

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (по материалам конгресса CIMAC)

На базе известного и хорошо зарекомендовавшего себя судового дизеля фирма «Yanmar» разработала два новых типа судовых газовых двигателей: газовый двигатель и двухтопливный двигатель. Газовый двигатель создавался для использования в качестве вспомогательного или главного двигателя судна с электротрансмиссией. Двигатель отличается высоким КПД при низком уровне вредных выбросов. Двухтопливный двигатель создавался для использования в качестве главного судового двигателя, работающего непосредственно на гребной вал. Он характеризуется высокими значениями удельной мощности и приемистости. С точки зрения экологии ключевым требованием при создании новых машин является дальнейшее снижение концентрации окислов азота (NO_x), окислов серы (SO_x) и частиц (PM) в отработавших газах двигателя. Не менее важным, с учетом фактора глобального потепления, является требование снижения выбросов двуокиси углерода. В природных газах, по сравнению с минеральными топливами, содержание углерода меньше, а содержание серы близко к нулю. Вот почему использование природных газов в качестве топлива судовых двигателей способствует снижению выбросов не только NO_x, SO_x и PM, но и CO₂. В газовом двигателе происходит воспламенение заранее приготовленной газозоудной смеси, поступающей в цилиндры двигателя. От плотности гомогенной рабочей смеси зависит максимальная температура сгорания, которая определяет скорость образования окислов азота. При изменении нагрузки двигателя состав смеси изменяется, что в худшем случае может привести к возникновению детонации или пропускам вспышек. Что касается новых газовых двигателей судового назначения, то в них используется технология,

позволяющая контролировать состав смеси при изменении нагрузки двигателя. Настоящий доклад посвящен описанию этой технологии и результатам ее исследований.

Концепция газодизеля с непосредственным впрыском позволяет использовать в качестве топлива газы с небольшим метановым числом при высокой степени сжатия, что дает возможность обеспечить высокий КПД при достаточно низком уровне выбросов несгоревших углеводородов, в частности, метана. Фирмой «Woodward L'Orange GmbH» была разработана и исследована инновационная конструкция двухтопливной форсунки для высокооборотных газодизелей. Прототип такой форсунки испытан на опытном одноцилиндровом отсеке с рабочим объемом порядка 6 л. В докладе рассмотрены требования к системе топливоподачи газодизеля, описаны конструкция форсунки и методика ее оценки на основании измерений топливоподачи с использованием системы анализа впрыска LEC. Определены значения суммарной подачи газа в зависимости от различных рабочих параметров, значения неравномерности расхода между сопловыми отверстиями распылителя и межцикловая нестабильность топливоподачи. Результаты испытаний форсунки на опытном одноцилиндровом отсеке позволили оценить повышение экономических и экологических показателей двигателя за счет увеличения давления впрыска до 500 бар (предельно допустимая величина), а также за счет добавления водорода к штатному топливу (природному газу). Показано влияние качества работы новой форсунки на основные показатели двигателя.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

НОВЫЙ СУДОВОЙ ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ФИРМЫ «YANMAR»

*Ohashi Issei, Kazuo Nishida, Koichi Hirose,
Yanmar Co. LTD.*

Введение

Различаются газовые двигатели двух типов. В газовом двигателе воспламенение рабочей смеси происходит за счет искрового зажигания. В двухтопливном двигателе смесь воспламеняется за счет впрыска пилотного топлива. Жидкое топливо в двухтопливном двигателе необходимо для работы в газовом режиме — в качестве пилотного топлива, обеспечивающего воспламенение смеси. Это приводит к усложнению конструкции головки цилиндра. Использование искрового зажигания упрощает систему топливоподачи. Устойчивость процесса сгорания при этом несколько ухудшается из-за относительно малой энергии источника зажигания, зато снижается нагарообразование, что позволяет увеличить межремонтные интервалы. Для судов, работающих на постоянных или относительно коротких маршрутах, например, паромов, RO-RO и судов снабжения буровых платформ (PSV — platform supply vessel), газовые двигатели оказываются более экономичными. В то же время суда, работающие

на относительно длинных маршрутах или на океанских круизах, всегда должны иметь запас жидкого топлива. На судах, где возможна нерегулярная доставка газа, двухтопливные двигатели являются предпочтительными.

Фирма «Yanmar» разработала две новых модели судовых газовых двигателей: газовый и двухтопливный двигатели (рис. 1). Базовым для обеих моделей является судовая дизель типа EY26, выпущенный более чем в 1500 экземплярах. В настоящем докладе представлены обе модели,

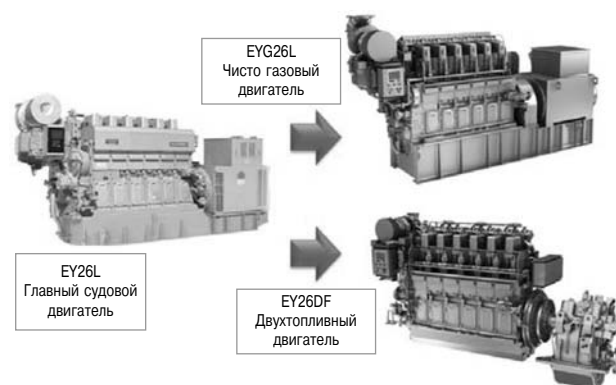


Рис. 1. Две новые модели судовых газовых двигателей Yanmar

описаны их конструктивные и функциональные различия, а также примененные в них новые технологии, связанные с судовой спецификой.

Газовый двигатель EYG26L

Основные технические характеристики дизеля EY26LW и газового двигателя EYG26L представлены в табл. 1. В данном разделе описаны результаты работы по определению основных технических характеристик газового двигателя EYG26L в ходе его создания.

Организация рабочего процесса

Двигатель работает на обедненной смеси с форкамерно-факельным зажиганием. Подобная система позволяет эффективно снижать выбросы окислов азота. Коэффициент избытка воздуха выбран таким, чтобы их уровень не превышал предельно допустимых значений, установленных ИМО Tier-III.

Под форкамерной системой понимается устройство для воспламенения обедненной смеси в главной камере сгорания с помощью горячей струи газов, истекающей из форкамеры, расположенной в головке цилиндра. Газовая струя с высокой энергией надежно зажигает обедненную смесь, увеличивая тем самым КПД двигателя.

С другой стороны, высокая температура пламени ускоряет образование окислов азота и уменьшает ресурс свеч зажигания. В результате ухудшаются как экологические, так и экономические показатели двигателя. При разработке модели EYG26L была выполнена оптимизация геометрии форкамеры с целью обеспечения равномерного распределения плотности смеси (рис. 2).

На рис. 3 показан разрез головки цилиндра с форкамерой.

Газ подается через впускной клапан во всасывающем тракте головки цилиндра. Впрыск газа начинается после закрытия выпускного

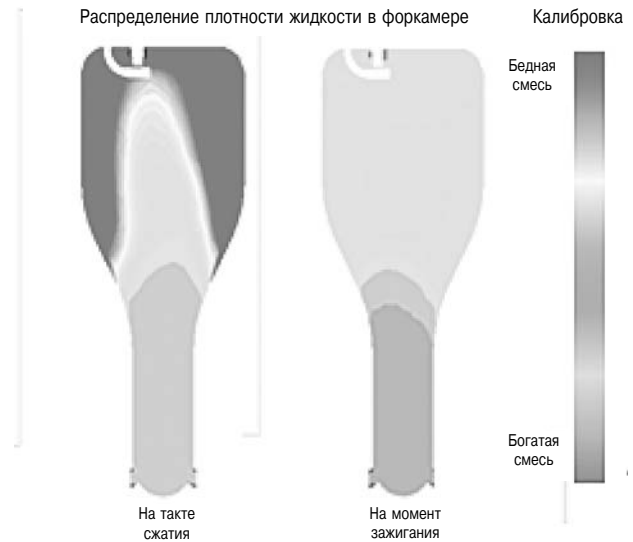


Рис. 2. Результаты моделирования газовых потоков

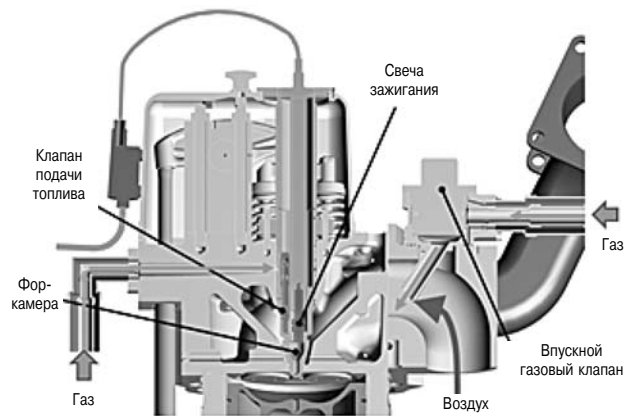


Рис. 3. Головка цилиндра в разрезе (EYG26L)

клапана во избежание потерь газа в период перекрытия клапанов.

Испытания полноразмерного 6-цилиндрового двигателя позволили оптимизировать такие параметры, как коэффициент избытка воздуха λ , фазы впрыска, массовый расход поступающего в форкамеру газа и угол опережения зажигания. Скорость и стабильность горения в главной камере сгорания, а также тепловой КПД с увеличением расхода газа на входе в форкамеру возрастают.

Снижение температуры сгорания и скорости образования NO_x достигается за счет увеличения коэффициента избытка воздуха. При этом снижение скорости горения и вероятность пропуска вспышек могут быть компенсированы более ранним зажиганием, порог детонации при этом снизится из-за повышения максимальной температуры сгорания.

На рис. 4 показан рабочий диапазон газового двигателя, где ось ординат представляет λ , а ось абсцисс — момент начала впрыска. Оптималь-

Таблица 1

EY26LW, EYG26L – основные технические характеристики

Модель двигателя	EY26LW	EYG26L
Тип двигателя	Главный судовой дизель	Газовый двигатель с искровым зажиганием
Рабочий объем цилиндра, л	20,4	20,4
Размерность, мм×мм	280×385	280×385
Скорость двигателя, об/мин	720	720
Цилиндровая мощность, кВт	307	225
Среднее эффективное давление p_{me} , МПа	2,51	1,84
Число цилиндров	6, 8	6, 8
Вид топлива	MDO, HFO	Природный газ

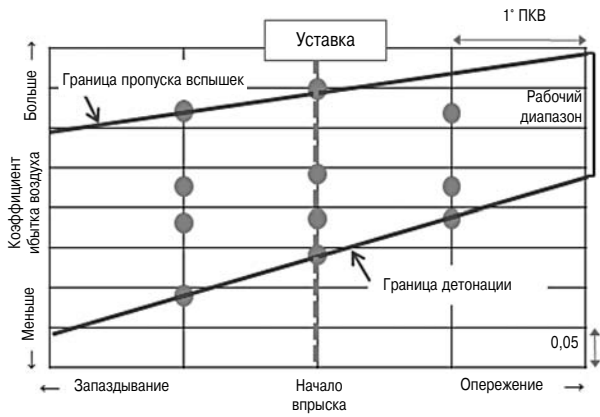


Рис. 4. Рабочий диапазон газоподогревателя

ные значения выбираются с учетом возможного смещения линий λ , вызванного изменением нагрузки и теплотворной способности топлива.

Проектирование двигателя с учетом морской специфики

На рис. 5 представлены общие характеристики рабочего процесса газоподогревателя. Для сохранения высоких показателей мощности, безопасности, экономичности и экологичности двигателя необходимо оставаться в узком промежутке между зоной детонации и зоной пропускания вспышек. В двигателе EYG26L применены новые оригинальные технологии для поддержания коэффициента λ в безопасном диапазоне, с учетом возможных проблем, связанных с условиями плавания.

Колебания нагрузки под влиянием погодных условий и волнения на море

Газовый двигатель, используемый в качестве главного судового двигателя, подвержен периодическим колебаниям нагрузки, вызванной, главным образом, волнением моря. Соответственно меняется и топливоподача, однако коэффициент избытка воздуха при этом должен оставаться в безопасном диапазоне.

Если периодические колебания нагрузки носят предсказуемый характер, то их можно ком-

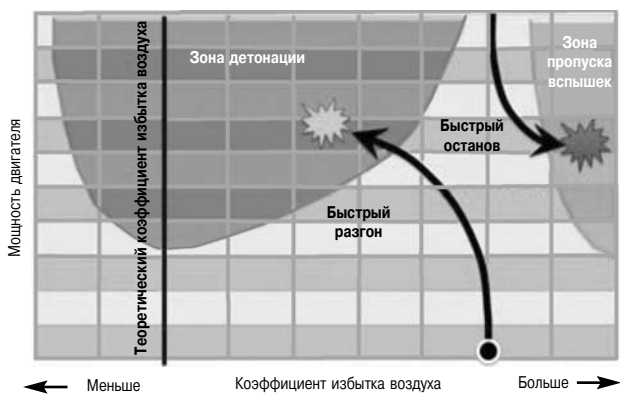


Рис. 5. Характеристики рабочего процесса газоподогревателя

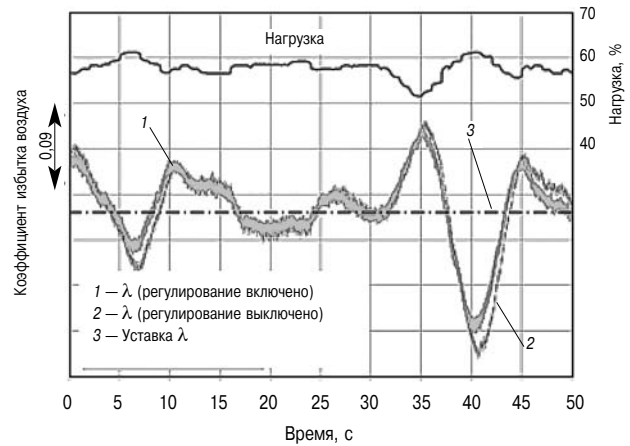


Рис. 6. Эффективность системы опережающего управления λ

пенсировать соответствующими колебаниями λ , возбуждаемыми с некоторым фазовым опережением.

