

ДВУХТОПЛИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ (материалы конгресса CIMAC 2013)

Вниманию читателей этого выпуска предлагают два доклада конгресса CIMAC 2013, посвященные вопросам исследования и проектирования двухтопливных двигателей, называемых также газодизелями или GI-двигателями. Преимущества таких машин — низкий уровень вредных выбросов и возможность выбора основного топлива для работы (жидкого или газообразного). Последнее, однако, означает необходимость компромисса, поскольку оптимизировать параметры рабочего процесса одновременно для «газового» и «дизельного» режимов практически невозможно.

В докладе группы специалистов университета Кюсю (Япония) приводятся результаты исследования рабочего процесса на действующем макете (одноцилиндровом отсеке) газодизеля. Процессы впрыска и горения топлива фиксировались с помощью скоростной съемки с использованием современных

лазерных технологий, оценивалась динамика развития факелов газа и пилотного топлива, определялось содержание сажи и вредных выбросов в отработавших газах. Эксперимент позволил выявить влияние ряда конструктивных параметров на показатели рабочего процесса двухтопливных двигателей.

В докладе инженеров фирмы «MAN Diesel and Turbo» описаны основные конструктивные решения и предварительные результаты испытаний опытного образца газодизеля MAN35/44DF, созданного на основе серийного дизеля MAN32/44CR-T2. Этот двигатель с цилиндровой мощностью 530 кВт проектировался как базовый для нового ряда машин судового назначения в диапазоне мощности от 3,2 до 10,6 МВт. Важным качеством новой машины является возможность модернизации модели 32/44CR-T2 Tier 2 до 35/44 DF прямо на борту судна.

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВПРЫСКА ПРИРОДНОГО ГАЗА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ (GI) НА МАШИНЕ БЫСТРОГО СЖАТИЯ–РАСШИРЕНИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СУДОВОМУ ДИЗЕЛЮ

*Dino Imhof, Daisuke Tsuru,
Hiroshi Tajima, Koji Takasaki,
Kyushu University, Япония*

Реферат

Использование природного газа в качестве топлива для судовых двигателей является одной из наиболее перспективных технологий, позволяющих выполнить требования перспективных стандартов по выбросам CO₂, SO_x, NO_x и сажи. В двухтопливных двигателях с впрыском газа (типа GI) диффузионное сгорание топлива происходит без детонации и пропуска вспышек. Благодаря высокой степени сжатия GI-двигатели по эффективному КПД приближаются к дизелям. Однако в отличие от газовых двигателей, для выполнения требований IMO Tier 3 по выбросам NO_x необходимо использовать дополнительные системы, такие как EGR или SCR. Для исследования процессов сгорания топлива в GI-двигателях в университете Кюсю (Kyushu University) была создана машина быстрого сжатия и расширения (RCEM — Rapid Compression Expansion Machine), размерность которой типична для главных судовых дизелей. Система впрыска газа высокого давления с электронным управлением обеспечивает давление впрыска до 50 МПа. Для воспламенения смеси используются запальные свечи, а в режиме двухтопливного двигателя (газодизеля) — струи пилотного топлива. В момент впрыска газа давление в цилиндре составляет

10 МПа, а температура — около 550 °С, что типично для существующих двигателей GI. В первой серии экспериментов для визуализации горения топливного факела использовалась крышка цилиндра со свободным объемом кубической формы со смотровым окном шириной 200 мм и высотой 50 мм. В опытах использовался чистый метан как основной компонент природного газа.

Процесс горения топлива в GI-двигателе сравнивался с горением факела дизельного топлива. Как оказалось, скорость тепловыделения в дизеле и GI-двигателе примерно одинакова, но вредные выбросы в последнем случае ниже. Результаты съемки со скоростью 20 000 кадров в секунду позволили выявить некоторые различия в кинетике горения факелов дизельного топлива и газа. Эти различия подробно исследовались оптическими методами с помощью регистрации собственного излучения пламени «лазерным проектором» и методом просвечивания при помощи лазера с обратной диффузией (BDL — Back Diffused Laser). Чтобы обеспечить выполнение требований IMO Tier 3 по выбросам NO_x, снижалось содержание кислорода во всасываемом воздухе до 17 % для моделирования действия системы рециркуляции отработавших газов (EGR). При этом яркость пламени уменьшилась, а снижение содержания NO_x составило 75 %. Во второй серии опытов была использована крышка цилиндра со свободным объемом цилиндрической формы, позволяющая менять скорость завихрения потока. Смотровое окно расположено по периметру крышки (внутренним диаметром 240 мм), а система бокового впрыска воспроизводит рабочий процесс двухтактного двигателя. Были

испытаны газовые форсунки с разным количеством сопловых отверстий при различных значениях давления газа.

Введение

В двухтопливных двигателях типа GI обеспечивается непосредственная подача газа в цилиндры двигателя под высоким давлением. В GI-двигателе газ под давлением 25–30 МПа подается через форсунки в крышке цилиндра в конце такта сжатия, а воспламенение газа осуществляется струей жидкого пилотного топлива. При этом рабочий процесс в двигателе GI коренным образом отличается от того, что называется «горением обедненной смеси» в газовом двигателе.

Начиная с 1980 г., многие производители малооборотных дизелей приступили к разработке и испытаниям газодизелей в качестве главных двигателей газозовозов, что позволило использовать в качестве топлива испаряющийся в танках газ.

Первый 12-цилиндровый GI-двигатель типа 12K80MC-GI-S мощностью 40 МВт с диаметром цилиндра 800 мм был построен компанией MES («Mitsui Engineering and Shipbuilding Co., Ltd.») [1]. С 1994 по 2003 г. он проработал 20 000 часов в составе дизель-генератора, обеспечивающего электричеством судоверфь «Chiba». Разработанные в данном проекте технологии были впоследствии использованы при создании двигателей ME-GI.

Компания «MAN Diesel & Turbo AS» на базе опытной машины 4T50ME-X (число цилиндров 4, диаметр втулки 500 мм, ход поршня 2200 мм, максимальная длительная мощность 7080 кВт при частоте вращения 123 об/мин) построила двигатель GI, прошедший обширный цикл испытаний для различных условий использования [2].

Фундаментальных исследований рабочего процесса двигателей GI было предпринято не так уж много. Для исследования процесса сгорания газа в двигателе GI в целях снижения выбросов NO_x при одновременном повышении КПД была разработана машина быстрого сжатия и расширения (RCEM), позволяющая визуализировать процесс сгорания. Это необходимо для уточнения кинетики образования вредных выбросов и для анализа тех аспектов сгорания, которые до настоящего времени не моделировались.

Оборудование стенда и методика экспериментов

Машина быстрого сжатия и расширения (RCEM)

Для проведения исследований рабочего процесса GI-двигателя одноцилиндровый отсек был реконструирован в машину быстрого сжатия и расширения. На рис. 1 показан поперечный разрез машины с форсункой, а ее основные характеристики представлены в табл. 1. Кубическая камера сгорания со стеклянными окнами с обеих сторон дает возможность наблюдать развитие процесса сгорания газа.

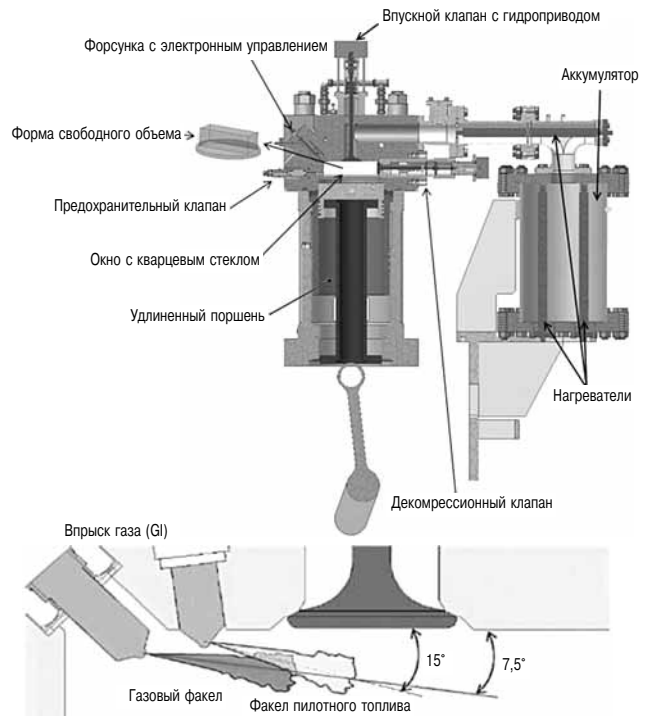


Рис. 1. Машина быстрого сжатия и расширения (RCEM)

Таблица 1

Основные характеристики RCEM

Ход поршня, мм	260
Степень сжатия	9,5; 8,2
Свободный объем, мм	200×66×80
Частота вращения двигателя, об/мин	300
Возможности наблюдения	2 окна из кварцевого стекла 100 (толщина)×200×50 мм

Машина работает следующим образом. Воздушный заряд предварительно подогревается и сжимается в аккумуляторе большого объема. Двухступенчатое сжатие позволяет обеспечить достаточно высокие значения давления (p_c) и температуры (T_c) сжатия даже при низкой степени сжатия, когда свободный объем достаточно велик. К тому же p_c и T_c можно легко менять в зависимости от условий эксперимента.

RCEM работает как машина однократного действия. Электродвигатель раскручивает RCEM до 300 об/мин, при этом впускной клапан срабатывает лишь один раз, пропуская газ из аккумулятора в цилиндр. После этого выполняются два такта реального цикла — сжатие и сгорание — расширение.

Отсек оборудован двумя электронными системами впрыска (EFI), одна из которых управляет впрыском газа, а другая впрыском пилотного дизельного топлива. Преимущество такой системы состоит в том, что она позволяет регулировать как углы, так и давление впрыска. Газовый бустер позволяет сжимать метан до давления 50 МПа.



Рис. 2. Газовая форсунка и аккумулятор

Газовая форсунка с аккумулятором, который компенсирует падение давления газа во время впрыска показана на рис. 2.

Оптическая система: устройство и принцип действия

Прецизионный визуальный контроль обеспечивается двумя скоростными камерами для прямой съемки и лазерной системой с обратной диффузией (BDL) для наблюдения за фрагментами сажи в пламени. Кроме того, с помощью системы BDL обеспечивается визуализация процессов горения и отвода газов. Схема оптической системы с BDL и лазерным проектором показана на рис. 3.

В заключительной стадии горения открывается клапан декомпрессии во время хода поршня вниз, и продукты сгорания отводятся в анализатор отработавших газов (CO, HC и NO_x).

Цилиндрическая камера сгорания

Крышка цилиндра с цилиндрической камерой (рис. 4) обеспечивает возможность наблюдения по всему периметру втулки (Ø240 мм) и визуализации развития факела в воздушном вихре, что имитирует рабочий процесс двухтактного двигателя



Рис. 4. RCEM с цилиндрической камерой сгорания

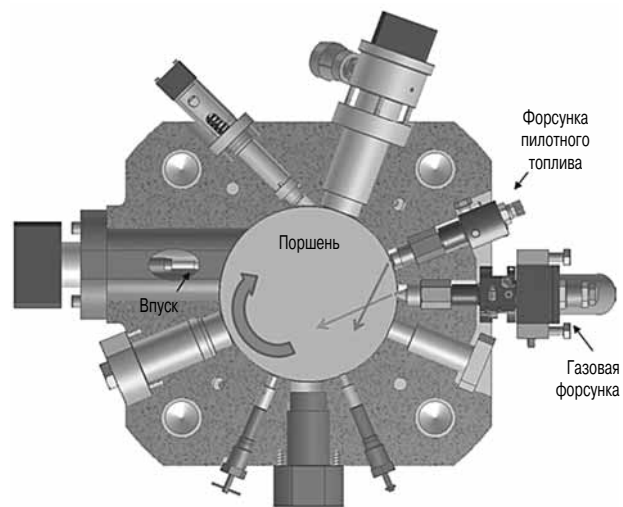


Рис. 5. Цилиндрическая камера сгорания в разрезе

GI. Расположение впускного воздушного клапана, обеспечивающего завихрение потока воздуха, показано на рис. 5. Узел впускного клапана был изготовлен в четырех вариантах, с различными углами отклонения потока, для исследования влияния интенсивности завихрения.

Результаты экспериментов с одним газовым факелом

Сравнение процессов горения в дизеле и в двигателе GI

Первый этап экспериментального исследования предусматривал сравнение процессов горения в двигателе GI с горением факела дизельного топлива. В настоящем эксперименте давление газа в аккумуляторе составляло 30 МПа. Газ подавался через одно сопло диаметром 1,2 мм. Параметры воздуха в камере сгорания в момент впрыска газа: $p_c = 10$ МПа; $T_c \approx 550$ °С — что соответствует параметрам реального двигателя GI.

Давление пилотного впрыска дизельного топлива составило 60 МПа, диаметр соплового отверстия форсунки — 0,16 мм. Впрыск пилотного топлива, как правило, начинается до начала

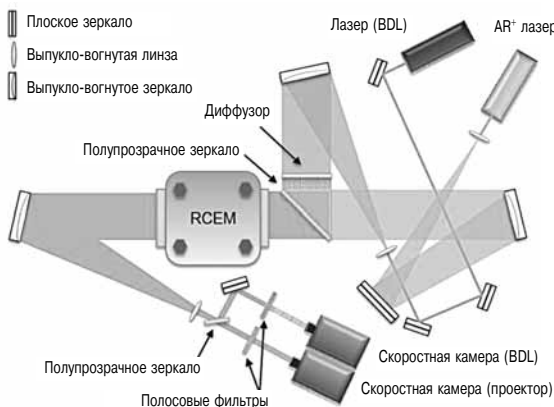


Рис. 3. Оптическая схема расположения проектора и BDL

впрыска газа. Доля пилотного топлива в балансе тепловыделения составляет 3–4 %.

