, Control, Effect on Engine, CIMAC Congress 2010 Bergen, Paper № 84 (2010).

4. *Wakuri, Y. et al.* Studies of the Penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine, Bul. of JSME Vol.3 № 9 (1960). P. 123.

5. *M. Miyake, T. Biwa, Y. Endoh, M. Shimotsu, S. Murakami and T. Komoda.* The development of high output, highly efficient gas burning diesel engines, 15th CIMAC Paris, 1983.

6. *S. Kawauchi, B. Korb and G. Wachtmeister.* Influence of  $\text{H}_2$  addition on engine performance and emission characteristics in premixed lean burn natural gas engines at high specific loads, Conference «Engine Combustion Processes — Current Problems and Modern Techniques» Ludwigsburg, Germany, Mar. 2015.