Исходя из этого предположения был разработан метод настройки λ . Прогнозируемая нагрузка рассчитывалась на основе интерполяции частотных характеристик, полученных при эксплуатации реальных судов. Результаты этих расчетов показаны на рис. 6.

Линия с меньшей амплитудой показывает флуктуации λ при работе системы управления, линия с большей амплитудой — флуктуации λ при отключенной системе управления. Расхождение между кривыми отражает эффективность системы управления, что составляет от 10 до 35 % [1].

Переходный процесс при изменении нагрузки (быстрое ускорение и резкое замедление)

Система топливоподачи может достаточно быстро реагировать на изменение нагрузки с помощью электромагнитных клапанов, установленных в головках всех цилиндров. Однако инерционность турбокомпрессора при быстром ускорении может вызывать кратковременный дефицит расхода воздуха, что создает опасность детонации. При быстром замедлении кратковременный избыток воздуха создает опасность пропуска вспышек (см. рис. 5).

Для улучшения динамики система управления λ была дополнена байпасом (рис. 7). Такая система установлена на двигателе EYG26L.

Система управления λ с байпасным клапаном регулирует давление наддува, изменяя расход воздуха на линии возврата (в турбокомпрессор) в обоих направлениях. Это делается для снижения инерционности системы.

Однако диапазон регулирования байпасным клапаном недостаточен, особенно при малых нагрузках. Дальнейшее улучшение динамики достигается применением дросселя в линии

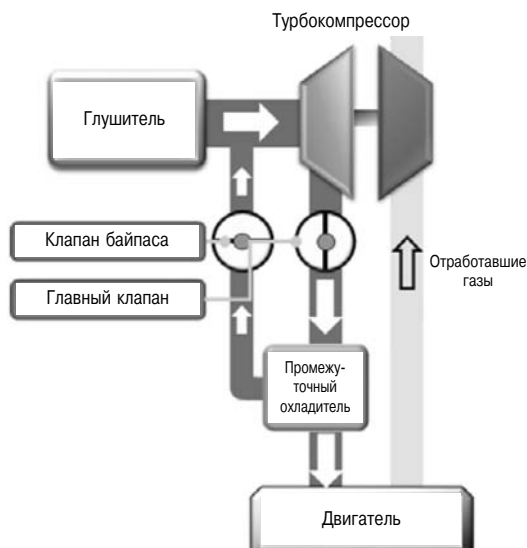


Рис. 7. Система управления байпасом [2]

подачи (главного дроссельного клапана). Управление обоими клапанами — байпасным и главным — производится в зависимости от нагрузки.

В области малых расходов управление осуществляется главным дроссельным клапаном, а в области средних и больших расходов — байпасным клапаном. Таким образом, совместная работа обоих клапанов позволяет обеспечить управление коэффициентом избытка воздуха во всем диапазоне нагрузок. Работа системы байпасов проиллюстрирована на рис. 8. Как показали испытания, эта система позволяет снизить колебания скорости двигателя до минимума даже при значительном волнении.

Предотвращение детонации

Детонация — это самовоспламенение рабочей смеси в камере сгорания двигателя, происходящее вследствие резкого подъема давления и температуры в цилиндре. Детонация может стать причиной серьезных повреждений двигателя из-за резкого роста давления и температуры в цилиндре.

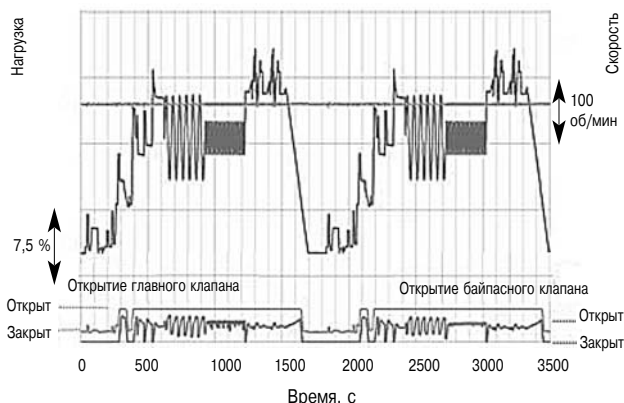


Рис. 8. Работа байпасных клапанов в системе управления λ

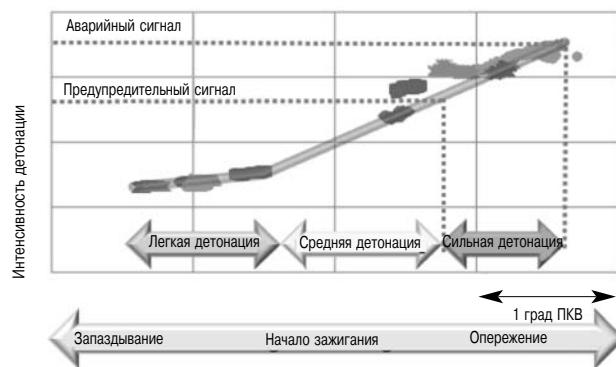


Рис. 9. Соотношение между интенсивностью детонации и ее оценкой

Детонации следует избегать. Для ее выявления используются датчики давления, установленные на стенках цилиндров.

Спектральный анализ давления в цилиндре позволяет выделить частотные диапазоны и рассчитать интенсивность детонации с использованием экспериментальных данных в определенной полосе частот. На рис. 9 показаны тенденции изменения интенсивности детонации при изменении угла зажигания.

Когда детонация достигает заранее установленного уровня, вступает в работу система контроля детонации или аварийной остановки двигателя. В первом случае изменяется угол зажигания, прежде чем детонация достигнет опасного уровня. После устранения причины возникновения детонации прежнее значение угла зажигания восстанавливается.

Использование датчиков, измеряющих давление в цилиндрах, позволяет также выравнять нагрузку по цилиндрам.

Компенсация вариации калорийности топлива в зависимости от места добычи (бункеровки)

Одна из проблем эксплуатации состоит в том, что состав топлива в разных портах может сильно отличаться. На рис. 10 показано соотно-

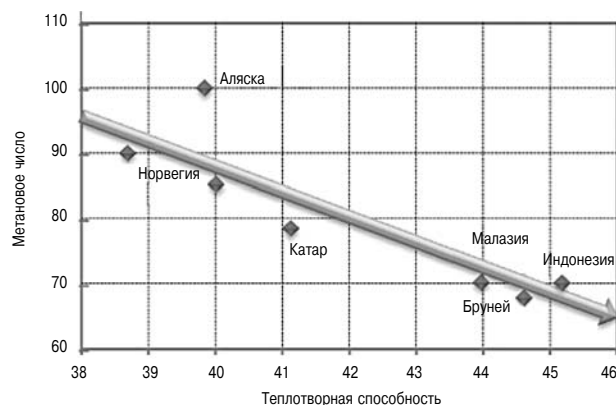


Рис. 10. Соотношение между теплотворной способностью и метановым числом

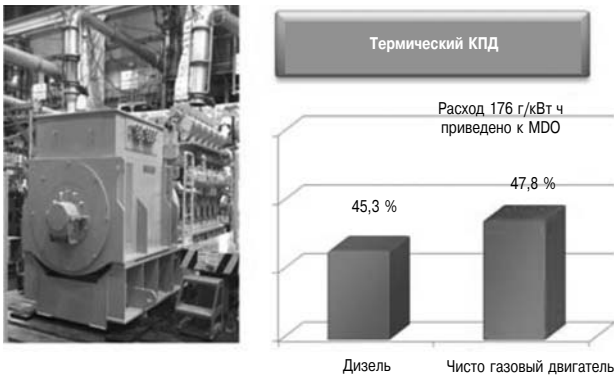


Рис. 11. Результаты испытаний двигателя EYG26L (термический КПД)

шение между теплотворной способностью и метановым числом LNG в различных географических точках. LNG с высоким метановым числом отличается повышенным содержанием метана (CH₄), являющегося основным его компонентом. Газовые смеси с низким метановым числом, содержит примеси пропана (C₃H₈) и изобутана (i-C₄H₁₀), и их высокая калорийность определяет склонность к детонации.

На двигателе EYG26L установлена система коррекции коэффициента избытка воздуха в зависимости от калорийности топлива. Система определяет теплотворную способность топлива (и его метановое число) по выходной мощности и расходу топлива в данный момент, и автоматически меняет значение λ таким образом, чтобы исключить детонацию. Поэтому двигатель EYG26L может сохранять высокий КПД и низкий уровень выбросов при величине λ, соответствующей метановому числу 65 и более.

Показатели газового двигателя EYG26L

Описанные выше новые технологии были применены на газовом двигателе EYG26. Были проведены испытания этого двигателя, результаты которых показаны на рис. 11. Термический КПД двигателя при этом составил 47,8 %. Это соответствует расходу топлива (MDO) 176 г/лс.ч. Остальные результаты показаны на рис. 12.

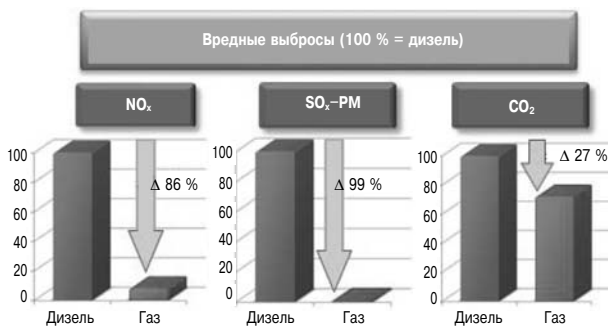


Рис. 12. Результаты испытаний двигателя EYG26L (выбросы)

Снижение выбросов NO_x составило порядка 86 %, что соответствует требованиям норматива IMO Tier-III. Выбросы CO₂ были снижены примерно на 27 %, выбросы SO_x и PM — на 99 %.

Двухтопливный двигатель EY26DF

Самым ценным качеством двухтопливных двигателей (далее «двигатели DF») является способность использовать в качестве топлива газ, MDO, а также сочетание обоих видов топлива. Благодаря этому двигатель может продолжать работу в случае аварийного прекращения подачи одного из видов топлива, автоматически переключаясь на другой вид топлива.

Воспламенение смеси в двигателе DF происходит за счет впрыска пилотного жидкого топлива. Вследствие этого развитие факела происходит медленнее, чем в форкамерном варианте, процесс сгорания замедляется. Следовательно, снижается максимальное давление в цилиндре, что позволяет увеличить среднее эффективное давление более чем на 10 % по сравнению с газовым двигателем. Основные технические характеристики дизеля EY26LW и двухтопливного двигателя EY26DF приведены в табл. 2.

В газовом режиме воспламенение смеси происходит за счет микровпрыска пилотного топлива. Небольшое количество жидкого топлива, впрыснутого в цилиндр, создает множество очагов воспламенения и поджигает обедненную смесь в цилиндре, обеспечивая ее стабильное горение. Именно стабильность горения позволяет использовать двухтопливные двигатели на судне в качестве главных. На рис. 13 показан внешний вид двигателя EY26DF со стороны оператора. Здесь же находится система common rail пилотного топлива, дополняющая систему подачи основного дизельного топлива.

Таблица 2

EY26LW, EY26DF – основные технические характеристики

Модель двигателя	EY26LW	EY26DF
Тип двигателя	Главный судовой дизель	Двухтопливный двигатель
Рабочий объем цилиндра, л	20,4	20,4
Размерность, мм×мм	280×385	280×385
Мощность, кВт	1840	1530
Скорость двигателя, об/мин	750	750
Цилиндровая мощность, кВт	307	225
Среднее эффективное давление p _{ме} , МПа	2,51	1,84
Число цилиндров	6, 8	6, 8
Вид топлива	MDO, HFO	Природный газ MDO

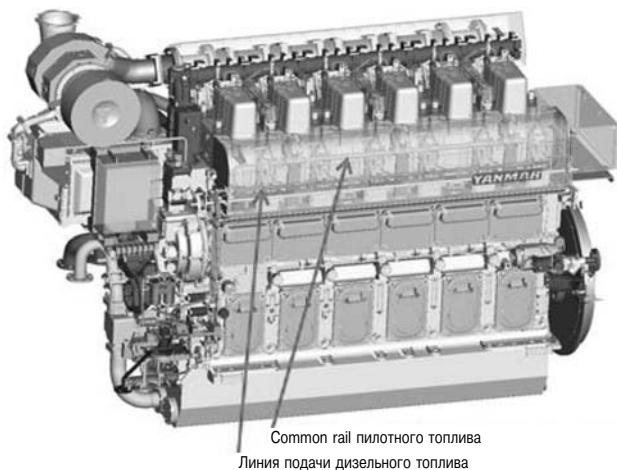


Рис. 13. Внешний вид двигателя EY26DF со стороны оператора

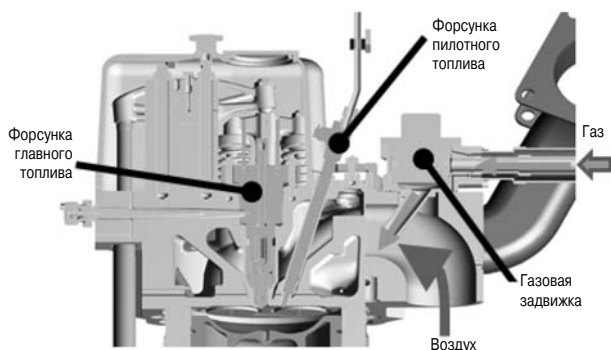


Рис. 14. Головка цилиндра двигателя EY26DF (в разрезе)

На рис. 14 показана головка цилиндра двигателя EY26DF в разрезе. При работе двигателя DF в газовом режиме горючий газ поступает в воздушный ресивер через газовый клапан, установленный в головке цилиндра. Там он смешивается с воздухом, образуя воздушно-топливную смесь, которая поступает в цилиндр.