На рис. 6 приведены интегральные и дифференциальные характеристики тепловыделения (ROHR — rates of heat release) и фотографии факела при работе на газе и на дизельном топливе.

На рис. 6 показано, как в GI-двигателе (слева) происходит зажигание газовой струи факелом пилотного топлива (светлое пятно). Затем газовый факел выходит за пределы факела пилотного топлива и перемещается в правый угол камеры сгорания.

По сравнению с факелом дизельного топлива (фото справа) газовый факел светится менее ярко, что объясняется меньшей величиной соотношения С/Н для метана, при этом ширина газового факела больше, чем факела дизельного

Сравнительные значения вредных выбросов

Топливо	GI	Дизельное
CO, ppm	8–10	44
HC, ppm	69–87	21
NO _x , ppm	346–393	531

топлива. Хотя давление впрыска газа (30 МПа) значительно ниже давления впрыска дизельного топлива (60 МПа), по дальности оба факела аналогичны. Отличительным признаком GI-процесса в данном случае является то, что во время и после впрыска видимое изображение факела не достигает сопла форсунки.

Несмотря на отмеченные выше различия процессов горения газа и дизельного топлива, скорость тепловыделения (см. рис. 6) в обоих случаях почти одинакова. Можно отметить, что в GI-процессе тепловыделение нарастает несколько быстрее, возможно, под влиянием горения пилотного топлива. Однако максимальная скорость тепловыделения в GI-процессе несколько ниже.

Из табл. 2 видно, что выбросы CO в GI-процессе по сравнению с дизелем значительно ниже, при этом выбросы HC выше. Количество несгоревшего метана в этом эксперименте составляет не более 0,5 % от всего поступающего газа, что гораздо меньше, чем при сгорании обедненной газовой смеси в газовом двигателе, где количество несгоревшего топлива обычно составляет порядка 2–3 %.

Яркость пламени при сгорании газа ниже по сравнению с яркостью факела дизельного топлива, что соответствует (по мнению авторов) более низкой температуре сгорания. Выбросы NO_x (см. табл. 2), в GI-двигателе снижаются на 25 % по сравнению с выбросами дизеля. Однако радикальное снижение выбросов NO_x, скажем, на 80 %, здесь невозможно, и в этом состоит существенное отличие GI-процесса от горения гомогенной обедненной смеси в газовом двигателе.

Чтобы оценить полноту процесса сгорания углерода в двигателе GI, была выполнена съемка пламени с использованием метода BDL. При этом было проведено два последовательных эксперимента. В первом случае зажигание выполнялось с помощью пилотного топлива, во втором — с помощью запальной свечи.

На рис. 7 показаны изображения факела GI, полученные с помощью проектора «Shadow-graph» и лазера BDL. На фото, полученных с помощью проектора, темные участки соответствуют области горения; на фото, полученных с помощью BDL, темные участки соответствуют концентрации сажи в пламени.

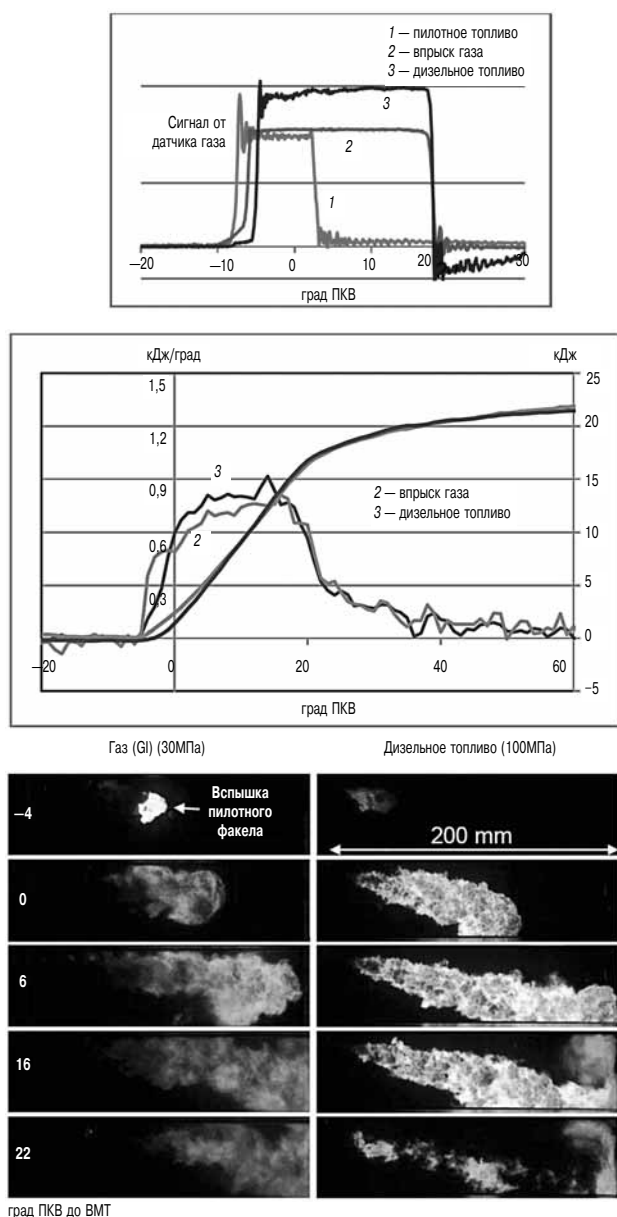


Рис. 6. Сравнение процессов горения в дизеле и в двигателе GI

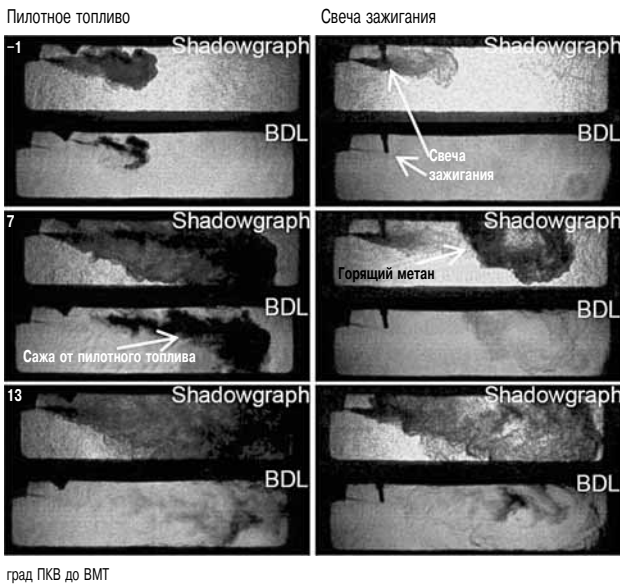


Рис. 7. Процессы сгорания в GI-двигателе с пилотным топливом и со свечой зажигания. Снимки сделаны теньвым лазерным проектором (Shadowgraph) и лазером с обратной диффузией (BDL)

На фото BDL в момент -1° до ВМТ видно, что факел пилотного топлива образует высокую концентрацию сажи, а при 7° после ВМТ сажа вытесняется газовой струей к фронту пламени. В тот же момент (7° после ВМТ) при использовании свечи зажигания черная зона на снимке BDL очень мала, хотя фото, сделанное проектором «Shadowgraph», подтверждает факт горения газа. Это означает, что при воспламенении от свечи горение газа почти не образует сажи.

При 13° после ВМТ газовый факел отчетливо виден во всем поле зрения, причем как в случае с пилотным топливом, так и со свечой зажигания. При воспламенении газа от свечи образуется лишь незначительное облачко сажи по сравнению с воспламенением от пилотного топлива.

Влияние условий впрыска пилотного топлива на GI-процесс

Предыдущим экспериментом было показано, что основным источником сажи в GI-двигателе является факел пилотного топлива. Это подтверждается данными на рис. 8 (BDL), которые демонстрируют изменение характера горения в зависимости от количества пилотного топлива (от 3 до 7 % по относительному тепловыделению). Как и следовало ожидать, количество сажи тем меньше, чем меньше доля пилотного топлива.

Следующая серия экспериментов позволила понять, как влияет угол впрыска пилотного топлива на процесс сгорания газа. Это необходимо для оценки влияния условий впрыска пилотного топлива на GI-процесс. Условия эксперимента представлены в табл. 3. На рис. 9 приведены ха-

рактеристики изменения давления и тепловыделения для трех различных углов опережения впрыска пилотного топлива. Углы опережения впрыска газа при этом оставались неизменными.

Результат эксперимента показал, что увеличение угла опережения впрыска пилотного топлива (линия 3) не влияет на скорость тепловыделения (ROHR) при сгорании газа, которая фактически остается той же, что и при номинальном значении угла (линия 1).

С другой стороны, уменьшение угла опережения впрыска пилотного топлива (линия 2) приводит к появлению резкого пика ROHR, напоминающего по его характеру процесс детонации. Обращаясь к данным табл. 4, можно убедиться в том, что с уменьшением угла опережения впрыска пилотного топлива возрастает содержание выбросов NO_x и HC, тогда как увеличение этого угла на изменение выбросов почти не сказывается.

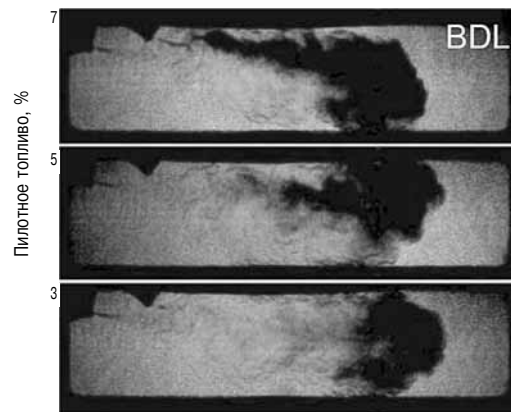


Рис. 8. Образование сажи в факеле пилотного топлива (4 град до ВМТ)

Таблица 3

Диапазон изменения углов опережения впрыска пилотного топлива

	Угол опережения впрыска		
	Увеличенный	Номинальный	Уменьшенный
Диаметр соплового отверстия, мм	0,16		
Давление впрыска, МПа	50		
Начало впрыска, град до ВМТ	-8,0	-6,0	-4,4
Конец впрыска, град до ВМТ	-4,8	-1,7	0,2
Параметры впрыска газа			
Диаметр соплового отверстия, мм	1,0		
Давление впрыска, МПа	27,5		
Начало/конец впрыска, град до ВМТ	-4,0/16,0		

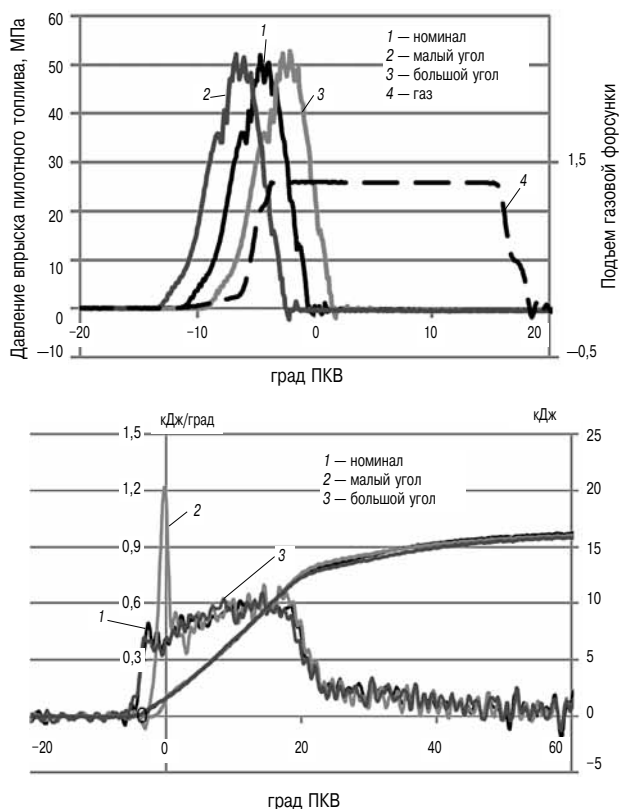


Рис. 9. Зависимость давления впрыска и ROHR от угла опережения впрыска

Таблица 4

Зависимость содержания вредных выбросов от угла опережения впрыска

	Угол опережения впрыска		
	Увеличенный	Номинальный	Уменьшенный
CO, ppm	12	18	21
HC, ppm	85	78	100
NO _x , ppm	223	216	280

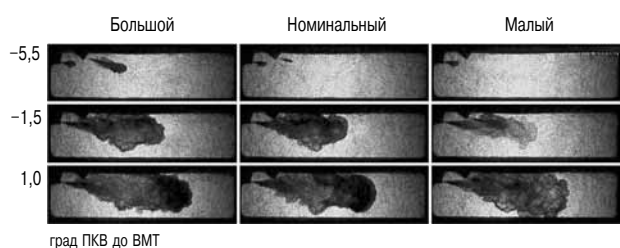


Рис. 10. Процессы в цилиндре при различных значениях угла опережения впрыска

Визуализация процесса горения подтверждает упомянутую закономерность (подобие детонации) при уменьшении угла опережения впрыска. Фотографии, сделанные теневым лазерным проектором, показаны на рис. 10. При значении угла поворота $-5,5$ град до ВМТ струя газа видна на всех трех фото. Наблюдение велось и за струей

пилотного топлива при номинальном и увеличенном значениях угла опережения впрыска. В обоих указанных случаях струя газа догоняет факел пилотного топлива и постепенно воспламеняется. Это хорошо видно при значении угла $-1,5$ град до ВМТ.

При уменьшенном значении угла опережения впрыска пилотное топливо внедряется в газовую струю. Возможно, при этом имеет место обволакивание струи пилотного топлива метаном, что в начальный период замедляет его горение. Затем происходит почти мгновенное воспламенение воздушно-топливной смеси пилотным топливом, о чем можно судить по чрезмерно быстрому расширению топливного факела, как это видно на рис. 10 при значении 1 град до ВМТ. По-видимому, это и является причиной появления пика тепловыделения.

Процесс сгорания GI при имитации EGR

Одной из технологий снижения выбросов NO_x до уровня, соответствующего требованиям IMO Tier 3, является рециркуляция отработавших газов (EGR). В настоящем исследовании имитация влияния EGR на рабочий процесс осуществлялась путем снижения содержания кислорода во всасываемом воздухе до 17,5 %.

Были апробированы два способа снижения содержания кислорода. Один из них состоял в том, что воздух со сниженным содержанием кислорода подавался на всасывание при том же давлении, что и обычный воздух. В другом случае давление воздуха со сниженным содержанием кислорода повышалось таким образом, чтобы общее количество кислорода для сгорания оставалось неизменным.

Результаты эксперимента приведены на рис. 11, из которых следует, что уменьшение содержания кислорода ведет к снижению максимального значения ROHR (в диапазоне 10–20 град до ВМТ), а также к увеличению количества топлива, догорающего на линии выпуска, в результате чего растут выбросы HC (табл. 5).

Характеристике ROHR при повышенном давлении воздушного заряда на рис. 11 соответствует линия 2. Вопреки ожиданиям, максимальное значение ROHR при этом все равно остается ниже, чем при нормальном давлении воздуха. Сравнение значения выбросов NO_x при пониженном содержании кислорода (см. табл. 5) показывает, что повышение давления воздуха на выбросы не влияет, несмотря на то что масса кислорода в данном случае восстановлена до уровня, соответствующего нормальному воздуху.

На рис. 11 показаны фотографии факела при содержании кислорода 17,5 % (как упоминалось выше) и характеристика тепловыделения при содержании кислорода 17,5 и 21 % (т. е. как в

Таблица 5

Значения вредных выбросов при имитации EGR

Содержание кислорода в воздухе на всасывании, %	21	17,5	17,5
Давление воздуха на всасывании, МПа	0,7	0,7	0,87
CO, ppm	14–16	25	13
HC, ppm	70–87	132	136
NO _x , ppm	459–464	114	120

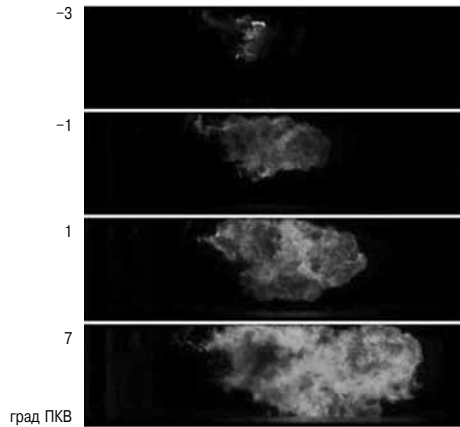


Фото факела при 17,5 % O₂

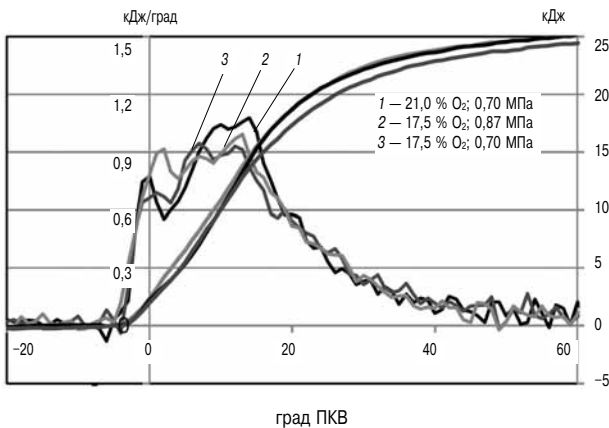


Рис. 11. Результаты экспериментов с имитацией действия EGR

обычном воздухе). Если сравнить эти изображения с фотографиями факела, приведенными на рис. 6 (содержание кислорода 21 %), то можно убедиться, что снижение содержания кислорода (см. рис. 11) дает меньшую яркость изображения, что соответствует более низкой температуре сгорания, в результате чего выбросы NO_x снижаются почти на 3/4 (см. табл. 5).

Влияние давления впрыска газа

В этом эксперименте использовался обычный воздух с содержанием кислорода 21 %, при этом давление впрыска газа последовательно увеличивалось сначала на 40, а затем на 60 %. Цель эксперимента состояла в определении влияния давления на дальность газовой факела и ROHR. Условия эксперимента представлены в табл. 6. Давление впрыска газа было увеличено

с 27,5 до 47,5 МПа, при этом диаметр отверстия распылителя не менялся.

На рис. 12, а приведены фотографии, сделанные теньвым проектором, на которых изображены

Таблица 6

Условия эксперимента с одним факелом и повышенным давлением впрыска газа

Давление впрыска, МПа	27,5	37,5	47,5
Параметры воздуха в момент начала впрыска			
Давление сжатия, МПа	7,5		
Параметры впрыска газа			
Диаметр соплового отверстия, мм	1,0		
Начало/конец впрыска, град до ВМТ	-3,1/18,3	-3,3/17,3	-2,0/17,9

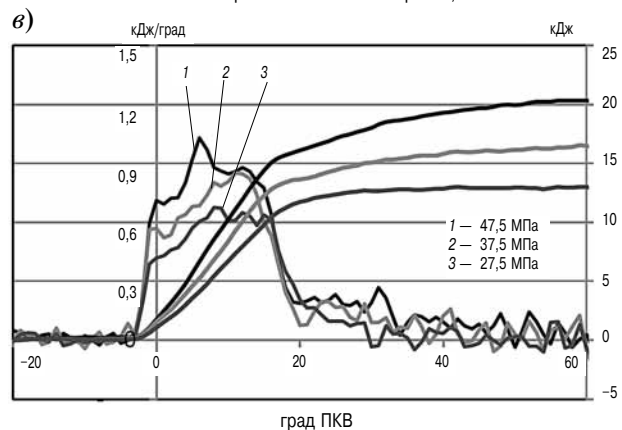
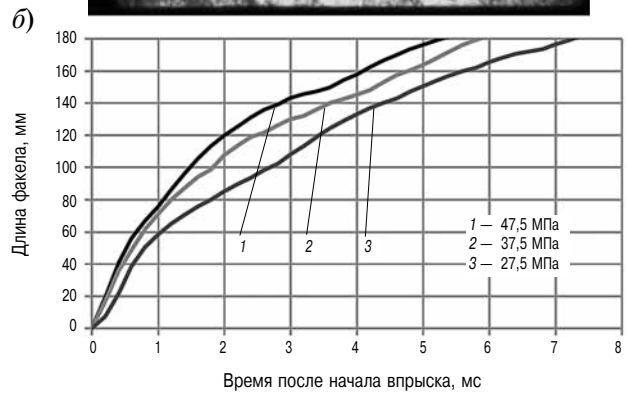
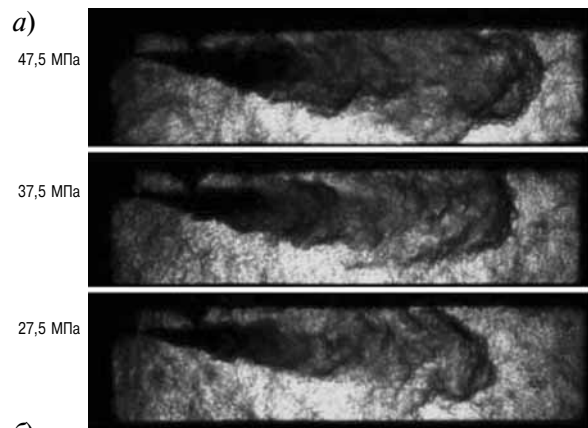


Рис. 12. Характеристики тепловыделения в эксперименте с одним факелом и повышенным давлением впрыска газа

струи несгоревшего газа, впрыснутого в атмосферу чистого азота. При этом измерялась дальность факела для различных значений угла опережения впрыска (рис. 12, б), которая увеличивалась пропорционально давлению впрыска. Это говорит о том, что теория момента движения применима к газовой струе так же, как и к струе дизельного топлива [3].

Характеристики тепловыделения для трех упомянутых случаев приведены на рис. 12, в, из которых следует, что чем выше давление впрыска, тем больше цикловая подача топлива и скорость тепловыделения.

Влияние давления впрыска газа на рабочий процесс при постоянной цикловой подаче

Недостатком GI-двигателя, в сравнении с газовым двигателем, работающим на бедной смеси, является невозможность непосредственного использования испаряющегося в танках газа в качестве топлива. Для его использования приходится затрачивать достаточно много энергии на сжатие газа до необходимого давления впрыска порядка 30 МПа. При этом мощность, затрачиваемая на сжатие газа, может достигать 3–5 % полезной мощности двигателя. Следовательно, необходимо найти условия, обеспечивающие удовлетворительное качество сгорания при более низком давлении впрыска.

Для этой цели были проведены эксперименты, в которых изменялось давление впрыска при постоянной цикловой подаче газа. В этих экспериментах диаметр сопловых отверстий менялся в зависимости от давления впрыска таким образом, чтобы длительность впрыска оставалась постоянной. При этом, естественно, цикловая подача газа также оставалась постоянной. Условия эксперимента представлены в табл. 7. В данном случае давление газа было снижено с 27,5 до 16,5 МПа.

В результате были получены характеристики тепловыделения, приведенные на рис. 13, б. Было установлено, что чем ниже давление впрыска, тем меньше максимальное значение скорости тепловыделения и тем больше доля несгоревшего

Таблица 7

Условия эксперимента с одним факелом при пониженном давлении впрыска газа

Давление впрыска, МПа	27,5	20,0	16,5
Параметры воздуха в момент начала впрыска			
Давление сжатия, МПа	7,5		
Концентрация кислорода, %	21,0		
Параметры впрыска газа			
Диаметр соплового отверстия, мм	1,0	1,2	1,4
Начало/конец впрыска, град до ВМТ	-3,1/18,3	-2,4/17,7	-2,8/18,0

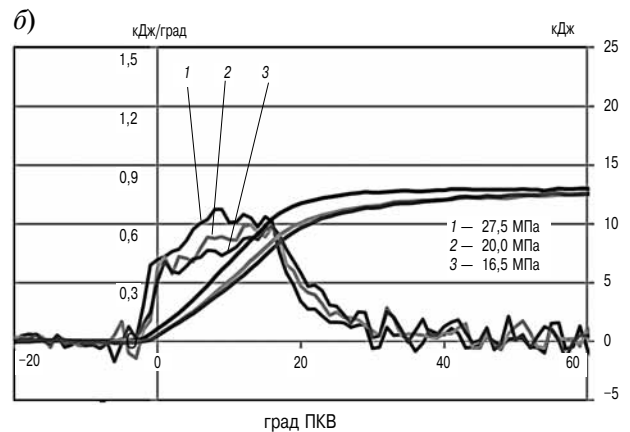
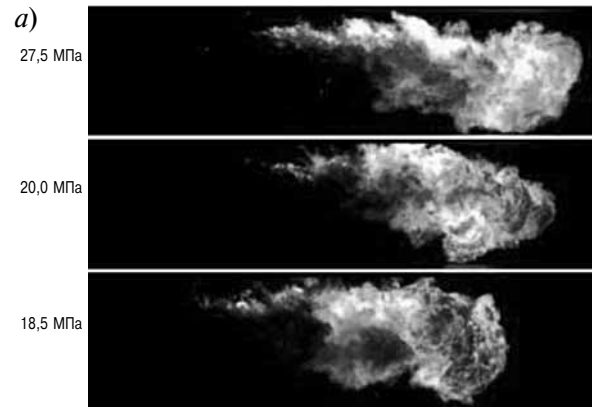


Рис. 13. Характеристики тепловыделения в эксперименте с пониженным давлением впрыска газа

Таблица 8

Вредные выбросы в эксперименте с одним факелом при пониженном давлении впрыска газа

Давление впрыска, МПа	27,5	20,0	16,5
CO, ppm	9	11	13
HC, ppm	72	101	120
NO _x , ppm	376	270	249

топлива. Это означает, что скорость горения при снижении давления впрыска уменьшается. Если судить по фотографиям газового факела, показанным на рис. 13, а, то одной из причин ухудшения процесса сгорания может быть меньшая скорость истечения струи и развития газового факела. В данном эксперименте для снижения давления впрыска использовался распылитель с увеличенным диаметром соплового отверстия. Однако компенсировать за счет этого замедление развитие газового факела не удалось.