Для воспламенения воздушно-топливной смеси используется форсунка пилотного топлива. При работе двигателя в газовом режиме форсунка главного дизеля отключается, но продолжает охлаждаться смазочным маслом во избежание зависания плунжера из-за перегрева. Однако форсунка пилотного топлива, во избежание ее перегрева, работает всегда, как в газовом, так и в дизельном режимах.

Газовые трубки расположены с противоположной стороны двигателя. Согласно требованиям безопасности классификационных обществ, все газовые трубки должны иметь двойные стенки. В двигателе использован турбонаддув с турбиной постоянного давления. Для управления коэффициентом избытка воздуха на стороне всасывания установлен байпас, а на стороне выпуска — за-

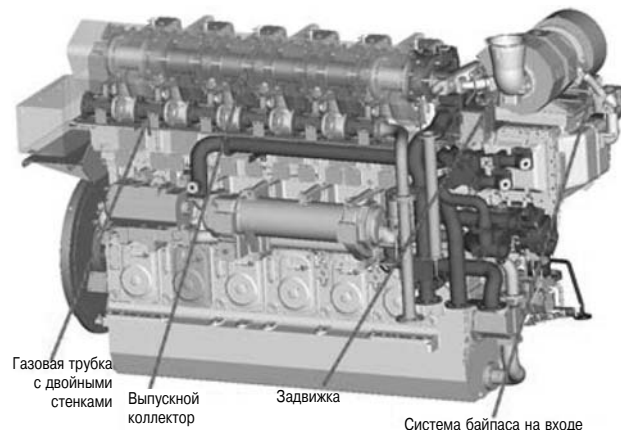


Рис. 15. Внешний вид двигателя EY26DF с обратной стороны

движка. Внешний вид двигателя EY26DF с противоположной стороны показан на рис. 15.

Адаптация двигателя к использованию в качестве судового

Переключение между газовым и дизельным режимами

На рис. 16 показан типовой рабочий цикл двигателя DF. Двигатель запускается в дизельном режиме, а затем переключается в газовый режим. При обнаружении какой-либо неполадки в подаче газа двигатель немедленно переключается в дизельный режим по сигналу системы управления. Для нормальной остановки двигателя он предварительно переключается из газового режима в дизельный.

На рис. 17 показан процесс переключения между видами топлива (дизелем и газом) при смене режимов. Переключение из дизельного в газовый режим происходит плавно, во избежание резких колебаний коэффициента избытка воздуха из-за внезапных изменений нагрузки, и занимает около 30 секунд. Обратное переключение происходит моментально, поскольку в дизельном режиме детонация отсутствует. Это означает, что двигатель будет продолжать работать без перерыва даже в случае прекращения подачи газа из-за какой-либо неполадки.

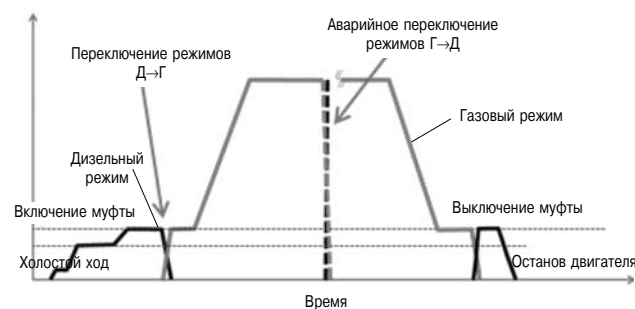


Рис. 16. Типовой рабочий цикл двигателя DF

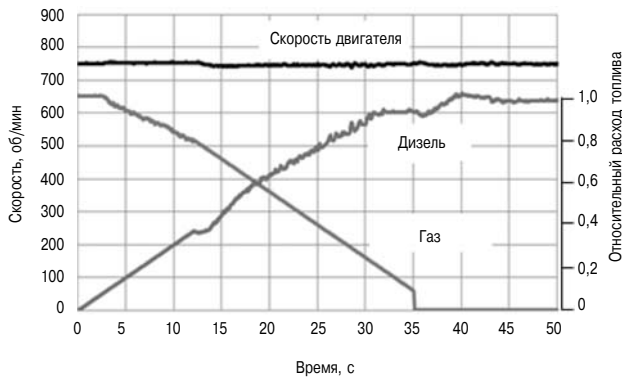


Рис. 17. Переключение между видами топлива при смене режимов

Пусковые качества

Поскольку горение готовой газозвушной смеси в двигателе DF происходит быстрее, чем диффузионное горение в дизеле, скорость разгона при пуске DF ограничена. Такое ограничение связано с опасностью детонации в случае переобогащения смеси. Однако двигатель EY26DF в газовом режиме по данному показателю сравнялся с базовым дизелем. Этого удалось добиться за счет быстрого восстановления коэффициента избытка воздуха, увеличением расхода воздуха с помощью байпаса. На рис. 18 показаны кривые разгона двигателя в газовом и дизельном режимах. В обоих случаях двигатель выходит на 100 % мощности за 15 секунд, при этом в качестве топлива использовался газ с метановым числом 65 и более.

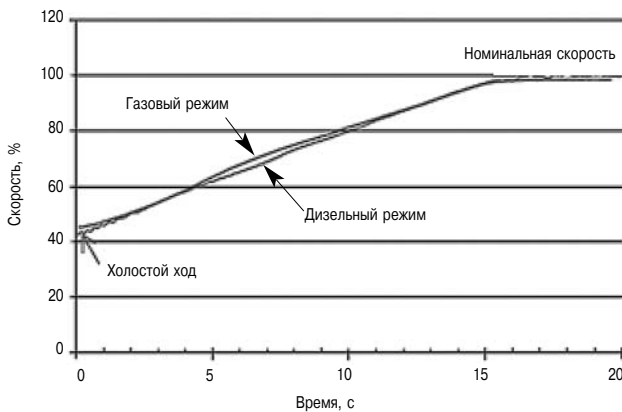


Рис. 18. Результаты испытания пусковых свойств двигателя

Результаты испытаний двухтопливного двигателя EY26DF

На рис. 19 показаны значения термического КПД двигателя EY26DF (в газовом режиме) и базового дизеля EY26L, соответствующего требованиям IMO Tier-II. КПД двигателя DF (в газовом режиме) очевидно выше. На рис. 20 показаны сравнительные показатели по выбросам

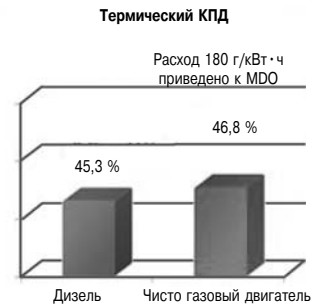
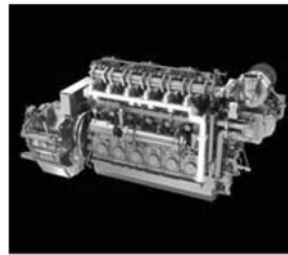


Рис. 19. Результаты испытаний двигателя EY26DF (термический КПД)

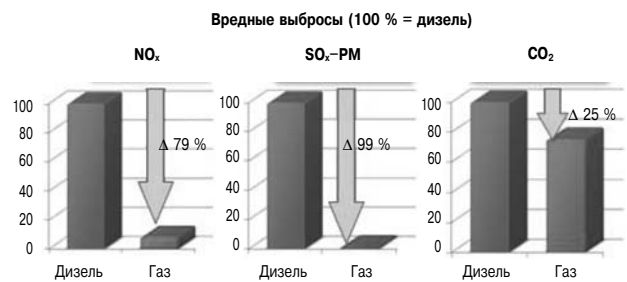


Рис. 20. Результаты испытаний двигателя EY26DF (выбросы)

двигателя EY26DF (в газовом режиме) и базового дизеля. Снижение выбросов составляет 79 % по NO_x, 99 % по SO_x и 25 % по CO₂.

Заключение

На базе известного и хорошо зарекомендовавшего себя судового дизеля фирма «Yanmar» разработала два новых типа судовых газовых двигателей: газовый и двухтопливный. Оба они соответствуют требованиям IMO Tier-III по NO_x, при этом выбросы CO₂ сократились более чем на 25 % по сравнению с базовым дизелем.

В процессе разработки нового газового двигателя судового типа созданы инновационные технологии, позволившие обеспечить безопасную работу в судовых условиях.

⇒ Для компенсации инерционности турбокомпрессора при быстром набросе нагрузки разработана система управления расходом воздуха с байпасом, позволившая улучшить динамику регулирования λ.

⇒ Разработан способ опережающего регулирования в условиях периодического изменения нагрузки на судовой двигатель, вызванной, например, волнением моря. В этом случае опережающее регулирование коэффициента избытка воздуха позволило уменьшить амплитуду колебаний частоты вращения двигателя.

⇒ Разработана система определения детонации с помощью датчиков давления в цилиндре. Датчики давления позволяют измерять интенсивность

Таблица 3

Основные показатели газового и двухтопливного двигателей в сравнении с базовым дизелем

Модель двигателя	EY26LW	EYG26L	EY26DF
Тип двигателя	Дизель	Газовый	Двух-топливный
Основные показатели			
Среднее эффективное давление, МПа	2,5	1,84	2,0
Термический КПД, %	45,3	47,8	46,8
Экологические показатели			
NO _x , г/кВт·ч	9,15	1,3	1,7
CO ₂ (относительно дизеля, уровень CO ₂ которого принят за единицу)	1,0	0,73	0,75

детонации и принимать меры прежде, чем детонация станет разрушительной.

⇒ Различия в составе природного газа могут приводить к колебаниям его теплотворной спо-

собности. Для того чтобы исключить влияние состава газа на работу двигателя, была разработана система управления коэффициентом избытка воздуха.

⇒ Для обеспечения стабильности работы двигателя при колебаниях внешней нагрузки используется система впрыска пилотного топлива. По пусковым качествам главный судовой двигатель EY26DF не уступает своему дизельному прототипу.

В табл. 3 представлены основные технические показатели газового и двухтопливного двигателей, а также — для сравнения — базового дизеля.

Литература

1. R. Hagiwara, I. Ohashi «Development of Pure Marine Gas Engine(EYG26L)», Journal of JIME, Vo. 50 № 6 (2015). P. 14–20.
2. R. Hagiwara, I. Ohashi «Development of Pure Marine Gas Engine(EY26L)», Journal of JIME, Vo. 50 № 6 (2015). P. 15.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИННОВАЦИОННОЙ КОМБИНИРОВАННОЙ ФОРСУНКИ ДЛЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКОМ

*Christoph Redtenbacher, Kevin Abmus,
Gottfried Lurf, Constantin Kiesling,
LEC GmbH*

*Anton Tilz, Andreas Nickl,
Graz University of Technology*

1. Введение

Главное преимущество двухтопливных (DF) двигателей [14], способных работать как на жидком, так и на газообразном топливах, заключается в том, что их операторы могут быстро реагировать на все изменения рыночной ситуации, касающиеся логистической и финансовой доступности того или иного вида топлива. Кроме того, возможность автоматического переключения на альтернативное топливо (дизель) обеспечивает бесперебойную работу двигателя в случае прекращения подачи газа.

В цилиндры двухтопливных двигателей поступает газозвдушная смесь, которая воспламеняется за счет энергии дизельного топлива, впрыскиваемого непосредственно в камеру сгорания. Эти двигатели отличаются низким уровнем выбросов окислов азота (NO_x), однако в них непросто предотвратить утечки метана (CH_4). Кроме того, проблемы возникают при использовании газа с низким метановым числом [10, 15].

Разумной альтернативой являются газодизели [10], работающие по дизельному циклу. При работе в двухтопливном режиме, в цилиндре двигателя сжимается чистый воздух, а горючий газ подается непосредственно в камеру сгорания в конце такта сжатия. Кроме того, производится впрыск пилотного дизельного топлива, которое инициирует воспламенение неоднородного заряда в цилиндре. Возникающее при этом диффузионное горение не создает опасности детонации, что позволяет использовать в качестве топлива газы с низким метановым числом при высокой степени сжатия, что дает возможность обеспечить высокий КПД двигателя.

Оптимизация геометрии камеры сгорания и алгоритма впрыска позволяет резко уменьшить выбросы углеводородов (HC), в том числе CH_4 [1]. Это создает условия для ослабления парникового эффекта при использовании газовых топлив с малым соотношением углерода и водорода, т. е. снижения выбросов CO_2 по сравнению с обычными жидкими топливами.

Решающим условием для достижения целевых показателей по выбросам при сохранении высокого КПД является правильная организация сгорания жидкого и газообразного топлив. В опытной форсунке распылителя дизельного и

газового топлива расположены соосно, по центру головки цилиндра [6]. Однако в высокооборотных двигателях реализация столь сложного решения может встретить определенные трудности, учитывая ограниченность пространства внутри головки цилиндра.