Результаты измерения вредных выбросов представлены в табл. 8. При снижении давления впрыска выбросы HC растут из-за снижения скорости горения и качества рабочего процесса, что приводит к увеличению доли несгоревшего газа. В то же время при снижении давления впрыска выбросы NO_x ожидаемо снижаются.

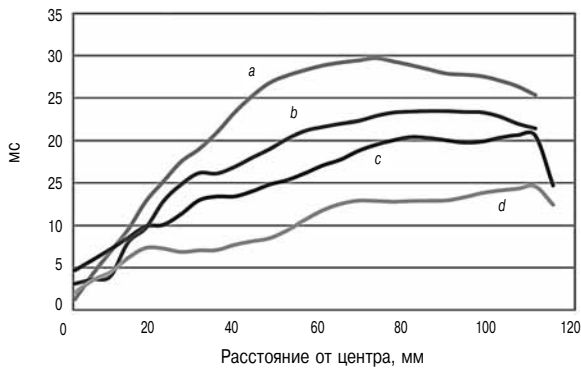


Рис. 14. Распределение скорости завихрения (среднее значение для ВМТ ± 20 град ПКВ)

Эксперименты с многодырчатым распылителем и с закруткой потока

Интенсивность закручивания потока

Для имитации GI-процесса в камере сгорания реального двигателя была использована новая крышка цилиндра с цилиндрической камерой сгорания, оборудованной стеклянным смотровым окном по всему периметру камеры сгорания (диаметром 240 мм).

На рис. 14 показаны четыре характеристики изменения скорости завихрения потока в цилиндрической камере сгорания вблизи ВМТ, сформированные различными профилями на впуске. Скорость завихрения потока измерялась методом анемометрии по изображениям частиц (PIV — Particle Image Velocimetry).

В данной серии опытов проверялись три профиля, формирующие скорости завихрения воздуха — *a*, *b* и *d*. Выяснилось, что профиль *a* дает слишком сильное завихрение и слишком большое искривление (отклонение) факела. Профиль *d* показал лучшие результаты в сравнении с профилем *b*, поэтому он был выбран для последующих экспериментов.

Однодырчатый и многодырчатый распылители

При завихрении потока на впуске с применением профиля *d* впрыск пилотного топлива и газа производился сбоку от оси камеры сгорания (см. рис. 5 в разделе 2). В эксперименте были использованы распылители двух типов, первый — с одним отверстием диаметром 1,6 мм, второй — с четырьмя отверстиями диаметром 0,8 мм каждое (табл. 9). Суммарное проходное сечение сопловых отверстий в обоих вариантах было одинаковым. Давление впрыска не изменялось и составляло 27,5 МПа, давление сжатия p_c — 7,5 МПа.

Сравнивая скорости тепловыделения для условий впрыска через оба распылителя (рис. 15), можно заметить, что в варианте с однодырчатым распылителем скорость во второй половине процесса сгорания несколько выше, чем в случае с многодырчатым распылителем. Однако это раз-

Условия эксперимента с одним факелом и повышенным давлением впрыска газа

Эксперимент	Однодырчатый распылитель	Четырехдырчатый распылитель
Параметры воздуха в момент начала впрыска		
Давление сжатия, МПа	7,5	
Температура сжатия, К	773	
Параметры впрыска пилотного топлива		
Диаметр соплового отверстия, мм	0,2	
Давление впрыска, МПа	65	
Начало/конец впрыска, град до ВМТ	-8,5/-2,0	
Параметры впрыска газа		
Диаметр соплового отверстия, мм	1,6×1	0,8×4
Давление впрыска, МПа	27,5	
Начало/конец впрыска, град до ВМТ	-3,5/11,5	

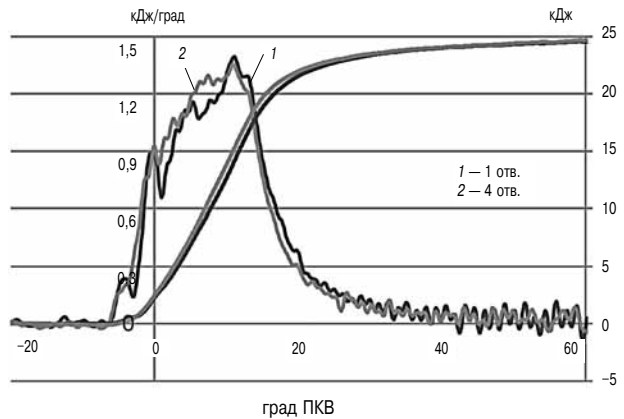


Рис. 15. Характеристики тепловыделения в экспериментах с однодырчатым и многодырчатым распылителями

личие оказалось не столь значительным, как ожидалось.

При использовании дизельного топлива данное различие было бы гораздо заметнее, поскольку при снижении диаметра соплового отверстия качество распыла жидкого топлива улучшается. В GI-двигателе диаметр соплового отверстия газовой форсунки на процесс смешения топлива и воздуха практически не оказывает влияния.

Влияние завихрения потока на скорость тепловыделения можно оценить, сравнив кривую 1 (для однодырчатого распылителя) на рис. 15 с кривой 1 на рис. 11. В обоих случаях общее количество выделившегося тепла составляет 25 кДж. Результат сравнения показывает, что в случае завихрения потока (кривая 1 на рис. 15) скорость тепловыделения имеет значительно более резкий и высокий пик по сравнению с невозмущенным зарядом, а доля несгоревшего топлива при этом ниже.

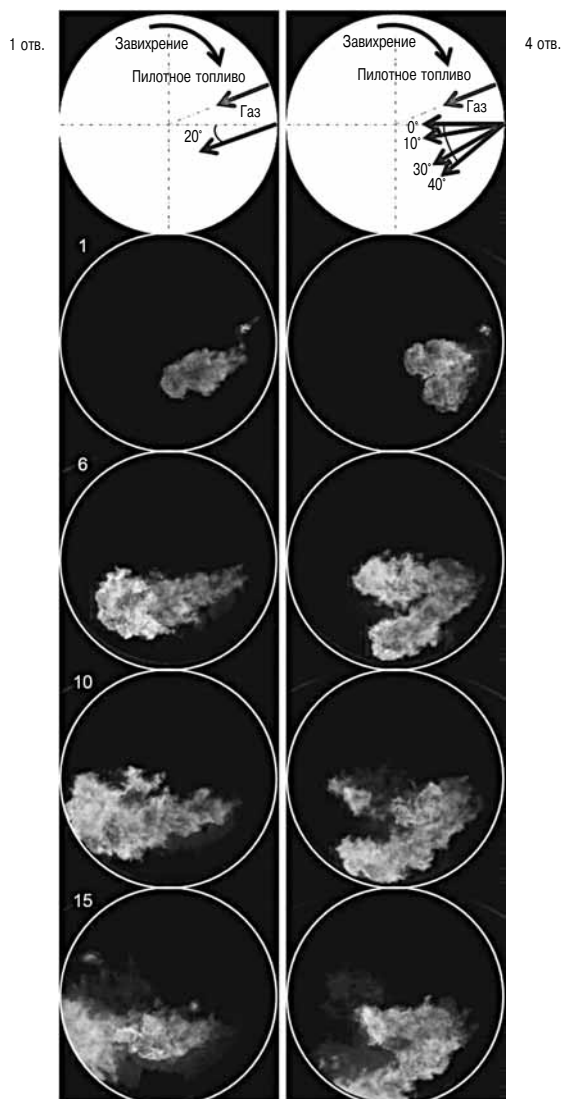


Рис. 16. Фотографии факела в экспериментах с однодырчатым и многодырчатым распылителями

Таблица 10

Содержание вредных выбросов при впрыске газа через различные распылители

Эксперимент	Однодырчатый	Четырехдырчатый
CO, ppm	30	21
HC, ppm	158	127
NO _x , ppm	264	328

На рис. 16 показаны фотографии сравниваемых процессов, из которых следует, что однодырчатый распылитель формирует достаточно длинный факел, который лучше распределяется по объему камеры вследствие тангенциальной составляющей движения воздуха, которая возникает благодаря завихрению потока (при углах 10 и 15 град ПКВ). Это является наиболее вероятной причиной того, что процесс сгорания в данном случае протекает более интенсивно по сравнению с впрыском через многодырчатый распылитель. Это

подтверждается данными табл. 10, которые показывают, что снижаются выбросы CO и HC, а выбросы NO_x при этом несколько возрастают.

Выводы

Применение машины быстрого сжатия и расширения (RCЕМ) позволило детально исследовать процесс сгорания в двухтопливном GI-двигателе. Результаты экспериментов показали, что по скорости тепловыделения процесс GI-двигателя мало отличается от дизеля, однако выбросы NO_x и сажи в нем значительно ниже.

Выбросы NO_x GI-двигателя пока превышают лимиты, установленные стандартом IMO Tier 3, поэтому необходимы дополнительные меры, например, использование системы рециркуляции отработавших газов (EGR).

Имитация действия EGR осуществлялась за счет снижения содержания кислорода во впускном воздухе до 17,5 %, при этом, как и ожидалось, выбросы NO_x резко уменьшились.

Машина RCЕМ оказалась весьма удобным средством для экспериментальной проверки влияния на процесс сгорания таких факторов, как давление впрыска газа, дальнобойность факела и интенсивность завихрения потока. Однако оптимизация рабочего процесса для двигателя GI оказалась более сложной задачей, чем для дизеля, ввиду недостатка подобного опыта в мировой практике.

Изучив источники образования NO_x и PM, можно приступить к задаче минимизации количества пилотного топлива, а также проверить некоторые новые идеи, например использование мощного лазера для зажигания газа.

Подобие процессов тепловыделения в двухтопливном GI-двигателе и в дизеле дает основание надеяться, что газовый двигатель сможет приблизиться к дизелю по КПД. Основная проблема состоит в том, что сжатие природного газа до 25–30 МПа требует порядка 3–5 % от всей полезной мощности двигателя. Решение этой проблемы видится в создании системы сжатия сжиженного природного газа (LNG) до 25–30 МПа и его испарения при указанном давлении.

Литература

1. T. Fukuda, M. Ohtsu, M. Hanafusa, P. S. Pedersen, O. Grone and O. Schnohr. «Development of the World's First Large-Bore Gas-Injection Engine» in 21st CIMAC Interlaken, 1995, Paper №. D51.
2. L. Juliussen, M. Kryger and A. Andreasen. «MAN B&W ME-GI Engines. Recent Research and Results» in International Symposium on Marine Engineering (ISME), Kobe, 2011.
3. M. Miyake, T. Biwa, Y. Endoh, M. Shimotsu, S. Murakami and T. Komoda. «The development of high output, highly efficient gas burning diesel engines» in 15th CIMAC Paris, 1983. — P.1193–1216.

НОВЫЙ ДВУХТОПЛИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ MAN DIESEL & TURBO SE ТИПА 35/44DF

Alexandre Menage, MAN Diesel and Turbo SE, Германия
Anthony Gruand, MAN Diesel and Turbo SAS, Франция
Pierre Berg, MAN Diesel and Turbo SAS, Франция
Rainer Golloch, MAN Diesel and Turbo SE, Германия

Реферат

Работы по созданию четырехтактных среднеоборотных двигателей 35/44DF, проводимые «MAN Diesel & Turbo», продолжают программу развития двухтопливных двигателей на основе технологии common rail. В настоящем докладе рассматриваются основные конструктивные особенности 35/44DF, а также передовые технологии, способные обеспечить соответствие изделия будущим требованиям рынка. Новый четырехтактный двигатель был создан в рекордно короткий срок — всего за 18 месяцев. Целью данной разработки было создание двигателя с высокими значениями КПД и удельной мощности, низким уровнем выбросов (IMO Tier 2 при работе на дизельном топливе и IMO Tier 3 при работе на газе). При этом обеспечена возможность широкого выбора топлива (HFO, MDO, MGO и природный газ). Новое семейство машин с цилиндровой мощностью 530 кВт покрывает мощностной диапазон от 3,2 до 10,6 МВт. Двигатель 35/44DF, обладающий наибольшей мощностью в своем сегменте, дополнит мощностной диапазон существующего семейства 51/60DF. В качестве прототипа принята модель 32/44CR-T2, отличающаяся высокой степенью взаимозаменяемости компонентов, что обеспечит возможность модернизации 32/44CR-T2 до 35/44DF. Опытный образец двигателя прошел процесс испытаний и аттестации на стенде «MAN Diesel & Turbo» в Аугсбурге, по итогам которых двигатель получил сертификаты ведущих классификационных обществ.

Введение

К основным факторам, определяющим тенденции развития двигателей, относятся рост энергопотребления в мире, ведущий к повышению цен на топливо (рис. 1), а также растущая озабоченность общества экологическими проблемами.

Международная морская организация (ИМО) приняла жесткие нормы предельно допустимых выбросов NO_x и содержания серы в топливе в зонах контролируемых выбросов (ECA — Emission Control Areas [1]). В течение нескольких последних лет эти нормы последовательно снижались (рис. 2).

Все это заставляет судостроителей, судовладельцев и классификационные общества находить новые решения, которые бы позволили выполнить требования законодательства с учетом соображений экономической целесообразности.