Настоящая работа посвящена оценке прототипа комбинированной форсунки для высокооборотных газодизелей, разработанной фирмой «Woodward L'Orange GmbH». В докладе рассмотрены требования к системе топливоподачи газодизеля и проблемы, возникающие в ходе подобной разработки, описаны конструкция форсунки и методика ее испытаний на опытном одноцилиндровом отсеке с рабочим объемом порядка 6 л с использованием системы анализа впрыска LEC (LEC IRAS). Рассчитаны значения суммарной подачи газа в зависимости от различных рабочих параметров, значения разброса расхода газа между отверстиями распылителя и значения межцикловой нестабильности топливоподачи.

Кроме того, результаты испытаний форсунки на опытном одноцилиндровом отсеке позволили оценить улучшение экономических и экологических показателей двигателя за счет увеличения давления впрыска до 500 бар (максимально допустимого), а также за счет добавления водорода к штатному топливу (природному газу).

2. Впрыск топлива в газодизеле

2.1. Проблемы и технические требования

Основная проблема газодизеля состоит в том, что впрыск как дизельного, так и газообразного топлива происходит в конце такта сжатия, при высоком давлении в камере сгорания. Это приводит к существенному усложнению системы впрыска по сравнению с однотопливными двигателями. В ходе работы были испытаны системы, обеспечивающие создание высокого давления, регулирование давления и оптимальную организацию потоков обоих видов топлива, особенно жидкого топлива.

Наиболее сложной задачей является встраивание двух инжекционных клапанов в головку цилиндра. В мало- и среднеоборотных двигателях большой мощности с большим диаметром цилиндра применение двух или даже большего числа форсунок вполне возможно [2]. Однако в высокооборотных двигателях с высокой удельной мощностью это не так просто, учитывая ограниченность пространства внутри головки цилиндра.

Не менее важна геометрическая оптимизация дизельных и газовых сопел, поскольку без этого нельзя обеспечить устойчивое горение неоднородной газозвдушной смеси.

Например, опыт двухтопливных двигателей с предварительным смесеобразованием показал, что любая несоосность форсунки и цилиндра приводит

к ухудшению характеристик сгорания [14]. При этом факел горящей обедненной смеси становится асимметричным, что сказывается на качестве и стабильности горения. Это справедливо и для газодизелей. Поэтому в более прогрессивных системах используется комбинированная форсунка с осесимметричным расположением газовых и дизельных сопел, устанавливаемая в центре головки цилиндра [6].

Чтобы достичь нужных показателей экономичности двигателя с учетом жестких требований к уровню вредных выбросов, форсунка должна обладать хорошей управляемостью, т. е. обеспечить возможность оптимального фазирования впрыска, мультивпрыска и создания необходимого давления впрыска как дизельного, так и газообразного топлива. Кроме того, должен быть обеспечен широкий диапазон регулирования доли дизельного топлива (в % по энергосодержанию) при номинальной нагрузке двигателя — от 10 (двухтопливный режим) до 100 % (дизельный режим). Несмотря на сложность конструкции, новая форсунка должна быть конкурентоспособной по сравнению с многофорсуночным вариантом, с точки зрения стабильности, ресурса и надежности.

2.2. Инновационная форсунка высокого давления для газодизеля

Компания «Woodward L'Orange GmbH» разработала инновационную комбинированную двухтопливную форсунку высокого давления для высокооборотных газодизелей, которая соответствует перечисленным в предыдущем разделе требованиям. Технология common rail дает возможность обеспечить регулируемый и независимый впрыск жидкого и газообразного топлива. Газ подается через три группы газовых сопловых отверстий, причем каждая группа, включающая от одного до трех отверстий, имеет свой игольчатый клапан. Все три группы расположены осесимметрично по отношению к центральному игольчатому клапану, управляющему впрыском дизельного топлива, и повернуты друг относительно друга на 120° (рис. 1).

Прототип газодизельной форсунки был предоставлен «LEC GmbH» фирмой «Woodward L'Orange GmbH» для детального исследования и оценки.

Максимально допустимое давление в топливном коллекторе common rail для данного прототипа составляет 1600 бар при работе в дизельном режиме. В двухтопливном режиме соответствующая величина составляет 1300 бар, а максимально допустимое давление в газовом коллекторе — 500 бар.

Энергосодержание дизельного топлива, поступающего в камеры сгорания, может меняться от

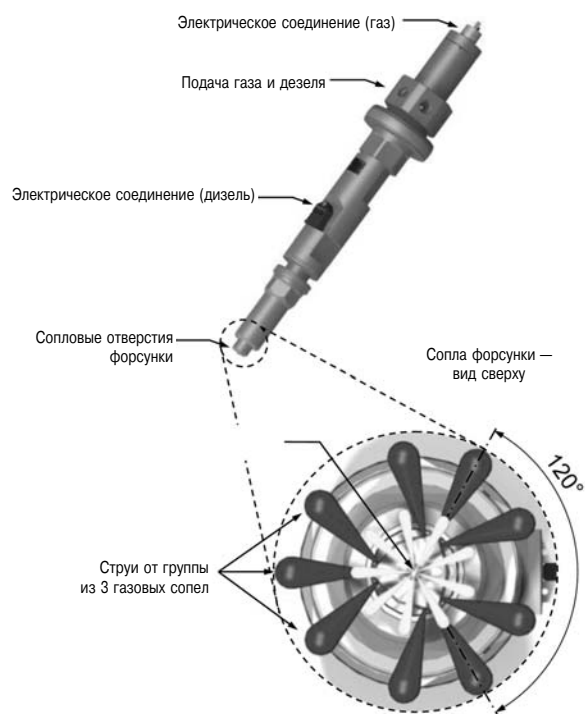


Рис. 1. Комбинированная двухтопливная форсунка высокого давления

1 до 100 % при номинальной нагрузке двигателя. Оба распылителя — газовый и дизельный — имеют по 9 сопловых отверстий каждый. В обоих случаях исполнительными органами являются электрогидравлические игольчатые клапаны, получающие сигналы от блока управления двигателем.

Помимо основного газового топлива, подача жидкого топлива (в качестве рабочего тела) в форсунку осуществляется по двум дополнительным каналам, один из которых обеспечивает работу электрогидравлических игольчатых клапанов, а другой — систему гидравлического уплотнения, которая предотвращает возможность утечек газа через все газовые стыки, имеющиеся в корпусе форсунки. Последнее означает, что давление в системе гидравлического уплотнения должно быть несколько выше, чем давление газа, следовательно, небольшая часть жидкого топлива попадает в газовый тракт и впрыскивается в цилиндр вместе с газом.

В серийных форсунках не будет необходимости в двух дополнительных подводах дизельного топлива, так как обе соответствующие системы будут питаться от главного подвода, а нужные уровни давления в них будут обеспечены конструкцией форсунки.

3. Методика

Методика эксперимента, выбранная для оценки возможностей комбинированной двухто-

пливной форсунки высокого давления, включала два этапа.

Во-первых, с помощью LEC IRAS была исследована работа отдельных сопловых отверстий при меняющихся граничных условиях.

Поскольку принцип впрыска дизеля практически не отличается от хорошо изученных традиционных систем common rail, в рамках данной работы такое исследование не проводилось.

Во-вторых, для проверки функциональности форсунки в рабочих условиях было проведено ее тестирование на опытном отсеке SCE.

3.1. LEC IRAS

3.1.1. Принцип измерения

Работа системы LEC IRAS основана на измерении количества движения струи. Согласно данному методу, в непосредственной близости от каждого соплового отверстия перпендикулярно его оси располагается отражательная пластина.

Если считать, что в процессе впрыска струя топлива отклоняется от оси отверстия в радиальном направлении, соответствующая сила (эквивалент импульса потока) в направлении оси отверстия будет измерена и зарегистрирована датчиком усилия, установленным на отражательной пластине [5, 8, 12]. Частота дискретизации датчика усилия должна обеспечить достаточное временное разрешение для каждого впрыска.

В отличие от других экспериментальных методов, используемых при исследовании форсунок для жидкого топлива, таких, как, например, метод Bosch [3] или метод Zeuch [19], метод измерения импульса потока имеет то преимущество, что измерение проводится для каждого из сопловых отверстий форсунки. Это позволяет оценить разброс расхода через сопловые отверстия.

Данный метод применим к форсункам для жидкостей и газов. Он пригоден для любого горючего газа, если испытательный стенд имеет соответствующее оснащение [5, 7].

Измеренный момент потока i позволяет определить значение массы впрыска, обозначенного как ROI в уравнении. В этом уравнении m_{cycle} — общая масса топлива, подаваемого за один впрыск через одно отверстие. Величина m_{cycle} может быть рассчитана по результатам измерения массового расхода топлива в установившемся режиме газовой форсунки в предположении, что неравномерность подачи между сопловыми отверстиями и между впрысками отсутствует.

$$ROI = \sqrt{i} \cdot \frac{m_{\text{cycle}}}{\int \sqrt{i} dt}$$

3.1.2. Испытательный стенд

Основным компонентом системы LEC IRAS является камера впрыска объемом 1,3 дм³ (рис. 2).

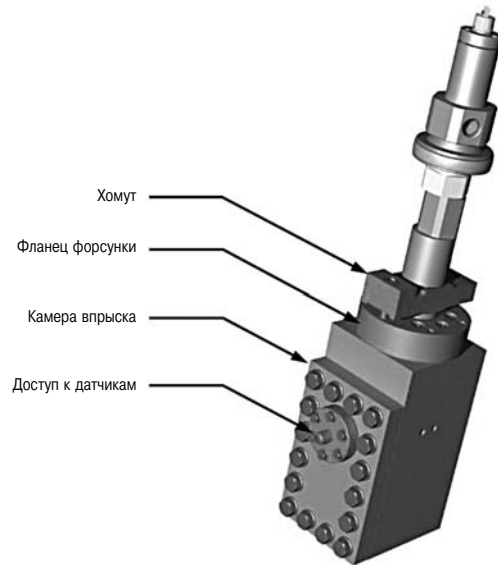


Рис. 2. Макет LEC IRAS, построенный с помощью CAD

До начала работы форсунки в камере при помощи системы подачи азота создается инертная атмосфера и устанавливается необходимое противодавление. К газодизельной форсунке газовым компрессором подается газ давлением до 500 бар, а также — с помощью системы common rail — дизельное топливо под давлением до 2200 бар. В установившемся режиме работы камеры в ней поддерживается постоянное давление посредством регулируемого перепускного клапана на выходе [7].

Расходомер позволяет вести непрерывную запись массового расхода газа на входе в форсунку. Для определения массового расхода дизельного топлива используется комбинированное устройство измерения расхода. Количество движения определяется по сигналу встроенного в держатель датчика пьезоэлектрического преобразователя давления, мембрана которого перпендикулярна оси отверстия (рис. 3). Конструкция стенда позволяет использовать это приспособление для каждого из сопловых отверстий каждой группы, т. е. всех девяти отверстий форсунки.

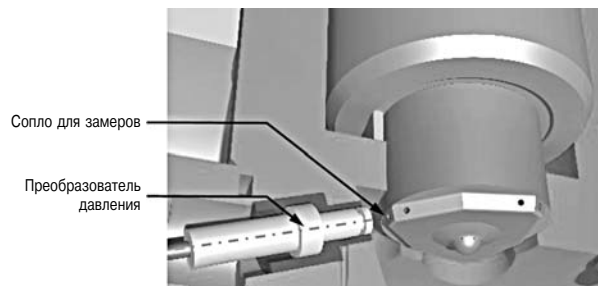


Рис. 3. Поперечное сечение LEC IRAS

Технические характеристики SCE

Номинальная скорость	1500 об/мин
Рабочий объем	≈ 6 дм ³
Степень сжатия	16:1
Число впускных/выпускных клапанов	2/2
Фазы газораспределения	Угол открытия впускного клапана по Миллеру
Вихревое число/отношение опрокидывания	≈ 0/0
Наддув	Электрокомпрессор на давление наддува до 10 бар
Подача газообразного топлива	Высоконапорный компрессор на давление газа до 600 бар
Подача дизельного топлива	Система common rail с давлением дизельного топлива до 2200 бар
Динамическое уравнивание	Четыре противовеса для компенсации сил инерции первого и второго порядка

Форсунка подключена к дополнительному аккумулятору давления с внутренним объемом 4 дм³ (на рисунке не показан). Камера впрыска рассчитана на давление до 175 бар и температуру до 70 °С. Форсунка соединена с камерой через фланец и хомут. В камере имеется боковое отверстие для подключения пьезоэлектрического преобразователя давления.

В каждой серии измерений момента потока производится запись 60 последовательных впрысков с временным разрешением 90 кГц.

3.1.3. Обработка результатов

Сначала производится сглаживание всех записанных кривых момента потока. На сглаженной кривой определяются моменты начала и конца впрыска, затем выполняется коррекция нуля. Обработанный сигнал момента потока используется для вычисления ROI соответствующего сопла по уравнению.

Предполагается, что измеренная общая масса впрыснутого топлива (т. е. суммы жидкого и газообразного топлива) равномерно распределяется между всеми девятью сопловыми отверстиями, значит, для расчета ROI для одного отверстия в уравнение вводится 1/9 общей массы впрыснутого топлива. Предполагается также отсутствие неравномерности объема впрыска между последовательными впрысками. Для общей оценки работы форсунки производится усреднение подачи по 60 рассчитанным значениям ROI. Для статистической оценки неравномерности подачи между впрысками рассматриваются также кривые ROI по каждому циклу.

3.2. Опытный одноцилиндровый отсек

Все моторные испытания проводились на опытном одноцилиндровом отсеке высокооборотного четырехтактного двигателя с газодизельной форсункой, установленной по центру головки цилиндра. Технические характеристики двигателя приведены в табл. 1.

Кулачковый вал двигателя SCE имеет единственный кулачок, профиль и угол заклинки которого обеспечивает закрытие впускного клапана до НМТ (цикл Миллера [13]). Степень сжатия оставалась постоянной в течение всего цикла испытаний.

Двигатель снабжен системами кондиционирования воздуха на впуске, топлива, охлаждающей воды и масла, что обеспечивает постоянство и воспроизводимость условий испытаний.

Дизельное топливо для систем впрыска, гидросилителя и гидравлических уплотнений форсунки поступает из системы common rail. Каждый источник питания дизельным топливом имеет собственную систему управления давлением.

Необходимый уровень давления газа создается компрессором высокого давления. Он снабжен

смесителем для приготовления смеси природного газа с водородом. Регулируя соотношение компонентов смеси, можно подбирать заданное метановое число смеси, поступающей в компрессор. Это необходимо для работ по использованию природного газа с добавкой водорода. Оборудование стенда включает самую современную аппаратуру для измерения угла ПКВ и непрерывной записи всех необходимых параметров в функции времени.

4. Результаты

4.1. Характеристики газовой форсунки

В этом разделе представлены результаты исследования с помощью LEC IRAS газодизельной форсунки с девятью сопловыми отверстиями. Работа центрального соплового отверстия каждой из трех сопловых групп была тщательно изучена. Для этого были выбраны три типичные точки режимов работы, в которых определялись основные рабочие параметры, в том числе давление газа, управляющего и уплотняющего масел, давление в камере и длительность впрыска.

С точки зрения суммарной энергии топлива, впрыснутого через девять сопловых отверстий, рабочая точка с давлением газа 500 бар приблизительно соответствует номинальной (100 %) нагрузке двигателя при уровне IMEP 24 бар.

Другая рабочая точка с давлением газа 400 бар приблизительно соответствует нагрузке двигателя, равной 30 % от номинальной. Сравнение работы центральных сопловых отверстий трех групп показало, что разброс топливоподачи между ними при номинальной нагрузке не превышал ±0,1 %, а при нагрузке, равной 30 % от номинальной, он оставался в пределах ±5 %.

В данной серии экспериментов впрыск пилотного дизельного топлива не использовался.

Таблица 2

Граничные условия LEC IRAS

Номинальная скорость двигателя	1500 об/мин
Рабочие точки	30/100 % от IMEP = 24 бар
Вид топлива	Природный газ
Давление в газовом коллекторе	400/500 бар
Давление в камере сгорания	130 бар

Уровни давления управляющего и уплотняющего масел были подобраны таким образом, чтобы обеспечить оптимальную работу форсунки и минимизировать протечки дизеля в газовый тракт. Граничные условия эксперимента приведены в табл. 2.

4.1.1. Суммарный объем впрыска газа

Суммарный объем впрыска газа (количество газа, подаваемого за один впрыск через все девять сопловых отверстий) оказывает решающее влияние на показатели экономичности и количество вредных выбросов газодизеля. На рис. 4 показаны величины приведенного суммарного объема впрыска газа в трех рабочих точках.

Они определены суммированием объемов впрыска газа через все девять сопловых отверстий в предположении, что расход через центральное сопло каждой группы равен сумме измеренных расходов через три периферийных сопла той же группы. Нормализованный впрыск в каждой рабочей точке относится к общей массе впрыска за цикл. Эта масса является усредненным значением всех массовых впрысков, определенных в ходе исследования каждого из трех центральных сопловых отверстий. На рисунке показаны также интегральные нормализованные впрыски за один оборот коленвала. По определению, к концу впрыска эта величина достигает 100 %.

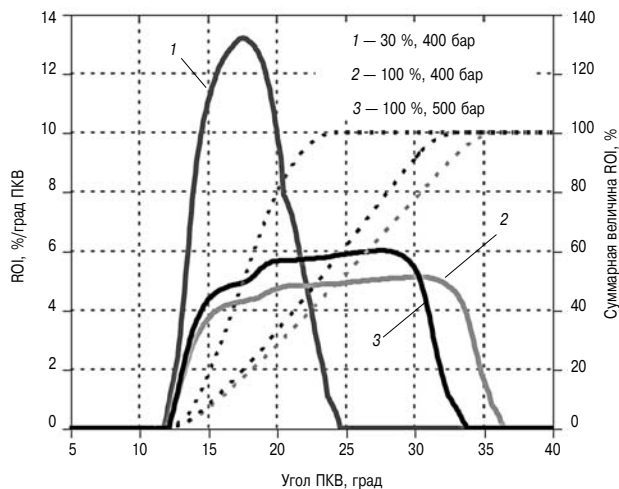


Рис. 4. Нормализованный общий объем впрысков и интегральный нормализованный общий объем впрысков газа

Кривые на графике относятся к номинальному режиму двигателя при скорости 1500 об/мин. На оси абсцисс отложены значения угла поворота коленвала с условным началом в точке 0 °ПКВ.

Для всех рабочих точек характерно гидравлическое запаздывание порядка 12 °ПКВ. При увеличении давления в газовом коллекторе с 400 до 500 бар при номинальной нагрузке 100 % продолжительность впрыска уменьшается примерно на 3 °ПКВ из-за увеличения нормализованного объема впрыска.

Вид обеих кривых впрыска примерно одинаков. Наблюдается резкий перелом кривых на подъеме, за которым следует практически горизонтальный участок. При нагрузке 30 % кривая относительно симметрична, хотя на участке спада видны два небольших выступа. Горизонтальный участок между подъемом и спадом отсутствует, что указывает на баллистический характер работы форсунки в данной точке. В результате процесс впрыска при номинальной нагрузке и давлении в газовом коллекторе 400 бар получается непропорционально затянутым.

Далее будет более подробно рассмотрена работа трех центральных сопел.

4.1.2. Сравнение центральных сопел

На трех графиках рис. 5 показаны кривые нормализованного общего объема впрысков и интегрального нормализованного общего объема впрысков газа по трем центральным соплам в трех рабочих точках, рассмотренных в предыдущем разделе. Нормализованные значения относятся к 1/9 соответствующих объемов впрыска, измеренных отдельно по каждому соплу в каждой рабочей точке.

На графиках рис. 5, а и б показаны результаты испытаний двигателя на номинальной нагрузке при давлении в газовом коллекторе системы common rail 500 и 400 бар соответственно. Как видим, характеристики впрыска при давлении газа 500 и 400 бар по форме мало отличаются друг от друга. Стоит отметить, что характеристики для сопел 2 и 3 очень похожи. В обоих случаях имеет место крутой подъем фронтальной части, затем явно выраженный горизонтальный участок (когда игольчатый клапан полностью открыт), и участок спада с небольшим выступом.

На графике рис. 5, в показан результат измерений при 30 %-ной нагрузке двигателя и давлении газа 400 бар. Как и при полной (100 %) нагрузке, кривые для сопла 1 существенно отличаются от аналогичных кривых для других форсунок. Особенно обращает на себя внимание разброс длительности закрытия между всеми тремя форсунками, достигающий 5 °ПКВ.

Именно он является причиной возникновения двух выступов на участке спада соответствующей

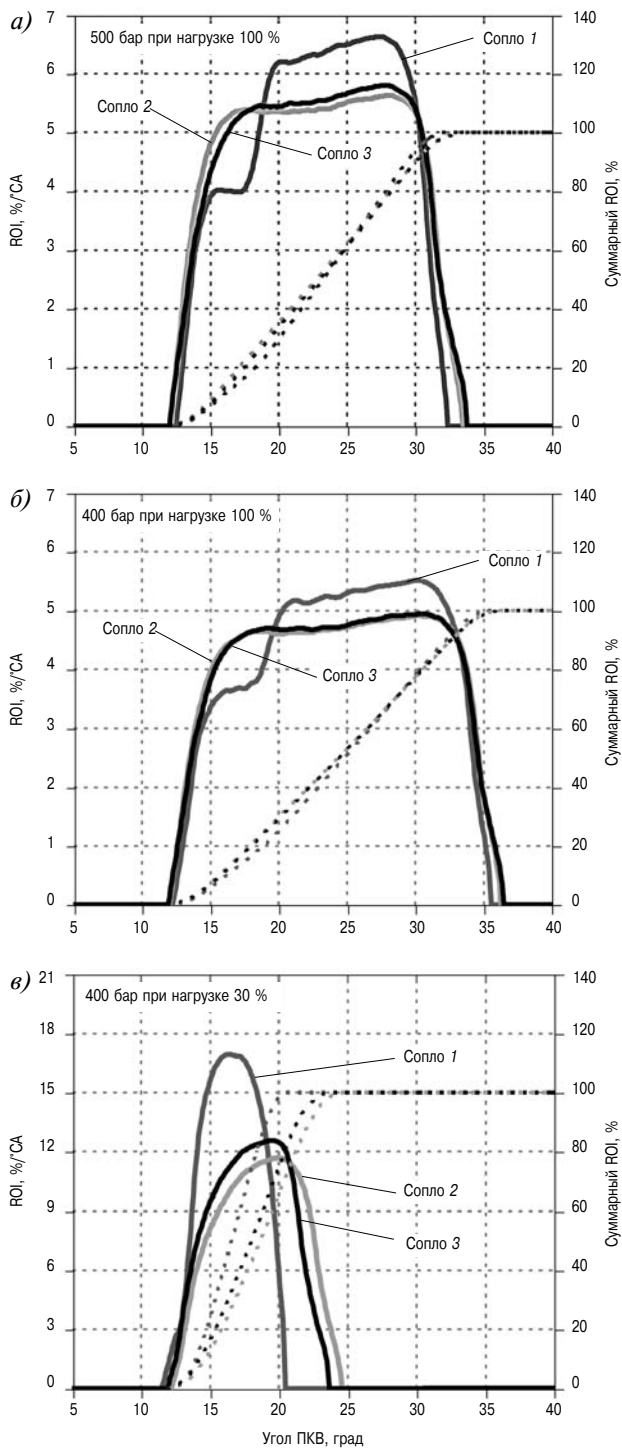


Рис. 5. Нормализованные значения впрыска и интегральные значения впрыска через центральные сопла

кривой рис. 4. Отсутствие горизонтального участка наводит на мысль о баллистическом характере работы всех игольчатых клапанов.

Анализируя полученные результаты, следует отметить разброс подачи между разными соплами, наблюдаемый в одной и той же рабочей точке. Применяемая методика не позволяет точно измерить впрыск для каждого сопла, поэтому

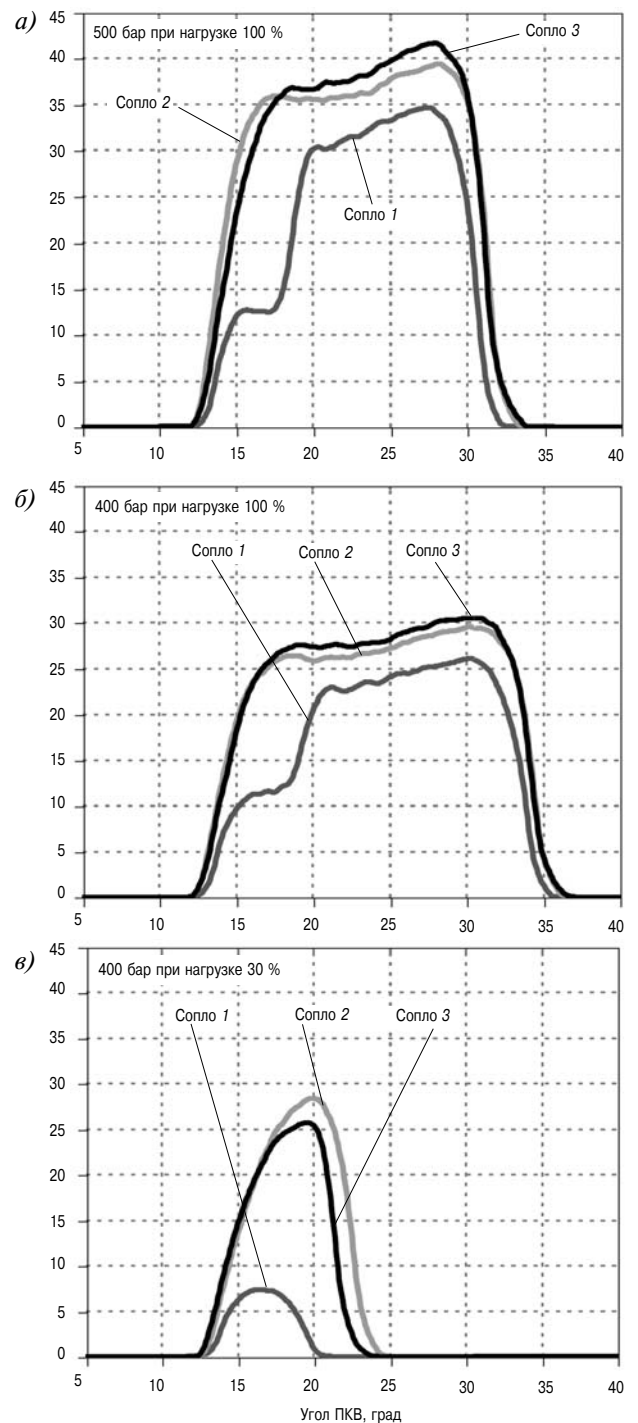


Рис. 6. Кривые момента потока для центральных газовых сопел

пришлось прибегнуть к постобработке и усреднению для построения кривых импульса потока, показанных на рис. 6, на основании которых рассчитывались нормализованные значения впрыска (см. рис. 5).

Кривые импульса потока для сопел 2 и 3 в одной и той же рабочей точке почти одинаковы, тогда как кривая для сопла 1 от них резко отличается, особенно при нагрузке 30 %.

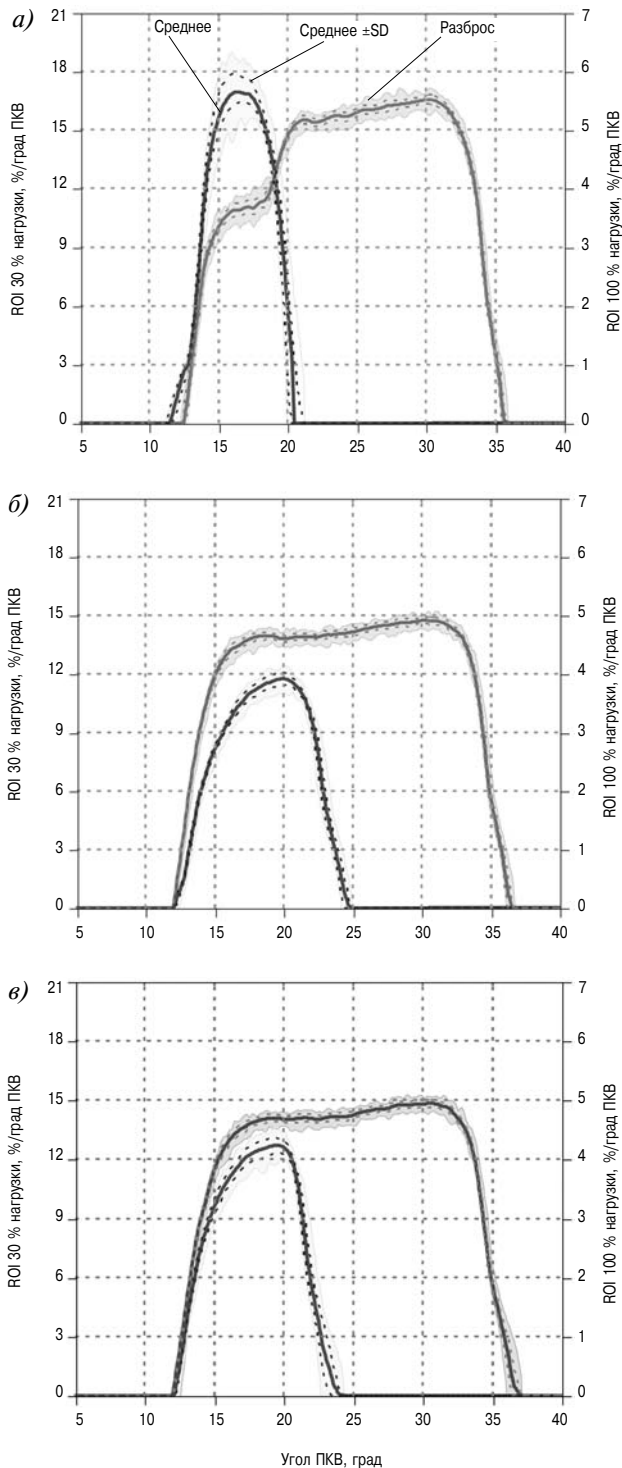


Рис. 7. Анализ нестабильности впрысков в рабочих точках, соответствующих 30 и 100 %-ной нагрузке при давлении газа 400 бар

Отсюда следует, что фактическая величина массового впрыска через сопло 1 значительно меньше, чем через сопла 2 и 3.

Интерпретируя показанные на рис. 6 результаты, следует помнить, что связь между импульсом потока и расходом нелинейна. Аномалия харак-

теристики впрыска для сопла 1 заставляет предположить нерегулярность формы газовой струи вне зависимости от рабочей точки.

С точки зрения термодинамики предпочтительной является регулярная форма струи, так как в противном случае следует ожидать снижения КПД и роста выбросов несгоревшего топлива. Примеры подобных струй описаны в [11, 16].

Однако, чтобы оценить, в какой мере нерегулярность формы газовой струи данной форсунки влияет на показатели двигателя, необходимо провести сравнительные испытания на двигателе, форсунка которого дает регулярную струю. Причины такой нерегулярности в настоящее время изучаются специалистами «Woodward L'Orange GmbH».

4.1.3. Нестабильность впрысков

Для анализа нестабильности впрысков через три центральных сопла были выбраны рабочие точки, соответствующие 30 и 100 %-ной нагрузке при давлении газа 400 бар. На основании измерений по 60 циклам для одного сопла в одной рабочей точке были построены кривые нормализованных усредненных значений впрыска (рис. 7), которые идентичны соответствующим кривым рис. 5. На рис. 7 показаны нормализованные усредненные значения впрыска ± среднеквадратичные отклонения (SD) и границы зоны разброса.

4.2. Испытания форсунки на SCE

Для всестороннего исследования работы форсунки со всеми девятью сопловыми отверстиями в реальных условиях эксплуатации были проведены ее испытания на SCE, в ходе которых широко варьировались все основные параметры, в том числе фазы впрыска газа и дизельного топлива, доля пилотного топлива, коэффициент избытка воздуха (EAR), уровни давления газа и жидкого топлива.

В данном разделе приведены показатели двигателя в части КПД и вредных выбросов при давлении газа 500 бар (предельно допустимом). В экспериментах использовались два вида газа: NG (MN 90) и NG с добавкой водорода (MN 60). Последний вариант представляет особый интерес, поскольку трансформация энергии в газ (power-to-gas) как перспективное направление предполагает увеличение содержания H₂ в газораспределительных сетях [4, 17]. Как показали исследования, смесь NG и H₂ может эффективно работать в качестве топлива для двухтопливных двигателей при содержании водорода (по энергии) порядка 15 %. Более того, использование подобных газов с низким содержанием метана позволяет избежать детонации в цилиндрах газодизеля. Ниже представлены граничные условия по результатам измерений, сведенные в табл. 3.

Таблица 3

Граничные условия SCE

Скорость двигателя	1500 об/мин
IMEP	24 бар
Коэффициент избытка воздуха	2,1
Температура воздуха в ресивере	45 °С
Доля пилотного топлива	5 %
Давление в дизельном коллекторе системы common rail	1300 бар
Давление в газовом коллекторе системы common rail	500 бар / 400 бар
Метановое число	NG: 90 / NG с добавкой H ₂ : 60

Нестабильность впрысков через все сопла при нагрузке 30 % значительно выше, чем при нагрузке 100 %. Независимо от нагрузки, наблюдается большой разброс момента начала впрыска через сопло 1, тогда как для сопел 2 и 3 этот параметр практически стабилен.

Во всех случаях, после относительно стабильного срабатывания игольчатого клапана на ран-

ней фазе впрыска, наблюдается растущий разброс объема впрыска.

Сопловое отверстие 1 показывает заметную нестабильность, особенно в районе резкого падения расхода при нагрузке 100 %, а также в переходной области между открытием и закрытием иглы при нагрузке 30 %.

Что касается области спада (заднего фронта) кривой, здесь максимальная нестабильность, по сравнению с остальными, наблюдается у сопла 3, в результате чего разброс времени закрытия достигает ≈1 °ПКВ при 100 %-ной нагрузке, и ≈2 °ПКВ при 30 %-ной нагрузке. В целом же работа газодизельной форсунки оказалась довольно стабильной, что подтверждается небольшим диапазоном среднеквадратичных отклонений циклового впрыска.

На рис. 8 показано изменение основных показателей двигателя в зависимости от момента начала открытия игольчатого клапана жидкого топлива, т. е. от фазирования впрыска. Задержка между моментами срабатывания газового и дизельного клапанов во всех экспериментах

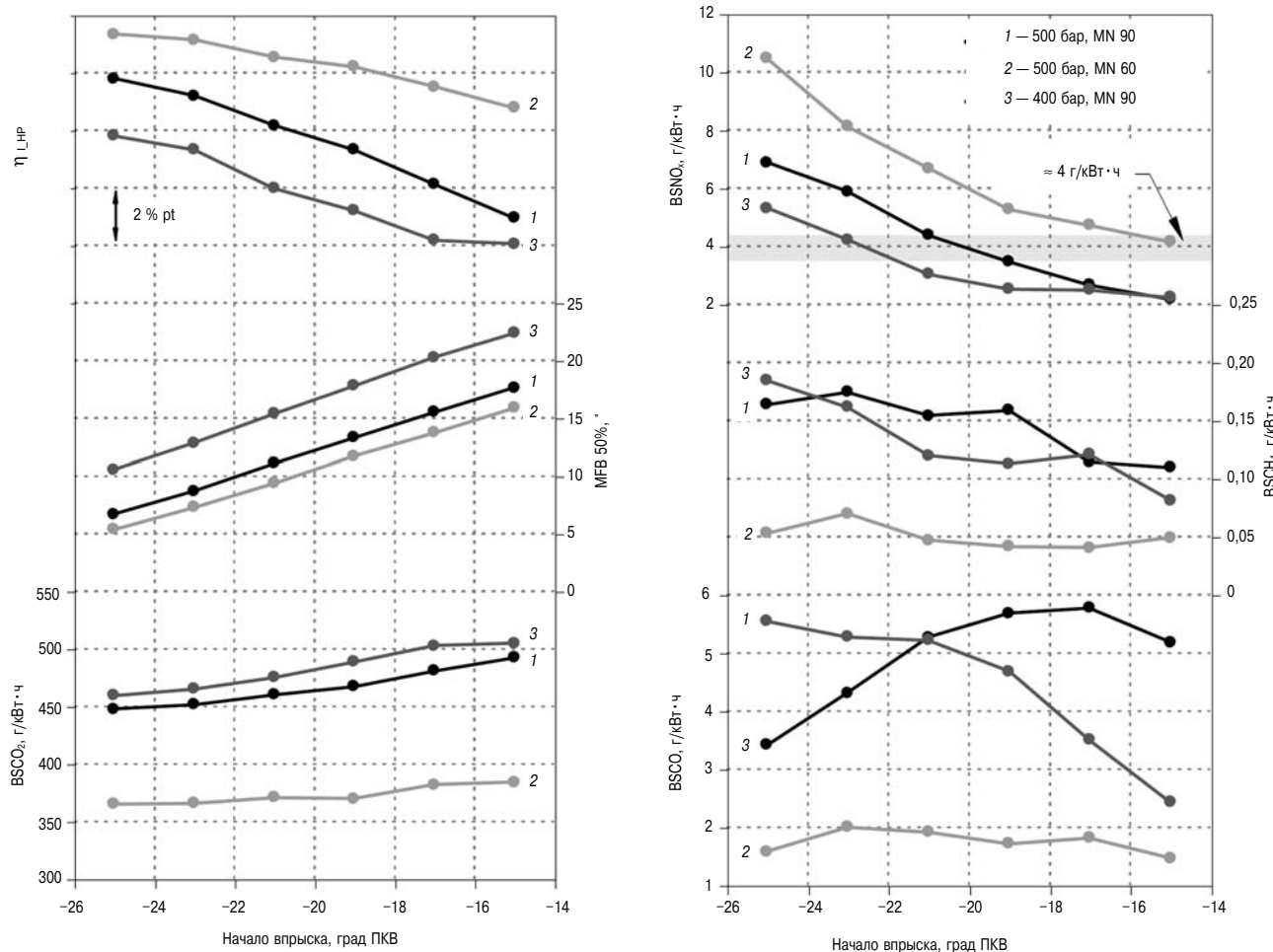


Рис. 8. Влияние давления газа в коллекторе и качества топлива на показатели рабочего процесса

оставалась постоянной. При работе на природном газе (NG) измерения производились при двух уровнях давления газа— 400 и 500 бар. При работе на NG с добавкой водорода давление газа при испытаниях составляло 500 бар.

Повышение давления газа с 400 до 500 бар при работе на NG и при том же значении фазирования впрыска привело к более раннему началу сгорания, из-за чего повысился индикаторный КПД двигателя (η_{I_HP}), но одновременно увеличился удельный выброс окислов азота ($BSNO_x$).

На графике фазирование сгорания отражено на оси абсцисс в виде MFB50 %, т. е. угла ПКВ, при котором 50 % (по энергосодержанию) топлива сгорает. Поскольку среднее эффективное давление трения (FMEP) двигателя SCE не является репрезентативным, удельные значения выбросов рассчитаны исходя из индикаторных значений удельных выбросов и расчетных значений FMEP для соответствующего многоцилиндрового двигателя.

Что касается удельных выбросов CH_4 (BSC_{CH_4}) и CO (BSC_{CO}), то повышение давления топлива не оказывает на них существенного воздействия. В некоторых случаях, в зависимости от угла впрыска, они даже растут, что может объясняться ростом давления впрыска, в результате чего часть газа вытесняется ближе к стенкам камеры сгорания, т.е. в более холодную ее область.

Основным преимуществом газодизельного рабочего процесса является возможность использовать газ с низким метановым числом, подтвержденная исследованиями топлива на основе обогащенного водородом NG. Как и ожидалось, детонации во время испытаний ни разу не возникало. Сравнение двух вариантов с разными углами впрыска при давлении газа 500 бар показало значительное преимущество газа MN 60 над MN 90.

Выбросы CO и CH_4 намного снизились, что, по-видимому, объясняется меньшим содержанием H_2 в топливе с низким метановым числом. За счет влияния данного фактора можно отнести примерно 20 %-ное снижение удельных выбросов CO_2 (BSC_{CO_2}). Из-за ускорения процесса сгорания MFB50 % для NG с добавкой водорода при том же значении угла впрыска достигается раньше, чем без добавки, что способствует увеличению КПД двигателя, но также и выбросов NO_x .

Для достаточно полной оценки изменения КПД в трех сценариях при одинаковом уровне выбросов NO_x , был проведен анализ потерь по методу Пишингера и др. [13]. Результаты этого анализ приведены на рис. 9. Измерения выполнялись при уровне выбросов $BSNO_x = 4$ г/кВт·ч (верхний сегмент столбцов гистограммы на рис. 9). Расхождение в η_{I_HP} объясняется разницей

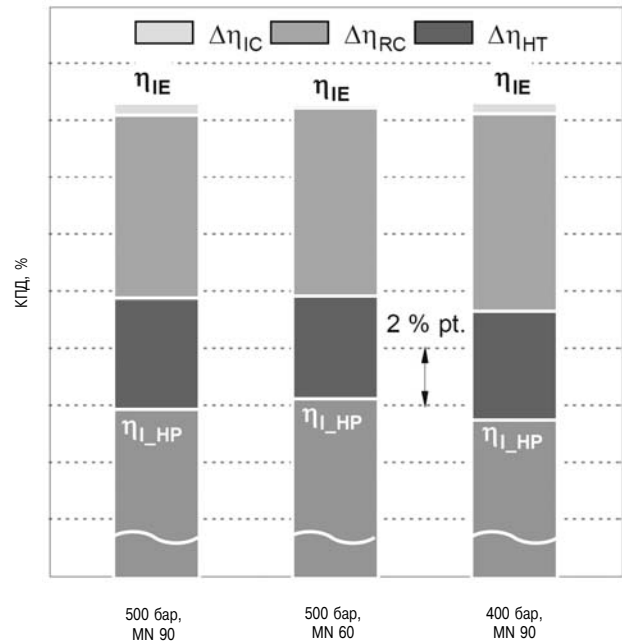


Рис. 9. Анализ потерь при $BSNO_x \approx 4$ г/кВт·ч

КПД идеального двигателя (η_{IE}), а также разницей в потерях от неполного сгорания ($\Delta\eta_{IC}$), реального сгорания ($\Delta\eta_{RC}$), и теплопередаче ($\Delta\eta_{HT}$). Величина $\Delta\eta_{IE}$ рассчитывается исходя из реальной массы воздушного заряда для цикла изохорного сгорания.

Исходная точка трех рассматриваемых сценариев характеризуется одним и тем же значением $\Delta\eta_{IE}$, поскольку в ней значения EAR и степени сжатия одинаковы.

Несмотря на относительно поздний впрыск, необходимый для того, чтобы уровень $BSNO_x$ не превысил ≈ 4 г/кВт·ч, потери реального сгорания

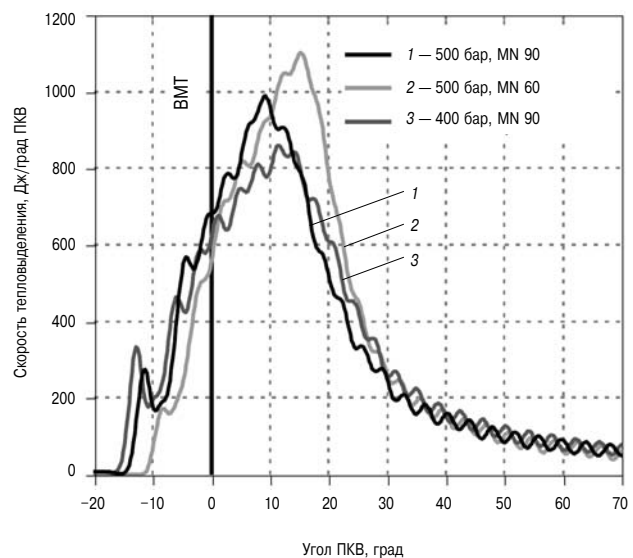


Рис. 10. Скорости тепловыделения при $BSNO_x \approx 4$ г/кВт·ч

лишь немногим больше, чем при использовании «чистого» NG при давлении 500 бар. Это объясняется достаточно коротким и интенсивным тепловыделением (рис. 10). Относительно большие значения продолжительности сгорания и задержки воспламенения при давлении газа 400 бар способствуют некоторому увеличению потерь от реального сгорания по сравнению с другими рабочими режимами. В результате более позднего начала сгорания в случае NG с добавкой водорода потери теплопередачи будут ниже, чем при использовании «чистого» NG. В целом, NG с добавкой водорода характеризуется наименьшими потерями, что дает выигрыш в $\eta_{I_{HP}}$ почти 0,5 % по отношению к сценарию с давлением газа 500 бар. Сценарий с давлением газа 400 бар характеризуется наибольшими потерями, и, следовательно, наименьшим $\eta_{I_{HP}}$.

В течение всей серии экспериментов газодизельная форсунка демонстрировала надежную работу. Коэффициент вариации IMEP, характеризующий стабильность процесса горения, укладывался в диапазон от 1 до 1,5 %, что означает вполне стабильную работу форсунки.

Утечка жидкого топлива из системы уплотняющего масла в газовую систему составляла ≈ 7 % (по энергии) при давлении газа 400 бар, и ≈ 6 % при давлении газа 500 бар.

Наличие утечки не приводило к сколько-нибудь заметному нарушению нормального рабочего процесса. Несмотря на значительное количество утечки жидкого топлива в газ, самовоспламенение (без впрыска пилотного топлива) неоднородной воздушно-топливной смеси было невозможным.

5. Выводы

Принцип воспламенения газа высокого давления за счет впрыска в цилиндр жидкого (пилотного) топлива применяется в газодизелях. Он дает возможность использовать в качестве топлива газы с малым метановым числом при высоких степенях сжатия, что позволяет обеспечить высокий КПД двигателя, при этом уровень выбросов несгоревших HC и, следовательно, CH_4 остается очень низким.

Фирмой «Woodward L'Orange GmbH» разработана концепция комбинированной газодизельной форсунки для высокооборотных двигателей. Настоящая работа посвящена оценке прототипа такой форсунки с помощью его всестороннего исследования на лабораторном стенде с системой LEC IRAS и на отсеке высокооборотного двигателя SCE с рабочим объемом 6 дм³.

На лабораторном стенде исследовалась форсунка с тремя группами сопловых отверстий. Каждая группа включала одно центральное и два пери-

ферийных отверстия. Для исследований были выбраны три точки рабочих режимов, соответствующие 30 %-ной нагрузке двигателя при давлении газа 400 бар, и 100 %-ной нагрузке двигателя при давлениях газа 400 бар и 500 бар.

Кривая суммарного объема впрыска всех сопловых отверстий свидетельствует о баллистическом характере работы форсунки при 30 %-ной нагрузке. При 100 %-ной нагрузке наблюдается заметный провал на участке подъема, перед тем как кривая становится горизонтальной во время основной фазы впрыска.

Далее были проанализированы кривые впрыска отдельно по каждому из трех центральных отверстий. Два из них работали практически одинаково, тогда как поведение третьего заметно отличалось. При 100 %-ной нагрузке наблюдался заметный провал на участке подъема, что стало причиной провала суммарного объема впрыска. Предполагается, что впрыск через отверстие 1 был меньше, чем через два остальных отверстия. Несовпадение характеристик впрыска позволяет предположить искажение формы струи для отверстия 1 независимо от нагрузки. Причины такого искажения в настоящее время изучаются специалистами «Woodward L'Orange GmbH».

Исследовалась также нестабильность впрыска через сопловые отверстия. Относительно стабильная их работа на ранней фазе открытия газового клапана на последующей фазе сменяется увеличением разброса подачи. Однако анализ показал достаточно хорошую стабильность газодизельной форсунки в целом. И наконец, проведены испытания на отсеке SCE с широким варьированием различных параметров газодизельной форсунки с девятью соплами.

Эти испытания проводились с использованием двух видов газового топлива: NG (MN 90) при давлении газа 400 и 500 бар, и NG с добавкой водорода (MN 60) при давлении газа 500 бар. Увеличение давления газа с 400 до 500 бар позволило увеличить КПД двигателя при сохранении уровня выбросов $BSNO_x$ в пределах ≈ 4 г/кВт·ч.

Сравнение разных видов топлив при давлении газа 500 бар показывает очевидное преимущество смеси H_2 и NG над «чистым» NG. В последнем случае выбросы CH_4 и CO_2 значительно меньше, что свидетельствует о значительном потенциале данной технологии (добавление водорода к топливу) для уменьшения количества парниковых газов в атмосфере.

При испытаниях на отсеке двигателя форсунка работала вполне надежно. Коэффициент вариации IMEP, характеризующий стабильность сгорания, не превышал 1–1,5 %, что свидетельствует о стабильной работе форсунки.

Обозначения и сокращения

BSC _{H4}	Удельный расход CH ₄
BSCO	Удельный расход CO
BSCO ₂	Удельный расход CO ₂
BSNO _x	Удельный расход NO _x
CA	Угол ПКВ
CAD	Система автоматизированного проектирования
CH ₄	Метан
CO	Оксид углерода
CO ₂	Двуокись углерода
DF	Двухтопливный
EAR	Коэффициент избытка воздуха
FMEP	Среднее эффективное давление трения
H ₂	Водород
HC	Углеводороды
HRR	Скорость тепловыделения
I	Поток количества движения
IMEP	Среднее индикаторное эффективное давление
LEC IRAS	Система анализа впрыска LEC (LEC Injection Rate Analysis System)
<i>m</i> _{cycle}	Цикловая топливоподача
MFB50%	Массовая доля сгоревшего топлива (Mass Fraction Burned) 50 %
MN	Метановое число
NG	Природный газ
NO _x	Оксиды азота
ROI	Топливоподача
SD	Среднеквадратичное отклонение
SCE	Опытный одцилиндровый отсек
TDC	ВМТ
η _{IE}	КПД идеального двигателя
η _{I_HP}	Индикаторный КПД по высокому давлению (Indicated High-Pressure Efficiency)
Δη _{IC}	Потери от неполного сгорания
Δη _{RC}	Потери от реального сгорания
Δη _{HT}	Потери теплопередачи

Литература

1. Assmus. K., Redtenbacher. C., Winter. H. et al.: «Simulation Based Predesign and Validation of a Diesel Ignited High-pressure Gas Direct Injection Combustion Concept», in: Leipertz, A. (ed.): «Engine Combustion and Alternative Concepts — ENCOM 2019» (= Berichte zur Energie — und Verfahrenstechnik (BEV), Vol. 19.1), Erlangen, 2019. P. 83–94.
2. Bockhoff N., Hanenkamp A.: «Der 51/60DF von MAN Diesel SE — Der leistungsstärkste 4-Takt Dual Fuel Motor», in: Wissenschaftlich-Technisches Zentrum fQr Motoren — und Maschinenforschung RoUlaug GmbH (ed.): «Conference Proceedings, 5th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2007. P. 216–229.
3. Bosch W.: «Der Einspritzgesetzindikator, ein neues MeUgerat zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen» in: «Motortechnische Zeitschrift», Vol. 25, Issue 7, 1964. P. 268–282.
4. Dorr H., Kroger K., Graf F. et al.: «Untersuchungen zur Einspeisung von Wasserstoff in ein Erdgasnetz», in: «DVGW energie | wasser-praxis», Issue 11/2016, Bonn, 2016.

5. Fimml W., Chmela F., Wimmer A.: «Verfahren zur Messung der Einspritzrate unter motornahen Bedingungen», contribution at conference: «7. Tagung: Diesel- und Benzindirekteinspritzung», Berlin, 2010.
6. Jarf C., Sutkowski M.: «The Wartsila 32GD engine for heavy gases», in: «Combustion Engines», Vol. 2, Issue 137, 2009. P. 3–11.
7. Kiesling C., Tilz A., Nickl A. et al.: «Evaluation of Gas Injection Valves for Large Engines by Means of Spray Momentum Measurement», in: Tschoke, H.; Marohn, R. (ed.): «11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe 2018», Berlin, 2018. P. 481–498.
8. Luo F., Cui H., Dong, S.: «Transient measuring method for injection rate of each nozzle hole based on spray momentum flux», in: «Fuel», Vol. 125, 2014. P. 20–29.
9. Mohr H., Frobenius M.: «Optimierung von Diesel-/Gas-GroUmotoren fQr unterschiedlichste Anwendungen», in: Harndorf, H. (ed.): «Die Zukunft der GroUmotoren III, 3. Rostocker GroUmotorentagung», Rostock, 2014. P. 138–149.
10. Mooser D.: «Brenngase und Gasmotoren», in: Mollenhauer, K.; Tschoke, H. (ed.): «Handbuch Dieselmotoren», 3rd edition, Berlin Heidelberg New York, 2007. P. 132.
11. Napolitano P., Guido C., Beatrice C. et al.: «Analysis of Nozzle Coking Impact on Emissions and Performance of a Euro5 Automotive Diesel Engine», in: «SAE International Journal of Engines», Vol. 6, Issue 3, Paper № 2013-24-0127, 2013.
12. Payri R., Garcia J.M., Salvador F.J. et al.: «Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics», in: «Fuel», Vol. 84, Issue 5, 2005. P. 551–561.
13. Pischinger R., Klell M., Sams T.: «Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine» (= technical book series: List, H. (ed.): «Der Fahrzeugantrieb»), 3rd edition, Vienna, 2009. P. 338 ff, 349 ff.
14. Redtenbacher C., Kiesling C., Wimmer A. et al.: «Dual Fuel Brennverfahren — Ein zukunftsweisendes Konzept vom PKW — bis zum Grobmotorenbereich», in: Lenz, H. P. (ed.): «37th International Vienna Motor Symposium 28–29 April 2016. Volume 2: second day» (= Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, № 799), Duesseldorf, 2016. P. 403–428.
15. Redtenbacher C., Malin M., Kiesling C. et al.: «Gas and Dual Fuel Combustion Concepts: The Better Combustion Concepts for Large Engines?», in: «16. FAD-Konferenz. Herausforderung — Abgasnachbehandlung fuer Dieselmotoren. 7.11.8.11.2018 in Dresden. Beitrage», Dresden, 2018. P. 201–226.
16. Som S., Ramirez A.I., Longman D.E. et al.: «Effect of nozzle orifice geometry on spray, combustion, and emission characteristics under diesel engine conditions», in: «Fuel», Vol. 90, Issue 3, 2011. P. 1267–1276.
17. Sterner M., Stadler I.: «Bedarf, Technologien, Integration», in: Sterner, M.; Stadler, I. (ed.): «Energiespeicher», 2nd edition, Berlin, 2017. P. 468.
18. Watanabe K., Goto S., Hashimoto T.: «Advanced development of medium speed gas engine targeting to marine and land», Paper № 99, CIMAC Congress 2013, Shanghai.
19. Zeuch W.: «Neue Verfahren zur Messung des Einspritzgesetzes und der Regelmäßigkeit von Diesel-Einspritzpumpen», in: «Motortechnische Zeitschrift», Vol. 22, Issue 9, 1961. P. 344–349.

УДК 621.436.068

Новиков Л.А., Кострыгин А.Н. Реализация программы импортозамещения при постройке судовых двигателей типа Д49 на АО «Коломенский завод» // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 3–9.

Ключевые слова: судовой дизель, стендовые испытания, рабочие параметры, турбокомпрессор, импортозамещение, оптимальная регулировка, выбросы вредных веществ, альтернативные методы измерения, корреляция показаний газоанализаторов.

На судовом дизеле типа Д49 исполнения V-16 выполнена программа экспериментальных исследований по определению оптимальных регулировок дизелей при их комплектации турбокомпрессорами отечественного производства типа ТК 35В-31 по программе импортозамещения. Показано, что двигатели типа Д49 в оптимальном состоянии соответствуют требованиям по выбросам вредных веществ международного стандарта IMO Tier-II и ГОСТ 31967–2012. Приведены результаты сравнительных измерений выбросов NO_x , выполненных альтернативными электрохимическими и эталонными хемиллюминесцентными газоанализаторами, сформулированы условия для обеспечения эквивалентных результатов измерений.

Табл. 2. Ил. 8. Библ. 4 назв.

УДК 621.43

Обозов А.А., Новиков Р.А. Параметрическая оптимизация закона тепловыделения судового малооборотного дизеля // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 10–12.

Ключевые слова: судовой малооборотный дизель, рабочий процесс, закон тепловыделения, условная оптимизация, экономичный режим работы.

Рассматривается решение задачи оптимизации закона тепловыделения в цилиндре судового малооборотного дизеля БДКРН 60/229 для достижения наиболее экономичного режима работы при условии ограничения максимального давления сгорания. Показано, что итерационный (пошаговый) алгоритм поиска оптимального решения носит универсальный характер и может быть использован для решения других многокритериальных оптимизационных задач. Ил. 3. Библ. 4 назв.

УДК 004-046-62-932.2

Волков Ю.В. Цифровизация диагностических вибросигналов дизеля // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 13–16.

Ключевые слова: дизель, вибросигнал, диагностический параметр, аналого-цифровой преобразователь, цифровая обработка сигналов, спектральная плотность мощности, синфазное накопление, точность оценки.

Рассмотрены проблемы, возникающие при определении диагностических параметров вибросигналов дизеля в процессе их подготовки к цифровой обработке. Даны рекомендации по выбору диагностических параметров вибросигналов дизеля и расчету характеристик измерительной аппаратуры для проведения цифровой записи вибросигналов.

Табл. 1. Библ. 7 назв.

УДК 621.43.057

Алимов В.А., Захаров Е.А., Сафаров Э.Г., Федянов Е.А. Влияние добавок синтез-газа к пропан-бутану на процесс сгорания в автомобильном двигателе // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 17–20.

Ключевые слова: сжиженный углеводородный газ, пропан-бутан, конверсия углеводородного топлива, синтез-газ, водород, работа цикла ДВС, выбросы вредных веществ.

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния добавок синтез-газа на процесс сгорания сжиженного углеводородного газа в автомобильных ДВС. Синтез-газ может быть получен по технологии каталитической конверсии части основного углеводородного топлива. Выполнен анализ влияния добавок синтез-газа, состоящего из водорода и диоксида углерода, на динамику тепловыделения и работу цикла газового ДВС. Показано, что добавка синтез-газа в количестве 5 % обеспечивает снижение выбросов окиси углерода и несгоревших углеводородов при одновременном увеличении работы цикла ДВС.

Ил. 4. Библ. 8 назв.

УДК 621.436+621.89.017

Прокопцова М.Д., Шаталов К.В., Уханов Д.А. Методы оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 21–27.

Ключевые слова: дизели, бензиновые двигатели, моторные масла, низкотемпературные отложения, методы оценки, режимы испытаний.

Показано, что качество современных моторных масел для бензиновых и дизельных двигателей оценивается их склонностью к образованию низкотемпературных отложений на определенных нагрузочно-скоростных и температурных режимах работы. При этом в РФ моторные масла для дизелей по этому показателю не оцениваются. Выполнен анализ отечественных и зарубежных методов оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений в целях разработки требований для создания отечественного моторного метода оценки качества моторных масел, предназначенных для дизельных двигателей. Табл. 6. Ил. 5. Библ. 11 назв.

УДК 62-843.3

Ватолин Д.С. Особенности применения СПГ в качестве топлива для судовых ДВС // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 28–34.

Ключевые слова: судовая энергетическая установка, сжиженный природный газ (СПГ), физико-химические свойства СПГ, двигатель двойного топлива, особенности конструкции, устойчивость к возникновению детонации.

Рассматривается актуальность применения сжиженного природного газа в качестве топлива для судовых энергетических установок с учетом его экономических преимуществ в сравнении с жидким углеводородным топливом. Приводится краткий обзор особенностей конструкции современных судовых двигателей двойного топлива. Дается оценка влияния состава композиции СПГ, добытого на различных месторождениях, на его метановое число и устойчивость работы двигателя к возникновению детонации. Табл. 1. Ил. 13. Библ. 18 назв.

УДК 621.43

Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам конгресса СИМАС) // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 35–53.

Ключевые слова: судовой дизель, газовый двигатель, вредные выбросы с отработавшими газами, газовое топливо, метановое число, двухтопливная форсунка.

Планы поэтапного (начиная с 2016 г.) введения Международной морской организацией (ИМО) зон контролируемых выбросов (ECA), а также расширение номенклатуры нормируемых вредных компонентов (NO_x , SO_x , CO_2 , PM) стимулируют развитие конструкций газовых двигателей и совершенствование технологии горения газа в цилиндре. Фирма «Yanmar» разработала два новых типа судовых двигателей: газовый двигатель и двухтопливный двигатель. Газовый двигатель создан для использования в составе бортовой электростанции в качестве вспомогательного или главного, двухтопливный двигатель предназначен для работы непосредственно на гребной вал. Новые двигатели соответствуют требованиям ИМО Tier-III по выбросам окислов азота, практически отсутствуют окислы серы и частицы в отработавших газах. В новых газовых двигателях судового назначения используется технология контроля состава смеси для исключения детонации и пропуска вспышек.

Фирмой «Woodward L'Orange GmbH» разработана и исследована инновационная конструкция двухтопливной форсунки для высокооборотных газодизелей, позволяющая осуществлять последовательный впрыск в цилиндр газа и запального жидкого топлива. На опытном одноцилиндровом отсеке выполнены экспериментальные исследования форсунок в целях определения суммарной подачи и неравномерности расхода газа через сопловые отверстия распылителя. Результаты испытаний дали возможность оценить улучшение экономических и экологических показателей двигателя за счет увеличения давления впрыска газа до 500 бар (предельно допустимая величина), а также за счет добавления водорода к природному газу.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником.

Табл. 6. Ил. 30. Библ. 21 назв.

UDC 621.436.068

Novikov L.A. and Kostrygin A.N. Import replacement program as applied to construction of type D49 marine diesel engines at JSC «Kolonna Works» // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 3–9.

Keywords: marine diesel engine, stand tests, operating parameters, turbocharger, import replacement, optimum settings, noxious exhausts, alternative measurement methods, correlation of gas analyzer readings.

Type D49 marine diesel engine (V-16) featuring home-made turbochargers type TK 35B-31 (as a part of import replacement program) have been bench-tested for optimum settings. Optimized marine diesel engines type D49 are shown as complying with IMO Tier-II and GOST 31967–2012 standards in terms of allowable noxious exhausts. Furthermore, NO_x emissions have been measured with two alternative methods — electrochemical and chemiluminescent gas analyzers. Such comparative measurements allowed to formulate conditions to ensure equivalent measurement results. 2 tables, 8 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Obozov A.A. and Novikov R.A. Parameters optimization of heat release curve in marine low-speed diesel engine // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 10–12.

Keywords: heat release curve, operating cycle, heat release curve, conditional optimization, fuel-efficient operation.

The article discusses optimization of heat release curve in type 6ДКРН 60/229 marine low-speed diesel engine so as to achieve the most fuel-efficient operation, taking account of limitation on maximum combustion pressure. Algorithm of stepwise (iterative) optimization is offered. Such algorithm is shown to be universal and applicable to solution of other multicriterion optimization problems. 3 ill., 4 ref.

UDC 004-046-62-932.2

Volkov Yu.V. Digitization of vibration signals in engine diagnostics // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 13–16.

Keywords: diesel engine, vibration signal, diagnostic parameter, analog-to-digital converter, digital signal processing, spectral density of power, cophased cumulation, evaluation accuracy.

The article discusses problems involved in definition of vibration signal diagnostic parameters in the course of their preparation for digital processing. Recommendations are offered concerning selection of engine diagnostic parameter and calculation of characteristics of instruments for digital registrations of vibration signals. 1 table, 7 ref.

UDC 621.43.057

Alimov V.A., Zakharov Ye.A., Safarov E.G. and Fedyanov E.A. Addition of synthetic gas to propane-butane as a means to improve combustion in motor vehicle engine // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 17–20.

Keywords: liquefied hydrocarbon gas, propane-butane, hydrocarbon fuel conversion, synthetic gas, hydrogen, engine cycle work, noxious emissions.

Presented are the results of experiments that involve adding of synthetic gas to liquefied hydrocarbon gas as a fuel for motor vehicle engines. Synthetic gas may be yielded as a product of catalytic conversion of a part of main hydrocarbon fuel. The authors analyzed the influence of adding of synthetic gas, consisting of hydrogen and carbon dioxide, on heat release dynamics and gas engine working parameters. Adding of 5 % synthetic gas to regular fuel gas resulted in lower emissions of CO₂ and unburned hydrocarbons as well as higher engine cycle work. 4 ill., 8 ref.

UDC 621.436+621.89.017

Prokoptsova M.D., Shatalov K.V. and Ukhanov D.A. Motor oil tendency to low-temperature sedimentation: evaluation methods // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 21–27.

Keywords: diesel engine, petrol engine, motor oil, low-temperature sedimentation, evaluation methods, test modes.

One of the most important characteristics of modern motor oils for petrol and diesel engines is their tendency to low-temperature sedimentation, depending on engine load, speed and temperature. It should be noted, however, that existing RF standards for diesel motor oils provide no limitations concerning said characteristic. The authors analyzed known Russian and worldwide methods of motor oils tendency to low-temperature sedimentation, with a view to provide specifications for the development of Russian method of quality evaluation for diesel motor oils.

6 tables, 5 ill., 11 ref.

UDC 62-843.3

Vatolin D.S. LNG as a fuel for marine reciprocating engines // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 28–34.

Keywords: marine power plant, liquefied natural gas (LNG), dual fuel engine, construction features, knock immunity.

The article discusses feasibility of using liquefied natural gas as a fuel for marine power plants, taking account of its better economic performance compared with liquid hydrocarbon fuel. Brief review of existing dual fuel marine engines is provided. Also provided is evaluation of correlation between LNG composition (depending on its origin) on its methane number and knock immunity.

1 table, 13 ill., 18 ref.

UDC 621.43

Development of gas engine design (Based on the CIMAC proceedings) // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 35–53.

Keywords: marine engine, noxious emissions, gas fuel, methane number, dual fuel injector.

Planned stepwise (starting since 2016) implementation of controlled emission zones (ECA) by International Maritime Organization (IMO), as well as widening of the nomenclature of normalized noxious exhaust components (NO_x, SO_x, CO₂ and PM), are drivers for further improvement of gas engine design and combustion technologies. «Yanmar Co. Ltd» developed the two types of marine gas engines: a pure gas engine and a dual fuel engine. The previous is intended to be used in a marine power plant as either auxiliary or propulsion engine, while the latter should be coupled with a propeller shaft directly. These two engines have been adapted to IMO/Tier-III NO_x restriction, while concentrations of sulfur oxides (SO_x) and particles (PM) in exhaust gas are negligible.

The new marine gas engines feature state-of-the-art technologies of fuel mix composition such as to prevent knocking and misfire. «Woodward L'Orange GmbH» developed and implemented innovative dual-fuel injector for high-speed gas-diesel engines, based on successive injection of fuel gas and pilot diesel fuel. The injector was tested on a high-speed single-cylinder research engine, with a view to define total injection rate as well as hole-to-hole scattering effects and shot-to-shot variation effects. Furthermore, the benefits of exploiting the maximum permissible gas pressure (up to 500 bar) of the injector are assessed and the use of natural gas (NG) enriched by hydrogen (H₂) is evaluated with regard to engine performance.

The CIMAC papers have been translated into Russian by G. Melnik, PhD

6 tables, 30 ill., 21 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 (подрисовочными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисовочных 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