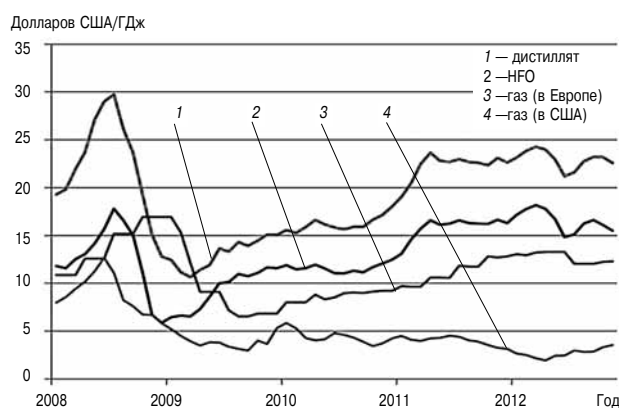


Рис. 1. Изменение цен на топливо (по данным [2])

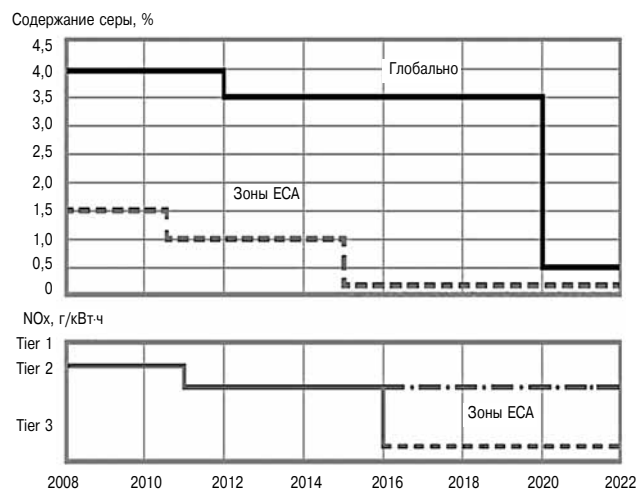


Рис. 2. Предельно допустимые значения вредных выбросов, установленные ИМО — график ввода в действие (по данным [2])

Новый четырехтактный среднеоборотный двухтопливный двигатель «MAN Diesel & Turbo» SE типа 35/44DF был разработан с целью удовлетворить упомянутые выше требования рынка.

С этой точки зрения двухтопливный двигатель (газодизель) представляется весьма привлекательным решением, поскольку дает возможность выбора между несколькими видами топлива (тяжелое топливо, дистилляты и природный газ), что особенно важно в условиях постоянно меняющихся цен и большого разнообразия инфраструктуры логистики в мировых портах. Двухтопливные двигатели не только облегчают выполнение требований ИМО по ограничению вредных выбросов, но и позволяют в любой момент перейти на жидкое топливо при возникновении каких-либо проблем с работой на газе.

Двигатель 35/44DF был создан на базе современной и надежной модели 32/44CR, обеспечивающей показатели выбросов IMO Tier 2. Разработчики выполнили новый проект на основе серийной машины с использованием в максимально возможной степени ее компонентов,

что позволило модернизировать 32/44CR Tier 2 до 35/44DF прямо на борту судна.

Термодинамика и рабочий процесс

«Многотопливность» двигателя означает возможность работы на нескольких видах топлива. При работе на жидком топливе существует широкий выбор его видов. Это могут быть судовое маловязкое топливо (MGO), флотский мазут (MDO) или тяжелый мазут (HFO). В этом случае рабочий процесс соответствует работе двигателя 32/44CR Tier 2 в «дизельном» режиме.

При работе в «газовом» режиме также возможно использование различных видов газообразного топлива, отличающихся значениями метанового числа. Рабочий процесс в «газовом» режиме характеризуется тем, что до начала воспламенения камера сгорания заполняется обедненной гомогенной смесью газового топлива и воздуха. Для зажигания смеси используется впрыск пилотного топлива [5, 6].

Для обеспечения работы на различных видах топлива была спроектирована камера сгорания, конструкция которой предлагает разумный компромисс между различными типами рабочих процессов. При создании камеры сгорания широко использовались методы компьютерного моделирования гидродинамики (CFD). В результате были разработаны две конфигурации днища поршня, испытанные на действующем макете (опытном двигателе) для трех разных значений степени сжатия.

В обеих конфигурациях была использована чашеобразная камера в поршне разной глубины. В конфигурации для жидкого топлива использовалась глубокая чаша, для газообразного топлива — относительно плоская чаша (рис. 3). Варьируя величиной степени сжатия и формой камеры сгорания, предстояло подобрать оптимальный вариант для «газового» и «дизельного» режимов работы с точки зрения КПД и других показателей качества.

Работа в «газовом» режиме на обедненной смеси основана на использовании отдельной системы common rail для впрыска пилотного топлива ([5, 6]). Конструкция крышки цилиндра 32/44CR Tier 2 в новом двигателе также была

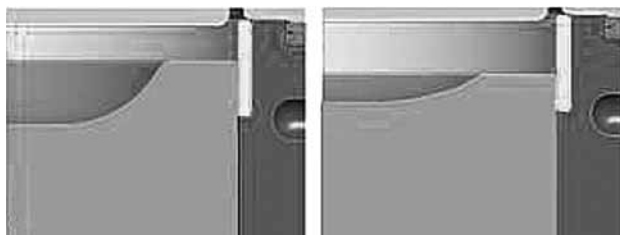


Рис. 3. Две конфигурации камеры сгорания двигателя 35/44DF

сохранена. Положение «креста» клапанов и форсунки пилотного топлива подобрано таким образом, чтобы был обеспечен оптимальный компромисс с точки зрения простоты конструкции, эффективности охлаждения и максимального термодинамического КПД (рис. 4).

Особое внимание при этом было уделено профилированию входного и выходного каналов в крышке цилиндра. Гидродинамические расчеты позволили выбрать оптимальный, с точки зрения гидравлических потерь и топливной экономичности, вариант (рис. 5). Впоследствии этот выбор был подтвержден с помощью физического моделирования.

Впуск газообразного топлива низкого давления производится индивидуально в каждый цилиндр с помощью дозирующего клапана и подводящей трубки. Главные преимущества такого способа — точное поддержание соотношения воздух–топливо и получение более однородной рабочей смеси. Это достигается не только возможностью оптимизации варьируемых параметров, таких как момент начала впрыска газа, длительность и давление впрыска, но за счет правильного выбора

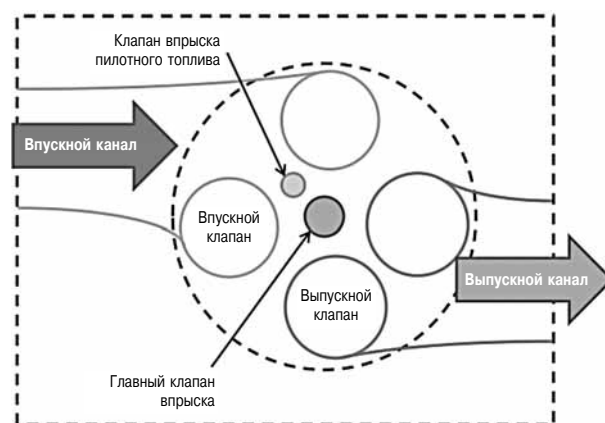


Рис. 4. Расположение клапанов, форсунок главного и пилотного топлива (схема)

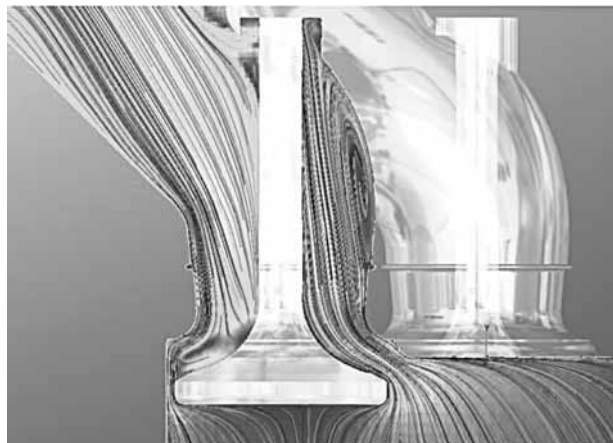


Рис. 5. Воздушный поток через впускной клапан двигателя 35/44DF (по результатам компьютерного моделирования)

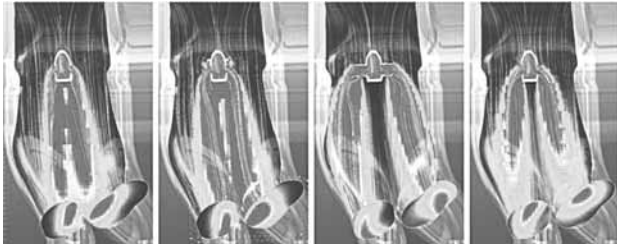


Рис. 6. CFD-моделирование образования газозвушной смеси во впускном тракте 35/44DF

положения и геометрии подводящих каналов [3]. С целью оптимизации работы двигателя в «газовом» режиме с помощью CFD-моделирования был исследован процесс образования газозвушной смеси во впускном тракте (рис. 6). Это исследование является чрезвычайно важным для определения оптимального положения и формы подводящей газ трубки с точки зрения наиболее полного сгорания и минимизации выбросов.

В результате моделирования была разработана конфигурация рабочего процесса двигателя с высокой геометрической степенью сжатия в сочетании с циклом Миллера. Применение турбокомпрессора с высокой степенью повышения давления, заимствованного от прототипа 32/44CR Tier 2, в сочетании с оптимизацией (расчетными методами) геометрии камеры сгорания позволили отказаться от системы регулирования углов газораспределения. Двигатель способен работать в широком диапазоне режимов без детонации и пропусков вспышек, что гарантирует низкий уровень выбросов NO_x и максимальный КПД.

Размеры и технические характеристики

При разработке двигателя 35/44DF предполагалось использовать его для привода оборудования самого различного назначения, включая механические агрегаты и генераторные установки. Рядная компоновка наиболее удобна для главных судовых двигателей, хотя вполне подходит и для генераторов. В V-образном исполнении, обеспечивается диапазон мощности от 6,4 до 10,6 МВт. Таким образом, дополняется серия 51/60DF, что в итоге дает мощностной ряд двухтопливных двигателей «MAN Diesel & Turbo SE», представленный на рис. 7.

В табл. 1 и 2 приведены основные технические характеристики и габариты нового семейства двигателей 35/44DF

Цилиндровая мощность двигателя составила 530 кВт, что превосходит аналогичные показатели всех остальных двигателей в данном сегменте. Турбокомпрессор может быть установлен как со стороны маховика, так и со стороны свободного конца двигателя, направление вращения может быть правым или левым. Фильтры и устройства управления устанавливаются непосредственно на

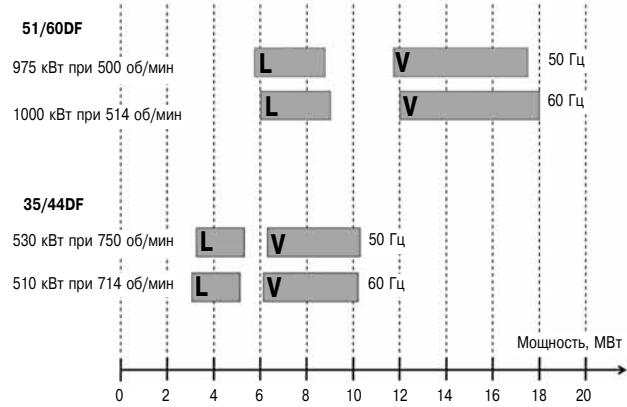


Рис. 7. Мощностной ряд двухтопливных двигателей «MAN Diesel & Turbo SE»

Таблица 1

Основные технические параметры двигателя 35/44DF

Параметр	50Гц	60Гц
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	350/440	
Рабочий объем, л/цил	42,3	
Число цилиндров	6–10/12–20	
Скорость, об/мин	750	720
Цилиндровая мощность, кВт/цил	530	510
ВМЕР, бар	20	
Диапазон мощности, кВт _{мех}	3060–10 600	
КПД, % _{мех}	D: IMO Tier 2 G: Tier 3 MN = 80, 100 % нагрузки 5% допуск, условия по ИСО (25 °С, 1 бар), с приводными насосами. G: с учетом пилотного топлива	
	Газовый режим: 46,7 Дизельный режим: 45,1	

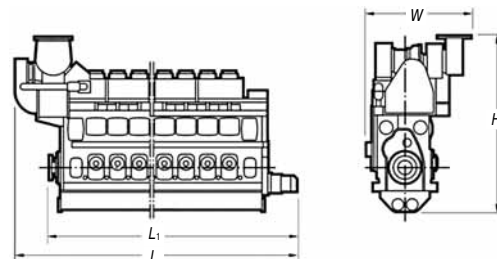


Таблица 2

Весогабаритные показатели рядного двигателя 35/44DF

Число цилиндров	6	7	8	9	10
Длина L, мм	6485	7015	7545	8075	8605
Длина L ₁ , мм	5265	5877	6407	6937	7556
Ширина W, мм	2539	2678	2678	2678	2678
Высота H, мм	4163	4369	4369	4369	4369
Сухая масса, кг	40 500	45 600	50 700	55 000	59 700

двигателе. Подвод и отвод рабочих сред (масло, охлаждающая вода, воздух и т. п.) осуществляется со стороны свободного конца двигателя. В итоге получилась компактная конструкция с полностью интегрированными компонентами и интерфейсами, сконцентрированными в одном месте,

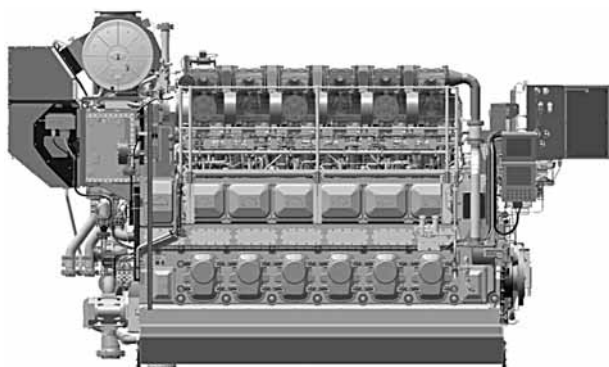


Рис. 8. 6L35/44DF — вид сбоку

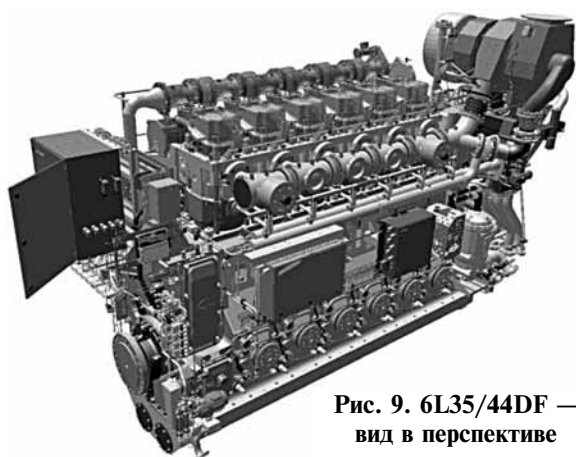


Рис. 9. 6L35/44DF — вид в перспективе

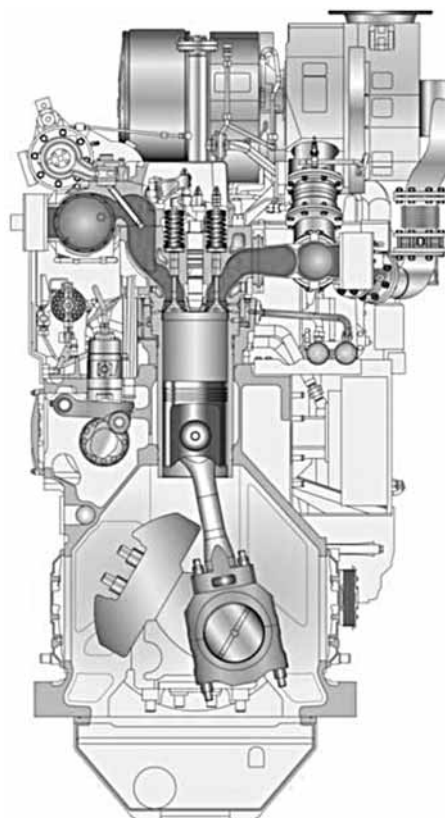


Рис. 10. Поперечный разрез рядного варианта 35/44DF

что значительно упрощает стыковку с внешними устройствами.

На рис. 8 и 9 показаны продольное и боковое изображения 6-цилиндрового рядного варианта 35/44DF с турбокомпрессором, установленным на свободном конце двигателя, а на рис. 10 показан поперечный разрез этого двигателя.

Одним из главных условий при создании нового двигателя было требование, чтобы его конструкция базировалась на серийной модели 32/44CR Tier 2 с системой впрыска топлива типа common rail. При этом проектировщики исходили из того, что в ходе работы будут спроектированы все новые компоненты, необходимые для работы на природном газе, но в то же время максимально возможное число компонентов будет использовано от 32/44CR Tier 2, чтобы для работы на дизельном топливе были реализованы хорошо отработанные технологии. Подобный подход позволил не только сократить время и усилия, затрачиваемые на разработку, но и в максимальной степени использовать взаимозаменяемость компонентов, что может дать существенную экономию средств на обслуживание и ремонт.

Взаимозаменяемость компонентов — одно из условий, обеспечивающих возможность модернизации 32/44CR Tier 2 до 35/44DF непосредственно на борту судна.

32/44CR Tier II - прототип нового двигателя

32/44CR Tier 2 — мощный, надежный и долговечный двигатель с системой топливоподдачи типа common rail. Его цилиндровая мощность составляет 560 кВт, что делает его одним из наиболее мощных дизелей в данном сегменте.

В судовом исполнении двигателя он отличается низким удельным расходом топлива (SFOC), при этом его вредные выбросы находятся в пределах, соответствующих нормам IMO Tier 2. Еще одним преимуществом данного двигателя является сочетание турбокомпрессора MAN серии TCR с системой управления газораспределением, что позволяет сохранить эффект Миллера на частичных нагрузках и способствует повышению температуры сгорания и, следовательно, снижению сажеобразования (рис. 11).

Система впрыска двигателя 32/44CR Tier 2 основана на принципе common rail. Она работает следующим образом (рис. 12). Для создания необходимого давления топлива в аккумуляторе используется механический насос 1, приводимый от кулачкового вала. Через специальные трубки с двойными стенками 2 топливо поступает в аккумуляторы 3, где поддерживается высокое давление. Все топливные аккумуляторы соединены между собой и образуют систему common rail. Топливо под высоким давлением поступает к электронно-управляемым форсункам 4.

Относительное количество заимствованных, вновь спроектированных и модифицированных узлов двигателя L35/44DF

Доля заимствованных узлов	45 %
Доля переделанных узлов	25 %
Доля модифицированных узлов	20 %
Доля вновь спроектированных газовых узлов	10 %

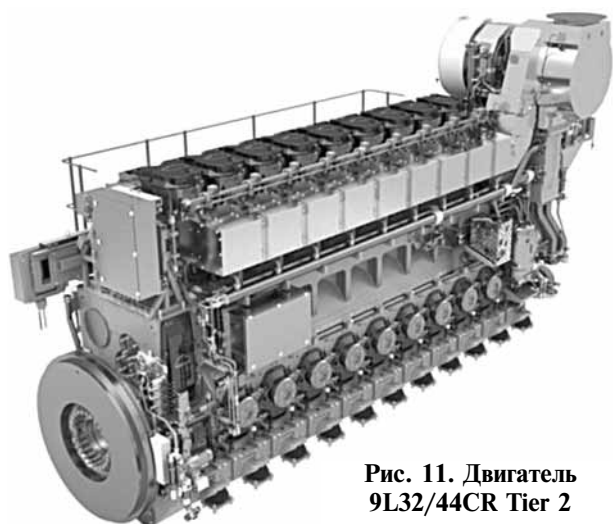


Рис. 11. Двигатель 9L32/44CR Tier 2

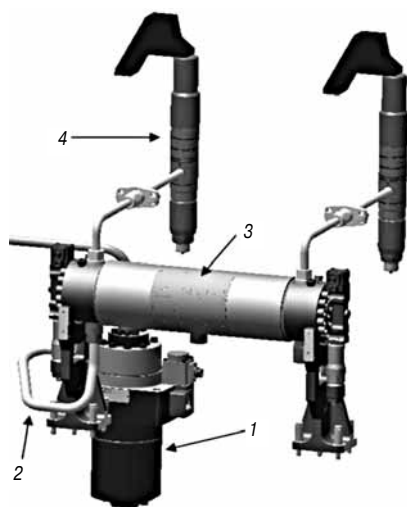


Рис. 12. Система впрыска топлива двигателя 32/44CR Tier 2 типа common rail

Система типа common rail обеспечивает большую гибкость управления параметрами впрыска, позволяя менять углы, давление и длительность впрыска независимо в каждом цилиндре, с целью оптимизации расхода топлива и выбросов NO_x во всем рабочем диапазоне нагрузок. При проектировании системы учитывались стандарты безопасности [7], предусматривающие резервирование отдельных цепей и устройств. Система впрыска, заимствованная от прототипа, действует только при работе на жидком топливе.

Дизель типа 32/44CR Tier II имеет электронную систему управления и контроля SaCoSone (Safety and Control System on Engine), разработанную и выпускаемую «MAN Diesel & Turbo». Эта система обеспечивает безопасность и надежность установки за счет функций резервирования, действующих даже при работе двигателя в автономном режиме.

Новые технологии и элементы конструкции

Как отмечалось выше, одним из основных требований при создании нового двигателя была

возможность работы на жидком и газообразном топливах. Это стало возможным благодаря использованию в его конструкции множества деталей и узлов прототипа.

Количество заимствованных, вновь спроектированных и модифицированных узлов нового двигателя приведено в табл. 3.

Когда один и тот же двигатель должен работать попеременно то на жидком, то на газообразном топливах, его среднее эффективное давление должно быть снижено по сравнению с дизельным вариантом. Следовательно, при неизменном рабочем объеме выходная мощность двигателя также снизится. Чтобы избежать снижения мощности, диаметр цилиндра был увеличен с 32 до 35 см. Это означает, что модернизация прототипа до газодизеля включает расточку блока цилиндров, которая без труда может быть выполнена на борту судна. Таким образом, исходная мощность двигателя сохраняется.

Возможность модернизации, которая планировалась с самого начала разработки двигателя 35/44DF, позволяет заказчику улучшить показатель конструктивной энергоэффективности EEDI за счет увеличения возможного ассортимента топлив и гарантии соответствия перспективным экологическим нормативам.

Основные компоненты, не вошедшие в список заимствованных узлов 32/44CR, которые пришлось проектировать заново:

- > система подачи газа;
- > система впрыска пилотного топлива;
- > система контроля (соотношения воздух—топливо).

Подача газа для работы в «газовом» режиме осуществляется через газовую трубку, установленную на двигателе. В ходе проектирования было апробировано несколько вариантов разных конструктивных решений в попытках найти оптимальный вариант при соблюдении условия соответствия правилам классификационных обществ и действующим директивам ЕС. Система подачи газа представлена на рис. 13.

Система разделена на две части. Первая из них (см. рис. 13) смонтирована в верхней части двигателя. Она состоит из литых впускных патрубков

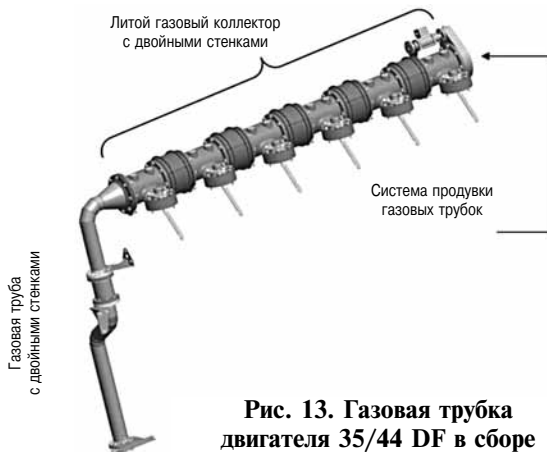


Рис. 13. Газовая трубка двигателя 35/44 DF в сборе

(по одному на каждый цилиндр), соединенных между собой с помощью компенсаторов. В каждый впускной патрубок встроены дозирующий газовый клапан.

Вторая часть данной системы образует общий впускной ресивер, к которому подключена трубка подачи газа. Эта часть системы состоит из сварных гнутых стальных трубок. Такое решение предотвращает коррозию трубок в условиях работы на объекте. Система включает компенсаторы, устраняющие влияние допусков и возможных неточностей при сборке.

Для повышения надежности трубки имеют двойные стенки, образующие буферный объем между газом и атмосферой. При работе на газе включается система вакуумирования и воздушной продувки буферного объема. Там же установлены специальные датчики для обнаружения утечек газа из газовой магистрали, а вакуумирование предотвращает попадание утечек в атмосферу. С целью повышения уровня безопасности подобная буферная система двойных стенок окружает дозирующий газовый клапан.

На рис. 14 показана схема подачи газа из главной магистрали через дозирующий клапан во впускной канал крышки цилиндра. Регулирование

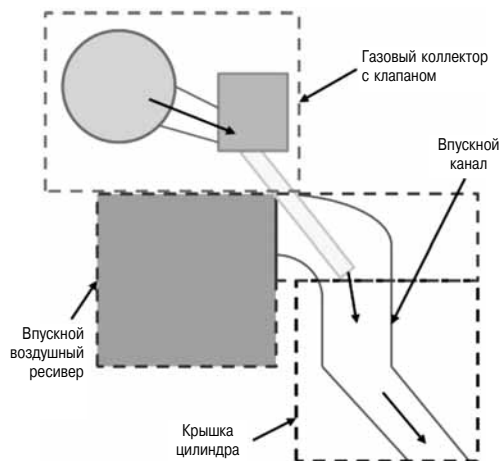


Рис. 14. Схема подачи газа во входные патрубки



Рис. 15. Система впрыска пилотного топлива двигателя 35/44DF

подачи газа осуществляется электронной системой управления SaCoSone. Система обеспечивает точное поддержание соотношения воздух—топливо и однородный состав поступающей в цилиндры рабочей смеси. Это позволяет осуществить надежное зажигание смеси минимальным количеством пилотного топлива.

Система впрыска пилотного топлива типа common rail показана на рис. 15. Основными компонентами системы являются топливный насос высокого давления 1 с приводом от электродвигателя 2. Топливо от электронного насоса высокого давления 1 поступает к форсункам пилотного топлива 3 через трубки 4. Трубки 4 соединены между собой и выполняют роль аккумулятора топлива под давлением. Электронное управление форсунками обеспечивает возможность изменения цикловой подачи и углов впрыска.

При работе на газе особую важность приобретает точное задание и поддержание соотношения воздух—топливо (λ). Во-первых, это позволяет достичь максимума КПД во всем диапазоне рабочих режимов. Во-вторых — снижает вероятность приближения к границам детонации.

На рис. 16 показан турбокомпрессор двигателя 35/44DF.

Система λ -контроля непосредственным образом влияет на давление воздушного заряда, что позволяет оптимизировать параметры работы двигателя во всем диапазоне нагрузок за счет регулирования λ . В ходе исследований были разработаны и испытаны на опытном двигателе несколько вариантов системы λ -контроля.

Одним из бесспорных преимуществ двигателя 35/44DF является использование известной и испытанной временем системы электронного управления SaCoSone. Это фирменная система «MAN Diesel & Turbo», дополненная функциями управления впрыском пилотного топлива и подачей газа. Система управления построена по модульному принципу. Она устанавливается непосредственно на двигателе, что позволяет



Рис. 16. Турбокомпрессор двигателя 35/44DF

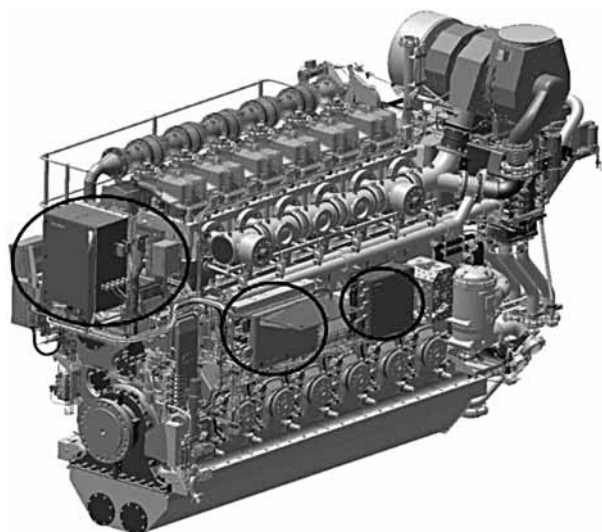


Рис. 17. Расположение модулей системы SaCoSone на двигателе 35/44DF

сократить количество внешних соединений с одновременной децентрализацией функций. Все модули системы SaCoSone обладают значительной степенью автономности за счет резервирования коммуникаций, что повышает эксплуатационную надежность системы. Для удобства оператора предусмотрен сенсорный TFT-экран, устанавливаемый на двигателе.

Наличие двух возможных режимов работы двигателя 35/44DF (на дизельном топливе и на газе) привело к определенному функциональному усложнению системы управления, и, соответственно, к появлению дополнительных датчиков, кабелей, узлов и соединения по сравнению с двигателем, работающем на топливе одного вида.

Система управления выполняет все необходимые функции и генерирует все необходимые

данные для безопасной и надежной работы [3, 5] двигателя 35/44DF за счет установки следующих модулей SaCoSone:

- модуль впрыска;
- модуль расширения функциональности;
- модуль контроля детонации;
- модуль управления (система управления и защиты двигателя);
- модуль АТЕХ (модуль мониторинга состояния главного подшипника);
- пульт местного управления с резервным дисплеем.

Система дополнена рядом компонентов (например, датчиками и исполнительными устройствами), соответствующими требованиям стандарта АТЕХ, которые обеспечивают безопасность во взрывоопасной атмосфере. Расположение указанных компонентов на двигателе представлено на рис. 17.

Концепция безопасности

Поскольку рядный двигатель 35/44DF предназначен, главным образом, для использования на судах, его функции безопасности должны удовлетворять требованиям классификационных обществ, ИМО и действующих директив ЕС.

Исходя из правил классификационных обществ и директив ЕС, меры обеспечения безопасности обычно делятся на две категории: активные и пассивные.

Активные меры направлены на исключение источников возгорания. В качестве таковых двигатель, как правило, оборудуется детектором разбрызгивания масла, системой мониторинга главного подшипника и детектором масляного тумана. При первых признаках неполного сгорания топлива вследствие пропуска всплеск модуль аварийно-предупредительной сигнализации и защиты системы SaCoSone оперативно реагирует на эти сигналы при помощи установленной на двигателе системы контроля детонации. Кроме того, газовая трубка на всем ее протяжении, включая впускной газовый клапан, имеет двойную стенку (рис. 18), причем в пространстве между стенками поддерживается вакуум. Датчики НС, установленные на газовой трубке, мгновенно



Рис. 18. Фрагмент газовой трубки двигателя 35/44DF с двойными стенками

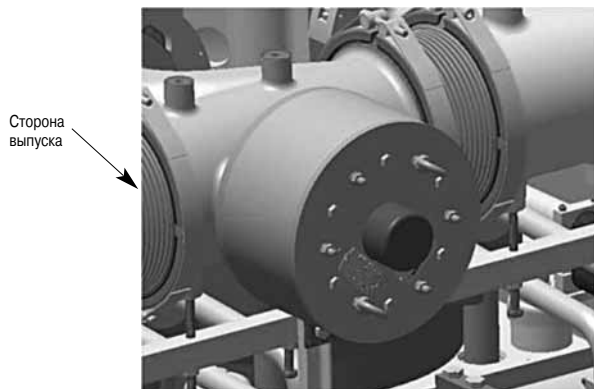


Рис. 19. Предохранительные клапаны на выпускной трубе двигателя 35/44DF

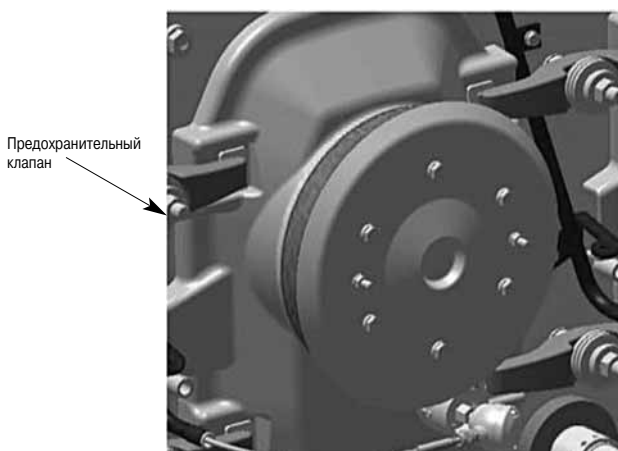


Рис. 20. Предохранительные клапаны на крышке окна картера

улавливают любую утечку газа из внутренней газовой трубки. При этом модуль аварийно-предупредительной сигнализации и защиты переводит двигатель в дизельный режим, а газовая трубка на всем ее протяжении продувается азотом. Пуск и останов двигателя 35/44DF осуществляется только в дизельном режиме, а при любом переходе из газового режима в дизельный алгоритм управления предусматривает обязательную продувку азотом. Таким образом, при обнаружении газа там, где его не должно быть, двигатель переводится из газового режима в дизельный, а газовая трубка продувается инертным газом [3, 5].

Пассивные меры безопасности сводятся к установке предохранительных устройств, срабатывающих после того как взрыв или возгорание уже произошло. Взрывоопасными объектами являются область выпускной трубы и картер, поэтому труба оборудуется предохранительными клапанами (рис. 19), которые выдерживают давление перегрузки до 8 бар, а открываются при давлении порядка 5 бар, при этом рабочее давление (на выходе) составляет от 3 до 4 бар. Предохранительный клапан оборудован пламе-

гасителем, поэтому при взрыве наружу выбрасываются только горячие газы, но не пламя. Картер тоже оборудован сертифицированными предохранительными клапанами с пламегасителями, устанавливаемыми на крышках окон картера. Этот элемент также заимствован от прототипа 32/44CR Tier 2 (рис. 20).

Испытания и аттестация

В июле 2012 г. опытный образец двигателя 6L35/44DF прошел испытания на стенде «MAN Diesel & Turbo SE» в Аугсбурге, Германия (рис. 21). Испытания проводились с целью проверки и аттестации новых компонентов, а также настройки систем управления двигателем. При этом определялись рабочие параметры двигателя в газовом и дизельном режимах работы для всех предполагаемых применений.

Задача испытаний состояла не только в адаптации двигателя для работы на газе, но и в том, чтобы обеспечить оптимальные показатели и максимальную надежность в условиях, когда двигатель используется для работы на двух принципиально различных видах топлива.

Необходимо было обеспечить возможность переключения двигателя под нагрузкой с дизельного топлива на газ и обратно, хотя такая возможность наиболее критична именно в экстренных ситуациях при работе на газе. В последнем случае необходимо обеспечить соответствие требованиям классификационных обществ, а также ISO 8528 в части допустимых отклонений скорости в переходных процессах при резких изменениях нагрузки. Процедура аттестации включала измерения температуры, напряжений и вибраций в различных точках вновь спроектированных и некоторых заимствованных ключевых компонентов, таких как, например, крышка цилиндра. Цель таких измерений — сравнить полученные результаты с результатами моделирования, чтобы убедиться в правильности использованных методов моделирования.

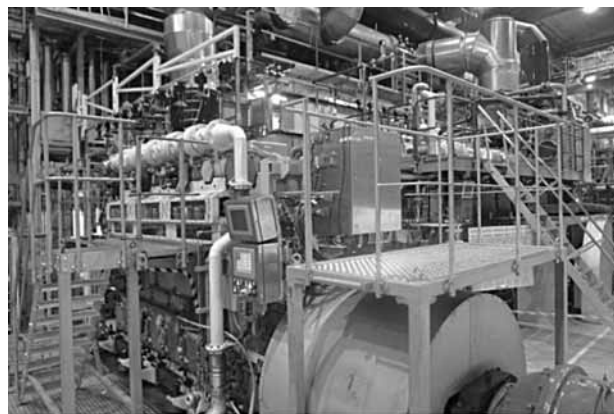


Рис. 21. Опытный экземпляр двигателя 6L35/44DF на заводском стенде в Аугсбурге, Германия

Программа испытаний и этап аттестации завершены типовыми испытаниями и сертификацией в присутствии представителей не менее десяти классификационных обществ.

Можно констатировать, что опытный двигатель 6L35/44DF показал превосходные результаты по всем показателям, что позволяет надеяться на будущие рыночные успехи этой модели.

Выводы

Двухтопливный двигатель 35/44DF был создан на основе изучения текущих и перспективных запросов рынка судовых и стационарных двигателей.

Семейство двигателей перекрывает диапазон мощности от 3,2 до 10,6 МВт и дополняет серию 51/60DF. Это свидетельствует о том, что номенклатура «MAN Diesel & Turbo» пополнилась еще одним актуальным и конкурентоспособным продуктом.

Важнейшим преимуществом нового двигателя является то, что по выбросам NO_x он удовлетворяет действующим требованиям IMO Tier 2 при работе на жидком топливе и перспективным требованиям IMO Tier 3 при работе на газообразном топливе, без какой-либо дополнительной очистки отработавших газов. Двигатель способен обеспечить работу на самых различных видах топлива (HFO, MDO, MGO и природный газ), сохраняя при этом наилучший для двигателей данного класса КПД. Для владельцев судов, оборудованных двигателями 32/44CR Tier 2, чрезвычайно существенным обстоятельством является возможность модернизации этих двигателей до 35/44DF прямо на борту судна, что обеспечивает выполнение требований экологического законодательства на ближайшие годы, и таким образом позволяет продлить срок эксплуатации судов.

Помимо надежности и долговечности, свойственных всем изделиям «MAN Diesel & Turbo», новый двигатель продемонстрировал высокую степень безопасности и эксплуатационной готовности благодаря использованию современных систем управления, аварийно-предупредительной сигнализации и защиты.

Использованные обозначения и сокращения

CFD — трехмерная вычислительная гидродинамика
 CO₂ — двуокись углерода
 CR — common rail
 DF — двухтопливный
 ECA — область контролируемых выбросов
 EEDI — показатель планируемой энергоэффективности
 FMEA — анализ видов и результатов отказов
 HFO — тяжелый мазут
 IMO — Международная Морская Организация
 ISO — Международная Организация по Стандартизации
 MDT — MAN Diesel & Turbo SE
 MDO — флотский мазут
 MGO — судовое маловязкое топливо
 NO_x — окислы азота
 SFOC — удельный расход топлива
 SO_x — окислы серы
 TCR — радиальный турбокомпрессор
 TFT — Thin-Film Transistor

Литература

1. IMO — International Maritime Organization (2009): Revised MARPOL Annex VI Regulations for the prevention of air pollution from ships. London, England.
2. Kunkel, S., et. al. (2013): The new Gas and Dual Fuel Engines by MDT for maritime and stationary applications. WTZ Gas Engine Conference, Dessau, Germany.
3. Golloch, R., et. al. (2012): The new 10.6 MW Gas Engine from MAN Diesel & Turbo SE. Power-Gen Europe 2012 in Koln, Deutschland.
4. MAN Diesel & Turbo SE (Ed.) (2012): 35/44 DF Medium-speed four-stroke dual-fuel engine. Brochure from MAN Diesel & Turbo SE, Augsburg, Germany.
5. Bockhoff, N., et. al. (2010): Operational experience of the 51/60 DF from MAN Diesel & Turbo SE. CIMAC Congress, Bergen, Norway.
6. Bockhoff, N., et. al. (2007): The 51/60 DF from MAN Diesel SE - The most powerful 4-stroke Dual Fuel Engine on the Market. WTZ Gas Engine Conference, Dessau, Germany.
7. MAN Diesel & Turbo SE (Ed.) (2012): 32/44 CR Medium-speed four-stroke diesel engine. Brochure from MAN Diesel & Turbo SE, Augsburg, Germany.

УДК 621.43.018

Тер-Мкртчян Г.Г. Двигатели с продолженным расширением рабочего тела // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 3–9.**Ключевые слова:** рабочее тело, продолженное расширение, цикл Аткинсона, цикл Миллера, топливная экономичность, траверсный преобразующий механизм, разделенные такты, спандерный режим.

Рассмотрены особенности циклов Аткинсона и Миллера с продолженным расширением рабочего тела с целью повышения топливной экономичности. Приведено описание траверсного преобразующего механизма НАМИ, обеспечивающего продолженное расширение рабочего тела за счет управления движением поршней. На примере двигателя ВАЗ показана возможность реализации рабочего цикла с продолженным расширением в экспандерных цилиндрах.

Табл. 2. Ил. 12. Библ. 8.

УДК. 621.436

Дмитриевский Е.В. Распределение давления газов в межкольцевых пространствах поршня малооборотного двухтактного двигателя // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 10–14.**Ключевые слова:** малооборотный двухтактный двигатель, поршневые кольца, межкольцевое пространство, давление и расход газов, износ втулки цилиндров.

Показано влияние характера распределения давления и расхода газов в межкольцевых пространствах поршня двухтактного малооборотного дизеля на износ втулки цилиндра. Выполнены расчеты и измерения давления и расхода газов в межкольцевых пространствах поршня, показана взаимосвязь этих параметров с конструкцией поршневого кольца и условий его работы. Разработана и экспериментально проверена методика и программа расчета на ЭЦВМ параметров течения газов через поршневые кольца при работе двигателя.

Ил. 5. Библ. 14.

УДК 621.436

Бирюк В.В., Каюков С.С., Белоусов А.В., Галлямов Р.Э. Методика прогнозирования качества распыливания топлива форсункой на основе CALS/ИПИ технологий // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 15–19.**Ключевые слова:** дизельный двигатель, система топливоподачи, система впрыска топлива common rail, качество распыливания, регрессионная модель, моделирование.

Показана возможность оценки качества распыливания топлива форсункой на основании результатов расчета динамики элементов системы топливоподачи дизельного ДВС в специализированном пакете прикладных программ LMS Imagine.Lab AMESim. Предложены инструменты анализа для сравнения качества распыливания топлива в различных вариантах систем топливоподачи методами построения регрессионных моделей. Предложена структура и методика построения блока предварительного анализа качества распыливания топлива. Ил. 7. Библ. 7.

УДК 621.437

Равич А.Ф., Богданов С.Н. Автоэквилибрантное роторно-поршневое устройство // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 20–24.**Ключевые слова:** роторно-поршневое устройство, эквилибранта, автоэквилибранта, кинематика и динамика движения ротора.

Представлены результаты анализа кинематики и динамики автоэквилибрантного роторно-поршневого устройства, аналогичного устройству двигателя Ванкеля. Показано, что по сравнению с устройством двигателя Ванкеля предлагаемое устройство обеспечивает более высокую надежность радиальных герметизирующих уплотнений и развивает существенно больший крутящий момент. Ил. 5. Библ. 6.

УДК 621.432.3:62-52

Лысунец А.В., Медведев В.В. Моделирование скоростных характеристик ДВС для разработки автоматических систем управления с обратной связью // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 25–27.**Ключевые слова:** двигатель с принудительным воспламенением смеси, скоростные характеристики, угол открытия дросселя, регрессионная модель, система управления.

Предложена математическая модель двигателя внутреннего сгорания с принудительным воспламенением топливной смеси, полученная методом аппроксимации экспериментальных скоростных характеристик. Модель определяет значение угла открытия дроссельной заслонки в зависимости от внешней нагрузки и скоростного режима двигателя. Модель рекомендуется в качестве имитатора ДВС при разработке алгоритмов и программ управления автоматическими системами с обратной связью. Ил. 2. Библ. 3.

УДК 621.43

Смолинский С.Н., Булат Р.Е., Сайданов В.О. Концепция децентрализованного энергоснабжения объектов МО РФ и проблемы подготовки военных инженеров-энергетиков // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 28–32.**Ключевые слова:** объекты военной инфраструктуры, системы децентрализованного энергоснабжения, экстремальные условия эксплуатации, когенерация, нетрадиционные источники энергии, военные инженеры-энергетики, квалификационные требования.

Разработана концепция децентрализованного энергоснабжения объектов военной инфраструктуры, действующих в условиях Крайнего Севера. Показано, что наиболее эффективны в этих условиях объекты с поливалентной структурой, включающие как традиционные источники электроэнергии и тепла, так и нетрадиционные (ветрогенераторы, солнечные батареи и т. д.). Сформулированы требования к особенностям подготовки военных инженеров-энергетиков осуществляющих профессиональную деятельность в экстремальных условиях.

Табл. 2. Ил. 1. Библ. 4.

УДК 621.443

Ерофеев В.Л., Ганин Н.Б., Пряхин А.С. Пределы повышения энергетической эффективности топливоиспользования поршневого ДВС // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 33–38.**Ключевые слова:** поршневые ДВС, термодинамический КПД, идеальный гипотетический рабочий цикл, изотермический способ подвода и отвода теплоты, технологии топливоиспользования, работа цикла, когенерация, тригенерация.

В качестве гипотезы предлагается теоретическое обоснование предельных значений термодинамического КПД поршневого двигателя. Предложен гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением и изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении в утилизационной газовой турбине. Показано, что работа предлагаемого гипотетического цикла выше известных циклов тепловых двигателей. Дальнейшее повышение энергетической эффективности теплоэнергетических установок достигается за счет когенерации и тригенерации. Ил. 6. Библ. 14.

УДК 621.43

Двухтопливные двигатели (материалы конгресса СИМАС 2013) // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 39–57.**Ключевые слова:** машина быстрого сжатия, визуализация процесса горения, лазерные технологии регистрации, системы впрыска газового топлива, системы впрыска пилотного топлива, экспериментальный двухтопливный судового двигателя.

Приводятся результаты исследования, выполненного специалистами университета Кюсю (Япония), на действующем макете (одноцилиндровом отсеке) с прозрачными окнами, процессов горения газа, впрыснутого в цилиндр двухтопливного двигателя при его воспламенении факелом пилотного топлива. Процессы горения фиксировались с использованием скоростных лазерных технологий. Оценивалась динамика развития и горения факелов впрыснутого газа и пилотного топлива, с определением содержания сажи и выбросов NO_x . Фирмой «MAN Diesel & Turbo» разработан опытный образец судового двухтопливного двигателя MAN 35/44DF с цилиндриковой мощностью 530 кВт. Приводятся результаты испытаний при работе на дизельном и двойном топливе. Показана возможность снижения выбросов NO_x до уровня нормативов стандарта IMO Tier 3 без очистки газов. Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником

Табл. 13. Ил. 37. Библ. 10.

UDC 621.43.018

Ter-Mkrtychyan G.G. Engines Featuring Extended Expansion Phase // *Dvigatlestroyeniye*. — 2015. — № 2. — P. 3–9.**Keywords:** actuating medium, extended expansion phase, Atkinson cycle, Miller cycle, fuel efficiency, cross-arm transmission mechanism, separate strokes, medium expansion mode.

The article discusses specifics of Atkinson and Miller cycles featuring extended expansion phase in order to enhance fuel efficiency. Described is proprietary cross-arm transmission mechanism NAMI, which provides extended actuating medium expansion due to a toggle jointed linkage. One possible realisation of such a cycle making use of dedicated expansion cylinders is shown by the example of VAZ engine.

2 tables, 12 ill., 8 ref.

UDC. 621.436

Dmitrievsky E.V. Gas Pressure Distribution Within Inter-Ring Space of Low-Speed Two-Stroke Engine Piston// *Dvigatlestroyeniye*. — 2015. — № 2. — P. 10–14.**Keywords:** low-speed two-stroke engine, piston rings, inter-ring space, gas pressure, gas flow, cylinder sleeve wear. The authors consider influence of gas pressure and flow distribution within inter-ring space of low-speed two-stroke engine piston on cylinder sleeve wear characteristics. Gas pressure and flow distribution within inter-ring space were calculated and measured. Said parameters are shown to depend on piston ring geometry and its operating conditions. Algorithm and code for numerical analysis of gas flow through piston rings during engine operation were elaborated and validated.

5 ill., 14 ref.

UDC 621.436

Biryuk V.V., Kayukov S.S., Belousov A.V., Gallyamov R.E. CALS-Based Technologies as a Method to Predict of Diesel Fuel Atomization Quality // *Dvigatlestroyeniye*. — 2015. — № 2. — P. 15–19.**Keywords:** diesel engine, fuel system, common rail system, fuel atomization quality, regression model, simulation. Possibility is shown to evaluate fuel atomization quality based on dynamic analysis of fuel system components using dedicated software package LMS Imagine.Lab AMESim. Instruments are offered for comparative analysis of fuel atomization quality for a variety of fuel supply system configurations based on regression models. Also offered is a method to elaborate algorithm for preliminary evaluation of fuel atomization quality. 7 ill., 7 ref.

UDC 621.437

Ravich A.F., Bogdanov S.N. Autoequidistant Rotary Machine // *Dvigatlestroyeniye*. — 2015. — № 2. — P. 20–24.**Keywords:** rotary-piston device, equidistance, autoequidistance, rotor movement kinematics and dynamics.

The result are presented of kinematic and dynamic analyses of autoequidistant rotary machine similar to Wankel engine. Said machine is shown as having more reliable radial seals and providing much higher torque as compared with Wankel engine. 5 ill., 6 ref.

UDC 621.432.3:62-52

Lysunets A.V., Medvedev V.V. Modelling of Engine Velocity Characteristics for Closed-Loop Speed Control System // *Dvigatlestroyeniye*. — 2015. — № 2. — P. 25–27.**Keywords:** positive ignition engine, speed characteristics, throttle opening angle, regression model, control system. Mathematical model for positive ignition engine is discussed, based on approximation of experimental speed characteristics.

Output of the model is throttle opening angle as a function of engine load and speed. The model is recommended as internal combustion engine simulator to be used in development and debugging of function algorithms for closed-loop speed control systems. 2 ill., 3 ref.

UDC 621.43

Smolinsky S.N., Bulat R.E., Saidanov V.O. Distributed Power Supply Concept for RF Defence Ministry Facilities, and Issues of Military Electric Engineers Education // *Dvigatlestroyeniye*. — 2015. — № 2. — P. 28–32.**Keywords:** military infrastructure facilities, distributed power supply systems, extreme external environment, cogeneration, non-conventional energy sources, military electric engineers, qualifying requirements.

The article describes the authors' concept of distributed power supply for RF Defence Ministry facilities located in Arctic climatic zone. Polyvalent power facilities are shown as most efficient ones for polar climatic conditions. Such facilities combine conventional power & heat sources with non-conventional ones (e.g., wind-powered generators, solar cells, etc.) Training requirements are formulated for military electric engineers working in extreme environmental conditions.

2 tables, 1 ill., 4 ref.

UDC 621.443

Yerofeyev V.L., Ganin N.B., Pryakhin A.S. Fuel Efficiency Enhancement Resources // *Dvigatlestroyeniye*. — 2015. — № 2. — P. 33–38.**Keywords:** reciprocating internal combustion engine, thermodynamic efficiency, ideal cycle, isothermic heat delivery and removal, fuel utilization technologies, cycle work, cogeneration, trigeneration.

The authors offer theoretical justification of fuel efficiency enhancement limits. Also offered is hypothetical combustion cycle that includes isothermic cooling and isobaric- isothermic heat delivery, while gas expansion continues in a heat-recovery gas turbine. The cycle in question is shown as exceeding known thermodynamic cycles in terms of cycle work. Further enhancement of engine fuel efficiency may be achieved through the use of cogeneration and trigeneration.

6 ill., 14 ref.

UDC 621.43

Dual-fuel engines (based on review of CIMAC-2013 papers) // *Dvigatlestroyeniye*. — 2015. — № 2. — P. 39–57.**Keywords:** rapid compression expansion machine, combustion visualization, laser visualization methods, fuel gas injection systems, experimental dual-fuel marine engine.

One of the papers reviewed discusses the results of investigation carried out by scientists of Kyushu University (Japan) on specially-developed one-cylinder test engine («rapid compression expansion machine») with glass windows. Test instruments enabled to observe combustion of gas injected in engine cylinder and ignited with diesel pilot oil jet. Combustion process images were recorded using high-speed laser technologies. Such an approach enabled visualization of dynamic combustion behaviour of gas and pilot fuel flames, and evaluation of soot formation & NO_x emission.

MAN Diesel & Turbo developed dual fuel marine engine type MAN 35/44DF with an output of 530 kW/cylinder. Results are presented of engine tests in diesel and dual fuel operation modes. The tests revealed the resource of lowering NO_x emission to IMO Tier 3 level without any after-treatment system. The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD.

13 tables, 37 ill., 10 ref.

Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов, ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисуночными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисуночных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания существа вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала