

РАЗВИТИЕ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ И ДВУХТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC-2016)

Обзор посвящен развитию современной перспективной топливной аппаратуры дизелей и двухтопливных двигателей. По общему мнению специалистов к наиболее перспективному направлению развития следует отнести применение системы common rail.

Распространение этой системы на мощные средне- и малооборотные дизели и двухтопливные двигатели дают возможность отказаться от использования отдельных форсунок для основного дизельного и пилотного топлива в газовом режиме. Повышение давления в магистралях common rail позволяет существенно увеличить КПД двигателя как в дизельном, так и в газовом режимах, снизить объем вредных выбросов и

уменьшить весогабаритные показатели топливной аппаратуры. При этом необходимо расширить диапазон устойчивой подачи жидкого топлива до 100:1 и более, что требует решения целого ряда технических и технологических проблем.

В докладе фирмы L'Orange (ФРГ) подробно описаны исследования процессов впрыска и сгорания топлива в цилиндре двигателя фотооптическими методами с использованием скоростной видеосъемки.

В докладе фирмы OMT (Италия) приведены результаты разработки и доводки новых моделей форсунок для средне- и малооборотных двигателей.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ДЕТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА НОВОЙ ШИРОКОДИАПАЗОННОЙ ФОРСУНКИ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДВУХТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ БОЛЬШОЙ РАЗМЕРНОСТИ

*Constantin Kiesling, Christoph Redtenbacher, LEC GmbH
Martin Kirsten, Andreas Wimmer,
Graz University of Technology
Dino Imhof,
GE Global Research Zweigniederlassung der General
Electric Deutschland Holding GmbH
Ingmar Berger, L'Orange GmbH
Jose Maria Garcia-Oliver,
CMT Universitat Politecnica de Valencia*

Реферат

Двухтопливные двигатели в последние годы приобретают все большую популярность благодаря таким качествам, как меньший, по сравнению с дизелями, уровень выбросов, а также возможность перехода от дизельного топлива к более дешевому газовому топливу. Недостатком существующих двухтопливных двигателей является сложность систем топливоподачи, поскольку топливная система имеет две форсунки на каждый цилиндр. При этом если одна форсунка (основного топлива) расположена, как обычно, по оси камеры сгорания, т. е. оптимальным образом, то вторая форсунка (пилотного топлива) устанавливается эксцентрично, что снижает ее эффективность. Поэтому была поставлена задача создать новую форсунку с одним (центральным) распылителем, способным сохранять высокую эф-

фективность при изменении цикловой подачи в широком диапазоне. Однако обеспечение требуемой точности дозировки топлива в широком диапазоне является непростой задачей, особенно если речь идет о впрыске энергетической доли дизельного топлива (ЭДДТ) порядка 1 % от номинальной. Немалые сложности также представляет необходимость обеспечения формы и динамики развития топливного факела во всем диапазоне режимов работы.

В настоящей работе сравниваются показатели наиболее совершенной из существующих форсунок для двухтопливных двигателей и новой всережимной опытной форсунки L'Orange. Сравнение осуществлялось с использованием результатов скоростной съемки в специальной оптической камере. Для выделения паровой и жидкой фаз использовались высокоскоростной шлирен-метод и визуализация методом скоростной дифракции Mie. Основное внимание уделялось области малых подач (1–10 % от полной подачи).

Обе форсунки — существующая и экспериментальная — прошли сравнительные испытания на опытном одноцилиндровом отсеке двигателя. Для того чтобы исключить влияние положения форсунки, в обоих случаях они устанавливались по центру камеры сгорания. Проведенные испытания позволили установить пределы уменьшения впрыснутой доли дизельного топлива, при которой сгорание еще сохраняет устойчивость. Кроме того, выполнено сравнение показателей двигателя с существующей и экспериментальной форсунками при различных условиях.

Введение

В настоящее время значительная часть двухтопливных двигателей находит применение в составе судовых пропульсивных установок. В особенности это актуально для газозовов, где продукты испарения хранящегося в танках сжиженного газа (LNG) удобно использовать как горючее для двухтопливных двигателей в газовом режиме, всегда сохраняя при этом возможность переключения на дизельное топливо в качестве резервного [2, 11, 24]. В качестве еще одного стимула для более широкого применения двухтопливных двигателей стало введение в действие в 2016 г. нормативов IMO Tier 3 в зонах регулируемых выбросов (ECA) [7]. Соблюдение указанных нормативов без использования систем газоочистки может быть обеспечено за счет применения газовых двигателей, уровень выбросов NO_x которых значительно ниже, чем дизелей [3, 6, 21, 23].

Возможность перехода с газового топлива на дизельное и обратно для тепловозного двигателя так же важна, как и для судового. Еще одна потенциальная область применения двухтопливных двигателей — стационарные двигатель-генераторы, для которых возможность выбора вида топлива зависит от ценовой конъюнктуры, а также наличия резервного варианта питания. Для этих двигателей важна возможность переключения на различные виды газообразного и жидкого топлива, например, природный газ, биогаз, LNG, сырая нефть, дизельное или жидкое биотопливо, равно как и возможность комбинировать указанные топлива [10, 25].

Существуют различные конфигурации двухтопливных двигателей для каждого конкретного применения. В частности, важную роль играют такие особенности, как способ подвода газа к двигателю (внутреннее или внешнее смесеобразование), пределы изменения соотношения газообразного и жидкого топлива (например, вариант полного или частичного замещения дизеля, вариант впрыска пилотного топлива). Подробный обзор возможных вариантов можно найти, например, в [18].

В настоящей работе рассматривается вариант, когда доля энергетического дизельного топлива может изменяться в пределах от <1 % до 100 %. При этом в цилиндр двухтопливного двигателя подается газоздушная смесь, зажигание которой осуществляется за счет воспламенения (от сжатия) впрыснутого в цилиндр пилотного топлива [12].

Впрыск дизельного топлива в двухтопливных двигателях: проблемы, требующие решения

Однако двухтопливным двигателям свойственны не только преимущества, но и недостатки. Перечислим их.

1. Более сложная, по сравнению с дизельными или чисто газовыми двигателями, конструкция. Необходимы отдельные системы подачи как газообразного, так и жидкого топлива, соответственно для работы в газовом и дизельном режимах [5, 20, 30].

2. Высокая степень сжатия, характерная для дизелей, для газового двигателя не приемлема из-за опасности детонации. Поэтому в дизельном режиме двигатель должен работать с пониженной степенью сжатия, свойственной газовому двигателю, что отрицательно сказывается на его КПД [2, 6].

3. При работе в газовом режиме двухтопливного двигателя КПД оказывается ниже, чем у газового двигателя (см., например, [18]).

4. Возможность утечки метана в газовом режиме оказывается все более серьезной проблемой с учетом планируемого введения в ближайшем будущем нормативных ограничений на выбросы метана [23].

Перечисленные недостатки необходимо учитывать при проектировании новых двигателей для того, чтобы снизить стоимость производства и полного жизненного цикла, повысить экономичность двигателей, обеспечить выполнение перспективных экологических стандартов, а также снизить выбросы парниковых газов.

Система впрыска дизельного топлива оказывает значительное влияние на показатели рабочего процесса, поэтому столь важна ее оптимизация. Оптимизация системы впрыска должна прежде всего обеспечить ее существенное упрощение. Предмет настоящего исследования — система впрыска дизельного топлива двухтопливного двигателя, которая должна обеспечить возможность работы в широком диапазоне изменения ЭДДТ.

Первая часть доклада содержит краткий обзор существующих систем впрыска и возможных перспективных решений. Сформулированы общие требования к системе впрыска для работы в газовом режиме. Вторая часть посвящена исследованию работы «широкодиапазонной» (wide range) форсунки, разработанной фирмой «L'Orange», главным образом, при минимальных значениях ЭДДТ. Исследования проводились с использованием специальной оптической камеры и опытного одноцилиндрового отсека двигателя (SCE).

Концепции впрыска дизельного топлива для работы двухтопливного двигателя в широком диапазоне ЭДДТ. Система впрыска дизельного топлива — один из важнейших элементов, определяющих концепцию двухтопливного двигателя. Известен ряд способов организации впрыска дизельного топлива в двухтопливном двигателе.

Лучшие из существующих конструкций основаны на применении двух форсунок (рис. 1, 1). Одна форсунка (с большой пропускной способностью) предназначена для работы в дизельном режиме, а другая (с меньшей пропускной способностью) — для подачи пилотного топлива в газовом режиме [4, 6, 26, 27]. К недостаткам подобной системы относятся сложность и дороговизна [20, 30]. С точки зрения термодинамики недостатки данной схемы приводят к снижению КПД и увеличению вредных выбросов (по сравнению с классическим газовым двигателем) из-за эксцентричного положения форсунки пилотного топлива [18].

Еще один возможный вариант состоит в том, что в общем корпусе форсунки размещаются два распылителя (рис. 1, 2). Однако и этот вариант достаточно сложен с точки зрения конструкции, к тому же совсем не просто разместить такую форсунку в ограниченном пространстве камеры сгорания [29, 30].

Анализ известных вариантов с двумя распылителями приводит к выводу о том, что оптимальным решением было бы использование одного распылителя, способного обеспечить работу двухтопливного двигателя в широком диапазоне изменения цикловой подачи топлива (рис. 1, 3) [11, 20, 29]. Однако возникает другая проблема — обеспечение нормальной работы форсунки при малых расходах дизельного топлива [30]. Как упоминалось выше, такая форсунка была разработана компанией «L'Orange».

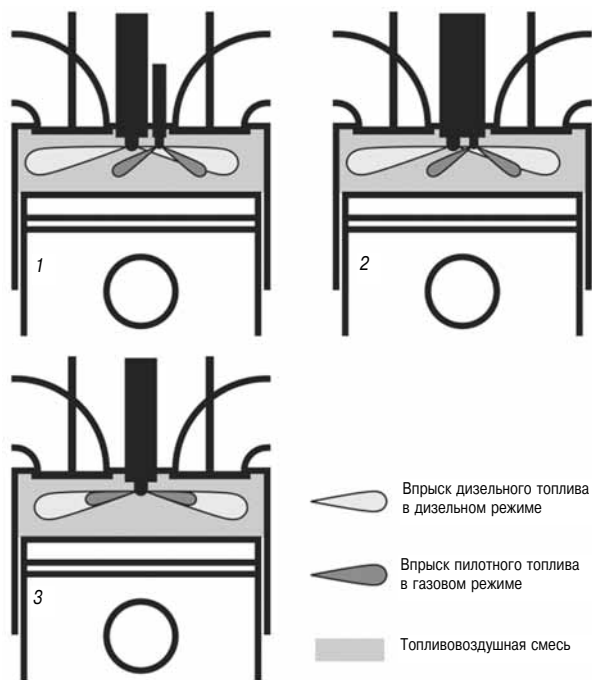


Рис. 1. Варианты системы топливоподачи для двухтопливных двигателей: с двумя форсунками (1), с двумя распылителями (2) и с одним распылителем широкого диапазона (3)

Требования к системе подачи дизельного топлива двухтопливного двигателя

Выбросы NO_x существенно зависят от ЭДДТ (Φ_{Diesel}), используемой для зажигания газозвушной смеси в камере сгорания двухтопливного двигателя. Для обеспечения соответствия выбросов NO_x перспективным нормативным стандартам, ЭДДТ должна быть как можно меньше [2, 11].

На диаграммах рис. 2 показаны результаты измерений, выполненные на высокооборотном одноцилиндровом отсеке в лаборатории LEC GmbH в Граце. Выбросы NO_x представлены в зависимости от величины Φ_{Diesel} , характеризующей долю энергии впрыснутого пилотного дизельного топлива в общей энергии, поступающей в двигатель. На диаграмме 176 рабочих точек соответствуют результатам испытаний новой экспериментальной (широкодиапазонной) форсунки, и 49 точек — результатам испытаний форсунки пилотного впрыска, заимствованной от автомобильного двигателя. В первом случае в опытах использовалось несколько распылителей, отличающихся расходом и геометрией сопловых отверстий. Отметим, что закономерности на диаграммах оказались бы одинаковыми при наложении графиков, построенных для обеих форсунок. Это свидетельствует о достаточно общем характере полученных закономерностей.

Методы измерений и стенды для испытаний обеих форсунок описаны в разделе «Экспериментальные исследования». Условия эксперимента поддерживались одинаковыми, а именно: ВМЕР (22 бар), степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, температура и влажность воздуха в ресивере. При этом варьировался угол начала впрыска и давление в системе common rail (от

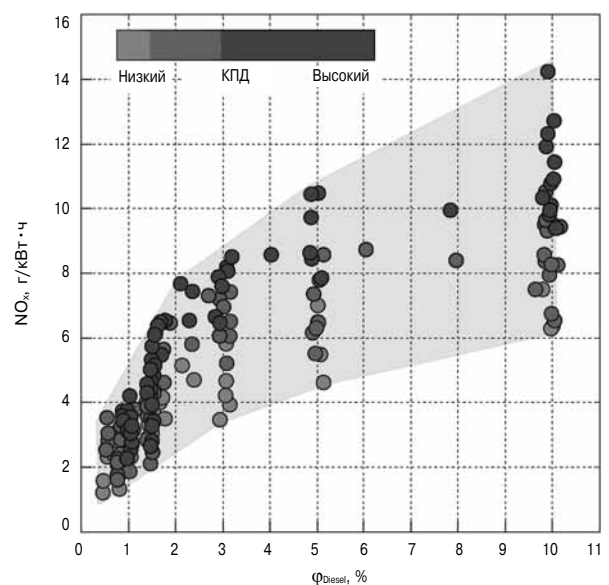


Рис. 2. Корреляция между NO_x и ЭДДТ, с учетом изменения КПД

800 до 2000 бар). Метановое число газообразного топлива было не менее 80. Для корректного сравнения все точки рабочих режимов выбирались из условия равного индикаторного КПД, с разбросом не более 3 %. Значения КПД выбирались такими, чтобы обеспечивался разумный компромисс между нормативным выбросом NO_x и высоким КПД.

Из диаграммы следует, что выбросы NO_x снижаются непропорционально снижению ЭДДТ [11]. В то же время КПД может поддерживаться на достаточно высоком уровне при снижении ЭДДТ до ≈ 1 %. Однако дальнейшее снижение ϕ_{Diesel} приводит к резкому падению КПД вследствие того, что при этих условиях время выгорания 50 % топлива (MFB50 %) достигает минимума. Имеется возможность ускорения сгорания за счет более раннего впрыска, поскольку в этой области, в отличие от области более высоких значений ЭДДТ ($\approx > 3$ %), детонация не является ограничивающим фактором. Однако дальнейшее увеличение угла опережения впрыска не сокращает время самовоспламенения. Несмотря на то что при $\phi_{Diesel} < 1$ % падение КПД является одним из значимых факторов, более важным оказывается то обстоятельство, что в этой области может быть достигнут уровень выбросов NO_x менее 2 г/кВт·ч. Для дальнейшего уменьшения выбросов NO_x , например, до 0,67 г/кВт·ч (норма для дизель-генераторов согласно US EPA Tier 4), необходима система газоочистки [32].

Фундаментальной проблемой при сверхнизких значениях ЭДДТ является обеспечение необходимой устойчивости процесса горения. На диаграмме рис. 3 присутствуют те же рабочие точки,

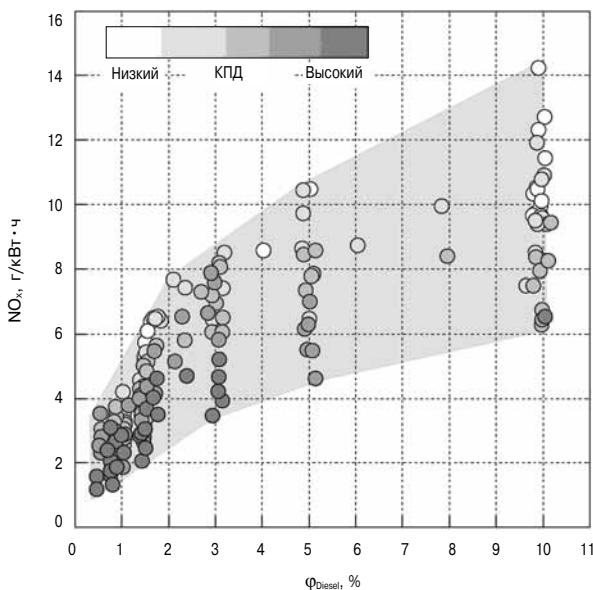


Рис. 3. Корреляция между NO_x и ЭДДТ, с учетом показателя стабильности сгорания

что и на диаграмме рис. 2. Однако здесь тоновая индикация характеризует стабильность сгорания, выражаемую коэффициентом вариации (COV_{IMEP}). В диапазон между наименьшим и наибольшим значениями COV_{IMEP} попадают примерно 3 % всех точек.

Из полученных результатов можно сформулировать две основные тенденции. С одной стороны, при снижении ЭДДТ устойчивость сгорания заметно уменьшается, с другой — она уменьшается по мере снижения выбросов NO_x , при постоянной величине энергетической доли дизельного топлива. Следовательно, значение COV_{IMEP} остается достаточно высоким при $NO_x < 3$ г/кВт·ч и $\phi_{Diesel} < 1,5$ %. Для сохранения устойчивости работы двигателя в экспериментах ЭДДТ не снижалась до величин менее 0,5 %.

Вообще говоря, устойчивость процесса сгорания тесно связана с фазами подвода тепла. Высокие предельно допустимые значения NO_x позволяют увеличить угол опережения зажигания, что приводит к снижению COV_{IMEP} . Выяснилось, что соотношение между COV_{IMEP} и MFB50 % носит практически линейный характер независимо от величины ЭДДТ, особенно когда последняя остается в пределах 1,5 %. Это подтверждается диаграммой на рис. 4, построенной по результатам испытаний серийной форсунки пилотного топлива для грузовика при варьировании ЭДДТ (при прочих равных условиях). Для каждого значения ЭДДТ диапазон вариации включает минимально возможное время достижения точки MFB50 %. Как упоминалось выше, при снижении ЭДДТ угол опережения впрыска относительно ВМТ, соответствующий минимально достижимому времени MFB50 %, смещается в сторону меньших значений. Следовательно, при снижении ЭДДТ минимально достижимое значение COV_{IMEP} возрастает.

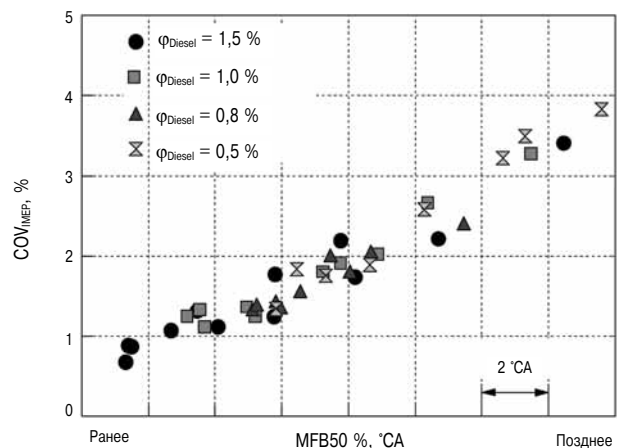


Рис. 4. Корреляция между устойчивостью сгорания и MFB50 % при малых значениях ЭДДТ

Из всего этого можно сделать вывод, что для высокооборотного двухтопливного двигателя возможность снижения выбросов NO_x до уровня порядка 1 г/кВт·ч реальна. Для этого требуется система впрыска дизельного топлива, способная обеспечить впрыск цикловой подачи дизельного топлива, которое соответствует ЭДДТ менее 1 % от подачи при полной нагрузке. В этом диапазоне, как мы уже знаем, существуют проблемы с обеспечением устойчивости сгорания при высоком КПД. Поэтому первоочередное внимание следовало уделить созданию новой технологии впрыска, позволяющей осуществить надежное воспламенение топливовоздушной смеси при малых цикловых подачах дизельного топлива. Главной задачей является достижение устойчивого процесса сгорания, который обеспечил бы необходимые показатели и КПД. Эта задача достаточно сложна, особенно когда речь идет о форсунке, способной работать во всем диапазоне φ_{Diesel} .

Экспериментальные исследования

Методика оценки вновь разработанной широкодиапазонной форсунки

Для оценки эффективности вновь разработанной широкодиапазонной форсунки фирмы «L'Orange» при малых количествах впрыснутого дизельного топлива использовалась разнообразная и самая современная аппаратура. Следует иметь в виду, что при этом должна быть обеспечена нормальная работа форсунки в дизельном режиме с максимальным расходом без какой-либо ограничений. Помимо испытаний на одноцилиндровом отсеке двигателя, в программу исследований были включены измерения в специальной оптической камере, позволяющие лучше понять поведение топливного факела с точки зрения дальнобойности жидкой и паровой фаз, поскольку развитие топливного факела существенно влияет на процесс сгорания.

В качестве базы для сравнения была выбрана серийная форсунка последней модели от двигателя грузовика. Эта форсунка использовалась в круп-



Рис. 5. Сравнительные размеры форсунок: широкодиапазонной (сверху) и пилотной (снизу)

ном двухтопливном двигателе, как форсунка пилотного топлива и не была рассчитана на работу двигателя в дизельном режиме. Ее номинальный расход составляет 14 % от номинального расхода широкодиапазонной форсунки. Оптимизированная для работы при малых подачах, эта форсунка является наиболее подходящим эталоном для сравнения. Размеры обеих форсунок показаны на рис. 5.

Испытания в специальной оптической камере

Широкодиапазонная форсунка фирмы «L'Orange» была испытана в специальной оптической камере для определения дальнобойности жидкой и паровой фаз факела. Эти исследования выполнялись командой Политехнического университета Валенсии (Universitat Politècnica de València, CMT — Motores Termicos).

При этом выбирались цикловые подачи дизельного топлива для оптических измерений при тех же значениях ЭДДТ, которые использовались при испытаниях на одноцилиндровом отсеке в газовом режиме. Во всех случаях дозы впрыска для обеих форсунок были одинаковыми.

Перед испытаниями для обеих форсунок измерялись значения скорости впрыска (ROI — rate of injection) для того, чтобы можно было определить необходимую длительность впрыска заданного количества дизельного топлива. Данные этих измерений были также использованы при интерпретации результатов работ, описанных в разделе «Исследования, проведенные на одноцилиндровом отсеке». При совместном рассмотрении ROI и результатов измерений на SCE оказалось, что дозы впрыснутого топлива, определенные по ROI, не полностью совпадают с соответствующими результатами измерений на SCE, однако эта разница пренебрежимо мала.

Экспериментальные стенды и методы измерений

Скорость впрыска измерялась с помощью стандартного анализатора фирмы IAV (рис. 6, слева) методом Бош [1], согласно которому производится впрыск топлива через форсунку в мерную трубку, заполненную топливом. Впрыск топлива приводит к росту давления в трубке, пропорциональному приращению массы топлива. Скорость нарастания давления соответствует расходу через форсунку. Давление в трубке регистрируется с помощью датчика давления, сигнал которого вводится в систему сбора и обработки данных. Результаты измерений проверяются с помощью весов, расположенных за анализатором [16].

Уровни дальнобойности жидкой и паровой фазы факела измерялись с помощью специальной оптической камеры, в которой поддерживаются высокие значения давления и температуры, методом скоростной дифракции Mie [14] и шли-

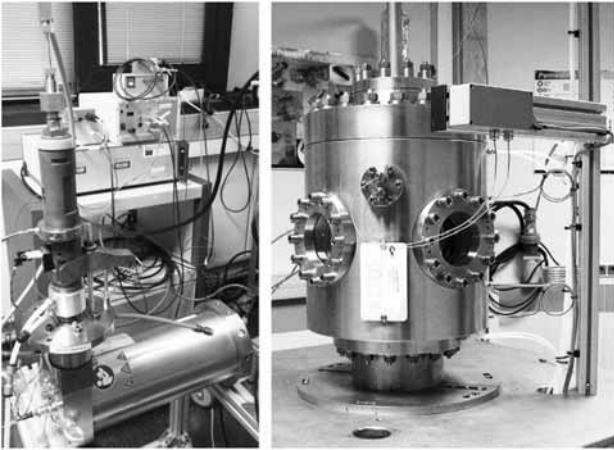


Рис. 6. Общий вид измерительных стенов: измеритель скорости впрыска (слева) и специальная оптическая камера (справа)

рен-методом [22] соответственно. Оптическая камера позволяет воспроизвести термодинамические условия в цилиндре двигателя в период впрыска — температуру до 1000 К и давление до 150 бар. В ней можно обеспечить практически постоянные термодинамические условия. В камере имеются три прозрачных окна диаметром 128 мм каждое, расположение которых позволяет наблюдать впрыск со всех сторон.

Общий вид оптической камеры показан на рис. 6, справа. Камера состоит из четырех основных компонентов: газовых компрессоров, подогревателей газа, тест-камеры и системы управления. Газ из аккумуляторов высокого давления непрерывно прокачивается через тест-камеру с помощью объемных компрессоров. На входе в тест-камеру установлены электрические подогреватели, позволяющие поддерживать температуру газа на заданном уровне. Система управления (контроллер) представляет собой замкнутый PID-контур, с помощью которого давление в камере и мощность подогревателя поддерживаются на уровне, обеспечивающем заданные термодинамические условия в камере. Камера снабжена двойными стенками для поддержания более равномерной температуры внутри. Внешняя оболочка обеспечивает прочность конструкции, а внутренние стенки с теплоизоляцией защищают внешнюю оболочку от перегрева. По периферии тест-камеры установлены резисторы для дополнительного подогрева внутренних стенок с целью сглаживания неравномерности температурного поля внутри тест-камеры.

В оптической камере может быть использован разомкнутый или замкнутый контур циркуляции для изучения эволюции факела в атмосфере различного состава, которая может представлять собой либо обычный воздух, либо газовую смесь с заданным содержанием кислорода. Химический состав газа в камере непрерывно отслеживается,

и может регулироваться путем подкачки воздуха или азота через систему коррекции. В нашем случае дизель впрыскивался в инертную атмосферу камеры (азот).

Размещение регистрирующих оптических устройств показано на рис. 7 и 8. На рис. 7 показано размещение аппаратуры для линейных измерений жидких компонентов факела. Два источника непрерывного белого света (ксеноновые лампы мощностью 300 Вт) с 8-миллиметровым оптоволоконным световодом освещают камеру сгорания через боковые окна. Скоростная камера «Photron SAX» с 50-миллиметровым объективом, расположенная перед третьим окном, собирает свет, рассеиваемый каплями жидкости внутри факела.

На рис. 8 показана конфигурация аппаратуры для двухпроходных измерений шлирен-методом. Для формирования параллельного пучка света с помощью линзы диаметром 450 мм использовался точечный источник света (диаметром $\approx 0,15$ мм). Пучок направлен перпендикулярно держателю форсунки с зеркальной поверхностью. Из-за изменения плотности среды световые пучки отклоняются по пути к зеркальной поверхности и обратно, затем фокусируются той же самой

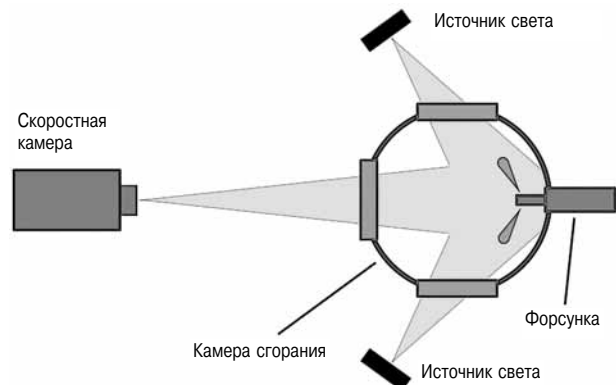


Рис. 7. Конфигурация аппаратуры для измерений методом Mie

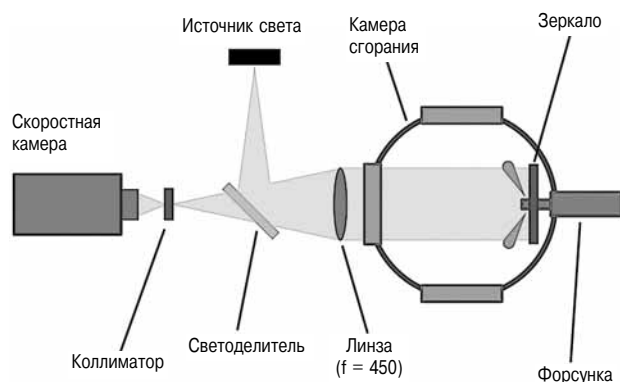


Рис. 8. Конфигурация аппаратуры для измерений шлирен-методом

линзой диаметром 450 мм. Шлирен-эффект детектируется в фокальной плоскости, после чего свет возвращается в ту же камеру «Photron SAX» через 50-миллиметровый объектив.

Результаты измерений и анализ

Для измерений на оптическом стенде при давлении 1600 бар в системе common rail были выбраны четыре рабочих точки, при этом в каждом впрыске определялась масса дизельного топлива. Эти массы соответствовали ЭДДТ 10, 3, 1 и 0,5 % при полной нагрузке SCE (ср. раздел «Исследования, проведенные на одноцилиндровом отсеке»). Кроме того, в опытах с подачей дизельного топлива 1 % варьировалось давление впрыска. Чтобы обеспечить корректность сравнения обеих форсунок, в оптической камере постоянно поддерживались одинаковыми атмосферные условия, а именно:

- инертный наполнитель (азот);
- давление в камере: 60 бар;
- температура в камере: 780 К.

На рис. 9 приведены примеры фотографий впрыска ЭДДТ 10 % широкодиапазонной форсункой. Фотографии в левом столбце изображают картины впрыска жидкой фазы при трех характерных значениях времени после начала впрыска (ASOC) — 500, 1000 и 1500 мкс. Фотографии в правом столбце изображают состояние газообразной фазы на тех же временных отрезках. То же самое относится к последующим иллюстрациям с фотоснимками, сделанными в оптической камере.

На первом по времени изображении видно, что метод скоростной дифракции Мие позволяет зафиксировать жидкую фазу непосредственно на

выходе из сопла форсунки. Поскольку для регистрации паровой фазы впрыска по шлирен-методу требуется зеркало, факел становится видимым только после того, как он достиг наружного кругового контура зеркала. Следовательно, обнаружить начало впрыска оптическим способом можно, только рассматривая струю жидкости. На последнем фото рис. 9 видно, что жидкость интенсивно испаряется, и ее почти не осталось. Однако картина дальнейшего развития факела достаточно хорошо видна на фото шлирен-метода.

В определенных случаях, когда игла открывается полностью, имеет место практически постоянный расход топлива при впрыске (см. раздел «Исследования, проведенные на одноцилиндровом отсеке»). При этом жидкость образует стационарный факел практически постоянной длины, тогда как паровая фаза проникает глубже в камеру. В этом случае длина стационарного факела может быть найдена методом Мие.

Далее будут рассмотрены только результаты измерения дальнобойности факела шлирен-методом. Хотя этот метод не позволяет исследовать факел вблизи от сопла распылителя, он все же дает возможность сравнивать разные форсунки.

После многократных повторов была установлена хорошая стабильность результатов (т. е. малый разброс между впрысками) для обеих форсунок. Коэффициент вариации длины факела для жидкой фазы не превышал 10 %. Поэтому в данном разделе приведены только выбранные фотографии одного репрезентативного впрыска.

На рис. 10, а фотографии паровой фазы, сделанные в три последовательных момента времени при впрыске топлива форсункой пилотного топлива и широкодиапазонной форсункой в количестве 10 %. Видно, что форсунка пилотного топлива дает практически одинаковый впрыск через все сопловые отверстия. Широкодиапазонная форсунка показывает заметный разброс между сопловыми отверстиями на ранней фазе впрыска, но в дальнейшем симметрия восстанавливается. На отметке 1500 мкс обе форсунки обеспечивают практически одинаковую симметрию впрыска. При впрыске топлива в количестве, соответствующего 3 % объема дизельного топлива, асимметрия впрыска широкодиапазонной форсунки на последней временной отметке все еще заметна (рис. 10, б). Дальнобойность факела меньше, чем в форсунке пилотного топлива. На рис. 10, в и г показаны те же процессы при впрыске наименьших исследованных объемов топлива, т. е. соответственно 1 и 0,5 %. Видно, что дальнобойность факела широкодиапазонной форсунки уменьшается, в то же время сохраняется заметная асимметрия между сопловыми отверстиями. Хотя дальнобойность факела форсунки

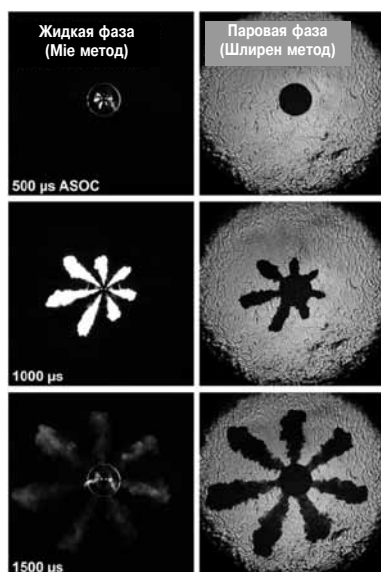


Рис. 9. Пример развития факела жидкой и паровой фаз при впрыске топлива широкодиапазонной форсункой в количестве 10 %

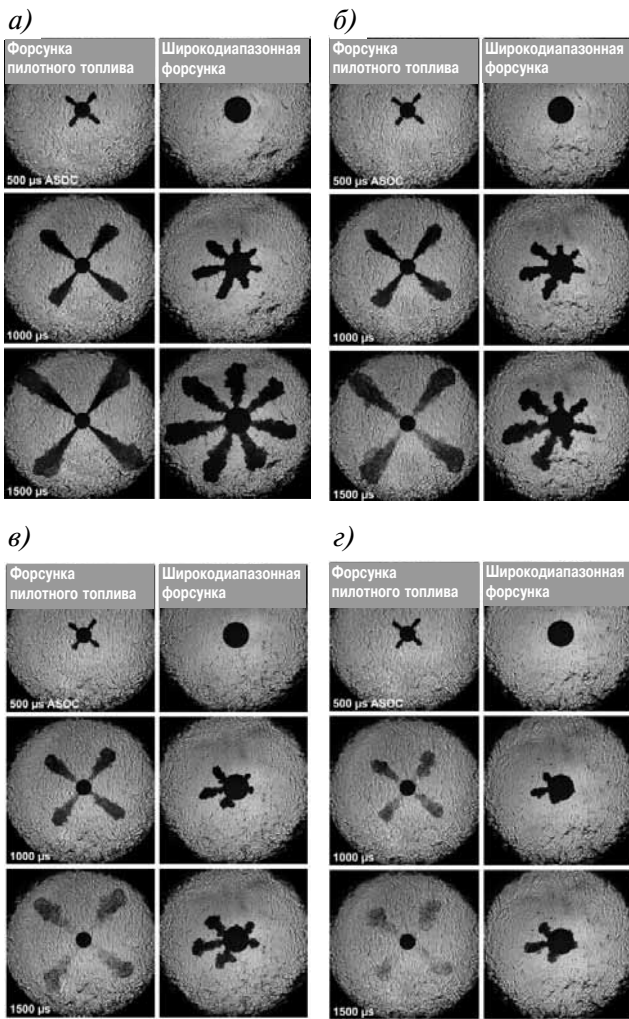


Рис. 10. Развитие факела паровой фазы при впрыске топлива форсункой пилотного топлива и широкодиапазонной форсункой в количестве:

а – 10 %; б – 3 %; в – 1 %; г – 0,5 %

пилотного топлива при столь малых дозах уменьшается, эта форсунка обладает явным преимуществом над широкодиапазонной форсункой в отношении дальнобойности факела и симметрии.

Для того чтобы оценить влияние давления в системе common rail при столь малых объемах впрыска была проведена серия экспериментов при постоянном значении массы впрыска, соответствующей 1 % ЭДДТ. Их результаты показаны на рис. 11. Сравнение результатов экспериментов при повышении давления в системе common rail (800, 1600 и 2200 бар) показало, что, хотя во всех трех случаях идеальная симметрия не достигается, длина факела с ростом давления в системе common rail увеличивается, т. е. создаются более благоприятные условия с точки зрения рабочего процесса.

Выводы

Как показало исследование жидкой и паровой фазы впрыска оптическими методами, несмотря

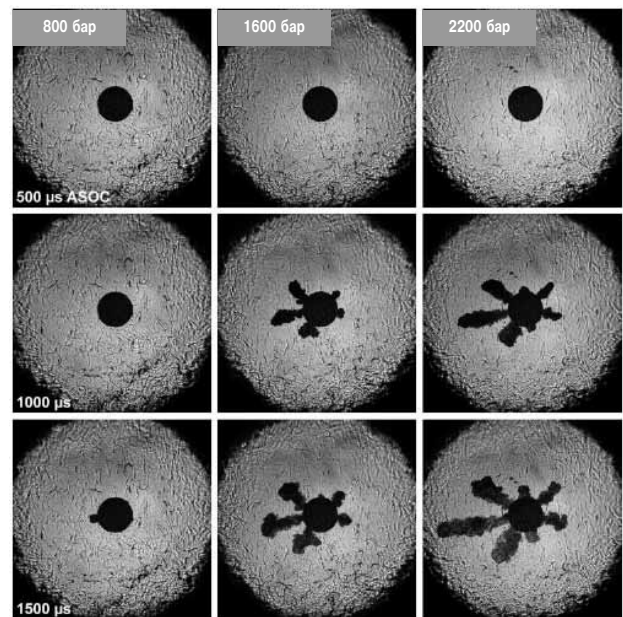


Рис. 11. Развитие факела паровой фазы при давлении в системе common rail 800, 1600 и 2200 бар

на небольшой разброс объема впрыска по сопловым отверстиям широкодиапазонной форсунки, резерв для улучшения данного показателя существует. При значении массы впрыска, соответствующей 10 % ЭДДТ, показатели симметрии широкодиапазонной форсунки и форсунки пилотного топлива уже сопоставимы. Однако некоторая разница все же имеет место, в особенности при относительной величине массы впрыска 1 % и ниже. Картина (в смысле длины факела) в обоих случаях получается очень похожей. При относительной величине массы впрыска 10 % длина факела для обеих форсунок практически одинакова. Длина факела при уменьшении массы впрыска уменьшается, и этот недостаток наиболее заметен в случае широкодиапазонной форсунки, особенно при двух наименьших значениях цикловой подачи. Однако для широкодиапазонной форсунки остается значительный резерв увеличения длины факела за счет повышения давления в системе common rail.

Нужно также иметь в виду, что распылитель широкодиапазонной форсунки был выбран случайным образом среди нескольких распылителей с одинаковой геометрией. Так что не исключено, что у данного конкретного экземпляра асимметрия была особенно велика.

Исследования на одноцилиндровом отсеке

Организация эксперимента и методы измерений

Испытания проводились в лаборатории LEC GmbH в Граце на опытном одноцилиндровом отсеке высокооборотного двигателя с рабочим объемом 6 л и номинальной частотой вращения 1500 об/мин. Обе форсунки устанавливались

по центру головки цилиндра. На основании ранее проведенных исследований можно утверждать такое расположение форсунки является оптимальным [18]. На рис. 12 схематически показано размещение форсунки пилотного топлива (слева) и широкодиапазонной форсунки (справа).

Газообразное топливо поступает в отсек через смеситель Вентури, расположенный во всасывающем ресивере, где оно смешивается с воздухом, поступающим из системы внешних компрессоров. Дизельное топливо поступает из ТНВД при давлении в системе common rail до 2200 бар. Все внешние среды, поступающие в двигатель

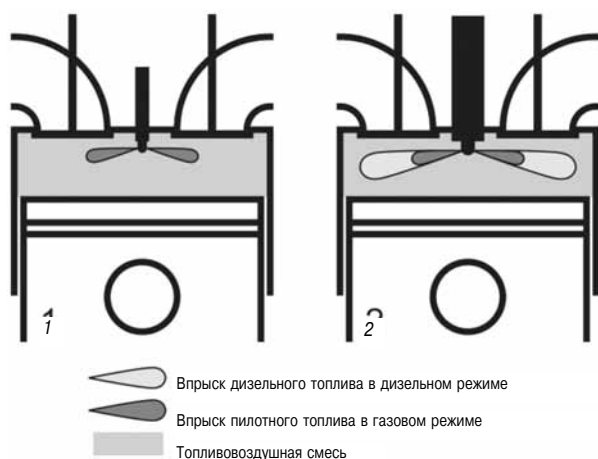


Рис. 12. Схема установки форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки в центральном положении

(охлаждающая вода, смазочное масло и воздух для сгорания), по своим параметрам соответствовали стандартным условиям испытаний. Испытательный стенд оборудован системами измерений, позволяющими регистрировать данные как медленных, так и быстрых процессов.

Граничные условия

Для сравнительной оценки параметров работы двигателя с форсунками обоих типов при значениях ЭДДТ 10, 3, 1 и 0,5 % были выбраны характерные точки рабочих режимов. При этом конфигурация измерительной аппаратуры и условия измерений поддерживались постоянными, в том числе:

- степень сжатия: постоянная;
- среднее эффективное давление: 22 бар (исходя из предполагаемого FMEP целевого многоцилиндрового двигателя);
- коэффициент избытка воздуха: постоянный;
- давление в системе common rail: 1600 бар;
- температура воздуха в ресивере: 45 °С;
- метановое число: = 87 (показатель качества природного газа).

В качестве ограничений были приняты следующие предельно допустимые показатели вредных выбросов, установленные нормативами

ЕРА (США) для двигателей внутреннего сгорания внедорожных установок мощностью свыше 560 кВт:

- Tier 2: 6,4 г/кВт·ч для суммы NO_x и неметановых углеводородов [31];
- Tier 4 (за исключением двигатель-генераторов): 3,5 г/кВт·ч для NO_x [32].

При значениях ЭДДТ 3 и 10 % для сравнения форсунок использовались нормы Tier 2, поскольку в этом случае выбросы NO_x обычно выше, чем при меньших ЭДДТ. Еще раз отметим, что учитывались только NO_x и неметановые углеводороды. Нужно также иметь в виду, что упомянутые нормы выбросов применимы только при испытаниях по стандартным нагрузочным циклам, принятым для целей сертификации. Для оценки форсунок, однако, было признано достаточным проведение испытаний только при номинальной нагрузке. При значениях ЭДДТ 0,5 и 1 % подход был аналогичным, с той разницей, что целевым показателем был выбран выброс NO_x в пределах 3,5 г/кВт·ч.

Варьирование ЭДДТ: результаты измерений и анализ

На рис. 13 представлены результаты измерений важнейших из медленно меняющихся показателей. При значениях ЭДДТ 3 и 10 % настройка (путем соответствующих регулировок углов впрыска) производилась из условия ограничения выбросов NO_x величиной 6,4 г/кВт·ч. Снижение выбросов NO_x в данном диапазоне ЭДДТ приводит к уменьшению КПД. При двух других (меньших) значениях цикловой подачи — 1 и 0,5 — выбросы NO_x в основном были меньше целевого показателя 3,5 г/кВт·ч. С учетом этого, регулировки в рабочих точках были направлены на достижение максимально возможного КПД.

Как видно из рис. 13, при значении ЭДДТ 10 % показатели качества рабочего процесса с широкодиапазонной форсункой (а именно, COV_{IMEP}) несколько выше, чем с форсункой пилотного топлива, несмотря на некоторый рост задержки воспламенения. По-видимому, при относительно больших значениях ЭДДТ влияние изменения процесса начала сгорания по углу ПКВ на COV_{IMEP} не столь велико, как при малых (см. рис. 4). Тот факт, что в данном диапазоне относительного объема впрыска обе форсунки обеспечивают приемлемые значения COV_{IMEP}, подтверждается исследованиями на специальной оптической камере, которые показывают, что в этом случае обе форсунки характеризуются удовлетворительными значениями дальноточности и симметрии факела. Что касается индикаторного КПД (η_i), то здесь форсунка пилотного топлива имеет некоторое преимущество перед широкодиапазонной форсункой, обеспечивая более раннее вос-

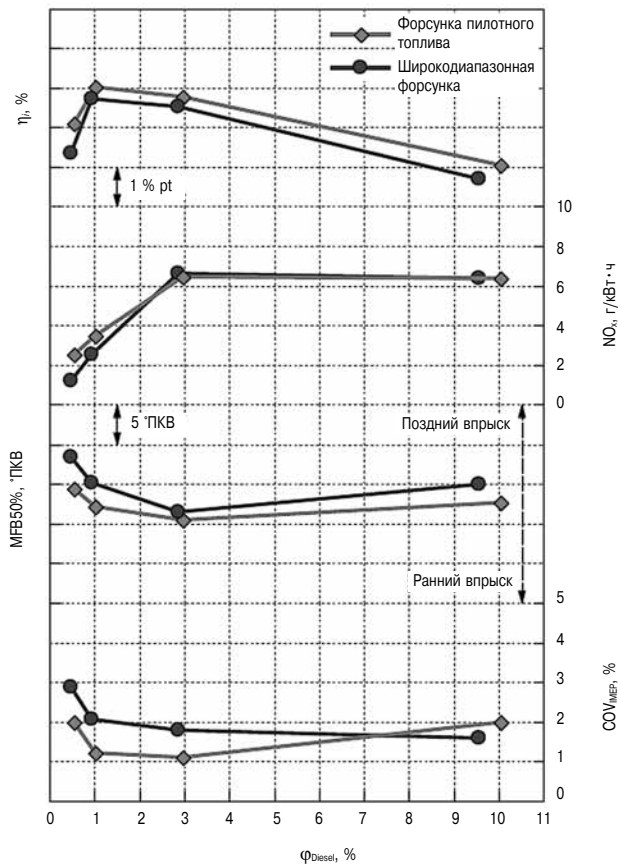


Рис. 13. Сравнение форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки при различных значениях ЭДДТ

пламенение при том же заданном уровне NO_x .

Причины этого эффекта становятся понятными из рис. 14, где показаны кривые скорости тепловыделения (HRR) и скорости впрыска при ЭДДТ 10 %. В последующих рисунках масштаб по обеим осям сохранен без изменений. За счет большего проходного сечения широкодиапазонная форсунка осуществляет впрыск цикловой подачи дизельного топлива до начала сгорания, тогда как впрыск форсункой пилотного топлива в момент начала сгорания еще не закончен. Поэтому в первом случае сгорание происходит с более выраженным пиком давления и температуры, а также выброса NO_x . Это означает, что для поддержания выброса NO_x в пределах 6,4 $\text{г/кВт}\cdot\text{ч}$ задержка воспламенения должна быть увеличена. Следует отметить, что длительность впрыска форсункой пилотного топлива чрезмерно высока. Сильные колебания скорости тепловыделения возникают в результате возбуждения заряда из-за раннего зажигания впрыснутого дизельного топлива. Это явление называется «звоном» (ср. Kirsten и др. [8]).

Анализ потерь согласно Pischinger и др. [17] показал, что выигрыш в КПД при использовании форсунки пилотного топлива происходит главным

образом за счет изменения фазы начала сгорания, более раннего, чем в случае использования широкодиапазонной форсунки. Потери от теплопроводности стенок и гидравлические потери были для обеих форсунок примерно одинаковы. Это в равной мере относится и к другим рабочим точкам с малыми ЭДДТ. Характер изменения кривой ROI для широкодиапазонной форсунки (рис. 14) показывает, что, как и у форсунки пилотного топлива, фаза стабильной скорости впрыска отсутствует. Широкодиапазонная форсунка работает только в области баллистического впрыска, где игла открыта не полностью. Это относится и к меньшим значениям ЭДДТ. Однако, как уже говорилось ранее, при анализе итогов оптического исследования, асимметрия впрыска оказалась пренебрежимо малой, и на результаты экспериментов на SCE не влияет. Как видно из рис. 13, при ЭДДТ 3 % небольшое преимущество по КПД имеет форсунка пилотного топлива. Из данных рис. 15 следует, что разница в фазах начала сгорания для обоих типов форсунок в данном случае меньше, чем при ЭДДТ 10 %. При ЭДДТ 3 % пиковые значения давления и температуры для обоих типов форсунок одинаковы, поскольку впрыск и той и другой форсункой заканчивается до начала сгорания. Несмотря на то что в случае с широкодиапазонной форсункой сгорание начинается чуть раньше, процесс основного сгорания идет медленнее, чем с форсункой пилотного топлива, что несколько снижает КПД. С широкодиапазонной форсункой значение COV_{IMEP} выше, возможно, из-за большей разницы в показателях асимметрии впрыска и дальнобойности факела, как это видно из опытов с оптической камерой.

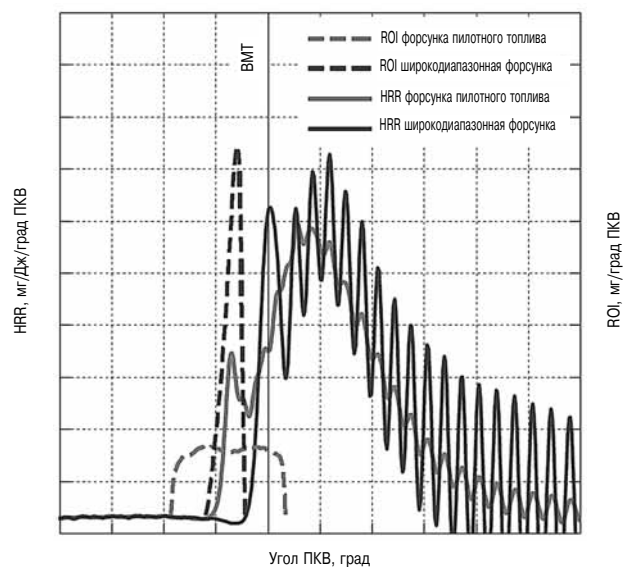


Рис. 14. Сравнение кривых HRR для форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки при ЭДДТ 10 %

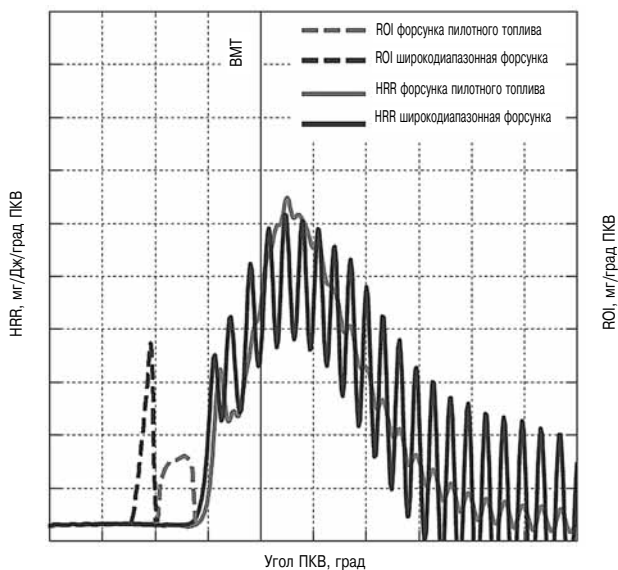


Рис. 15. Сравнение кривых HRR для форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки при ЭДДТ 3 %

Кривые медленно текущих процессов, показанные на рис. 13, свидетельствуют о том, что при малых значениях ЭДДТ — 1 и 0,5 % — фактические величины NO_x всегда ниже заданного предела 3,5 г/кВт·ч. В этих случаях рабочие точки наибольшего КПД, выбранные для сравнения, одновременно являются точками с наиболее ранним из возможных процессом сгорания. Как отмечалось в разделе «Требования к системе подачи дизельного топлива двухтопливного двигателя», возможность сдвига в сторону более раннего сгорания за счет соответствующего сдвига угла опережения впрыска топлива имеет свой предел. Более раннее сгорание можно получить с форсункой пилотного топлива. Это же подтверждается кривыми тепловыделения для значений ЭДДТ 1 и 0,5 % соответственно (рис. 16, а и б). Хотя момент начала сгорания для обеих форсунок одинаков, начальный участок кривой тепловыделения для форсунки пилотного топлива имеет более крутой наклон, что приводит к соответствующему росту КПД (но с увеличением при этом выбросов NO_x , хотя и остающихся в заданных пределах). Более быстрое сгорание при впрыске форсункой пилотного топлива может быть объяснено увеличением дальности факела, что приводит к увеличению площади поверхности факела в газозвушной смеси. Как отмечалось выше, фазы сгорания заметно влияют на COV_{IMEP} при очень малых значениях ЭДДТ, что можно отнести к недостаткам широкодиапазонной форсунки.

При значениях ЭДДТ 1 и 0,5 % пик сгорания почти незаметен. Последнее может быть вызвано более ранним впрыском, ведущим к росту задержки воспламенения, что обеспечивает более эф-

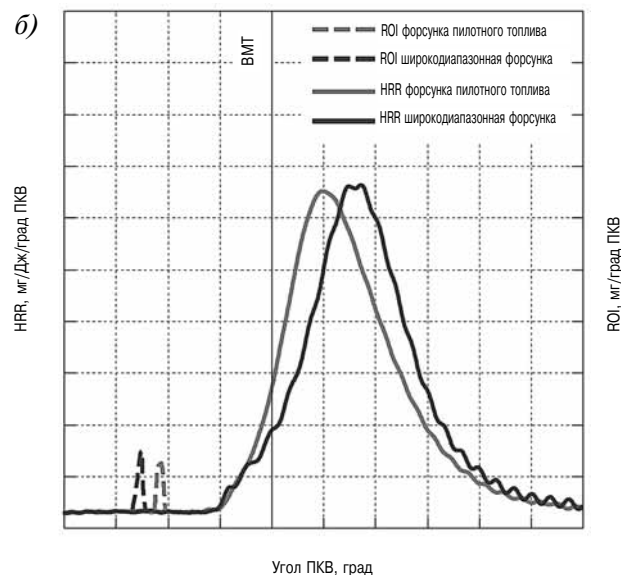
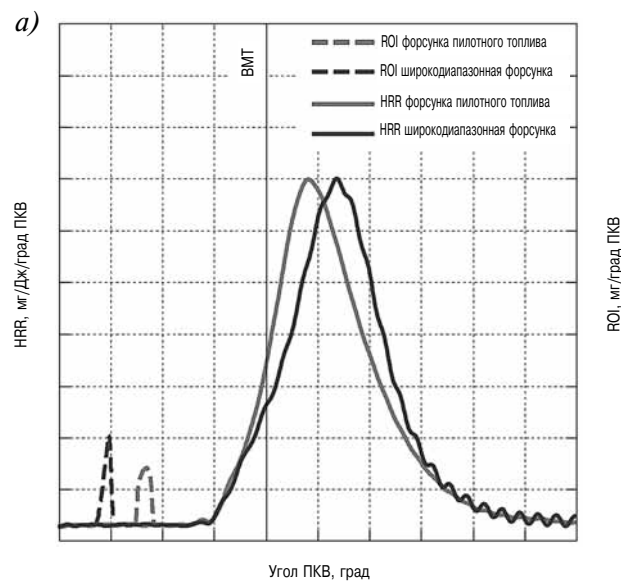


Рис. 16. Сравнение кривых HRR для форсунки пилотного топлива и широкодиапазонной форсунки при ЭДДТ 1% (а) и 0,5 % (б)

фективное смешивание пилотного топлива с имеющейся газозвушной смесью. Эти процессы пока еще подробно не исследовались, и требуют дальнейшего изучения. Отметим также, что при очень малых значениях ЭДДТ на кривые, полученные на SCE, накладываются сильные флуктуации, что несколько снижает точность измерений.

Результаты измерений на SCE согласуются с результатами измерений в оптической камере, которые свидетельствуют о том, что при ЭДДТ 1 и 0,5 % для широкодиапазонной форсунки еще остается резерв для улучшения дальности факела и симметрии впрыска (в сравнении с самой современной форсункой пилотного топлива).

Вариации давления в системе common rail — результаты измерений и их анализ

Планы эксперимента в оптической камере включали изучение вариаций давления в системе common rail при значениях ЭДДТ 1 % для широкодиапазонной форсунки. Аналогичные исследования проводились на одноцилиндровом отсеке для изучения влияния на рабочий процесс давления в системе common rail. При этом остальные граничные условия в SCE оставались неизменными (см. выше).

На рис. 17 показаны итоговые результаты измерений на SCE при давлении в системе common rail 800, 1600 и 2200 бар. Давление варьировалось при постоянном значении MFB50 % с тем, чтобы можно было оценить COV_{ИМЕР} при сопоставимых граничных условиях. При увеличении давления в системе common rail устойчивость рабочего процесса заметно повышается. Как можно судить по результатам испытаний в специальной оптической камере, повышение давления в системе common rail заметно увеличивает дальность факела. Последнее повышает устойчивость рабочего процесса.

По кривым тепловыделения на рис. 18 можно судить также о динамике образования NO_x. Кроме того, формирование NO_x моделировалось

с использованием нульмерной двухзональной модели [9], включающей механизм реакций согласно работе Pattas и Hafner [15]. Эта модель была разработана специально для двухтопливных двигателей. Двухзональность означает наличие в камере сгорания двух зон — сгоревшего и несгоревшего топлива, что существенно для правильного моделирования образования NO_x. Результаты моделирования показывают, что выраженные пики давления, особенно заметные при давлениях в системе common rail 800 и 1600 бар, приводят к интенсивному формированию NO_x, тогда как при давлении 2200 бар в начале сгорания образование NO_x незначительно. Скорость образования NO_x при давлении 2200 бар гораздо ниже в первой половине процесса сгорания, поскольку температура в зоне выгоревшего топлива в этом случае остается ниже, чем при давлениях 800 и 1600 бар. В итоге происходит значительное снижение выбросов NO_x при самом высоком давлении впрыска.

Здесь также производился расчет потерь по Pischinger и др. [17], чтобы понять, как они отражаются на КПД двигателя. Оказалось, что повышение КПД при давлении впрыска 2200 бар достигается главным образом за счет уменьшения потерь из-за неполного сгорания. По сравнению с двумя другими точками — 800 и 1600 бар — процесс начала сгорания при давлении 2200 бар слегка замедляется, что с избытком компенсируется более высокой скоростью тепловыделения и относительно ранним концом сгорания. Для выяснения причины столь резкого изменения формы кривой тепловыделения при росте давления впрыска необходимы дальнейшие исследования.

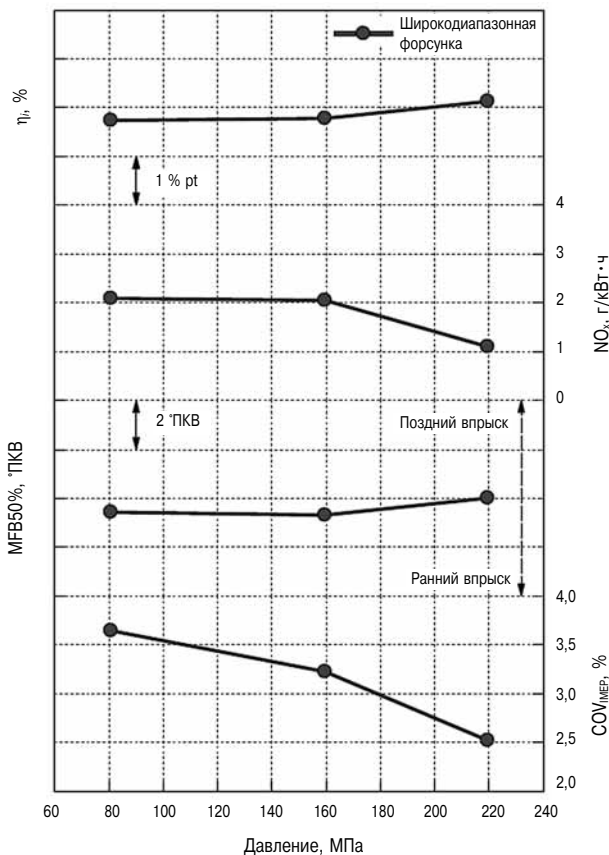


Рис. 17. Вариации давления в системе common rail при работе с широкодиапазонной форсункой

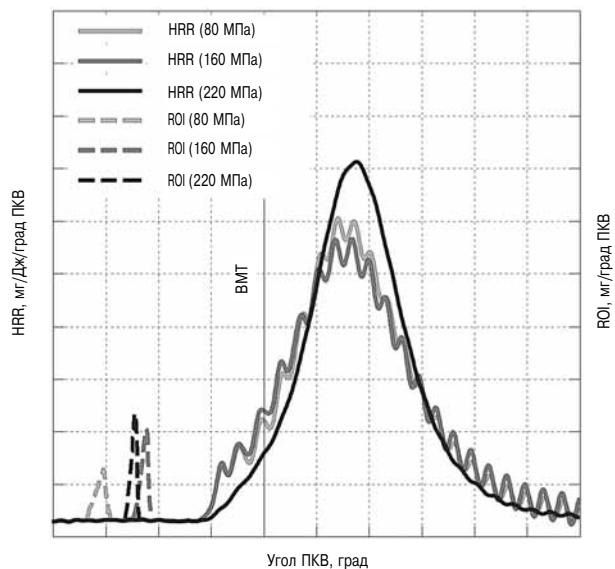


Рис. 18. Сравнение кривых HRR с широкодиапазонной форсункой при различных значениях давлениях впрыска дизельного топлива

Выводы

Как показали испытания на SCE, прототип широкодиапазонной форсунки показывает удовлетворительные результаты при величине ЭДДТ 10 % и менее. В сущности, с широкодиапазонной форсункой могут быть достигнуты почти те же значения КПД, которые получены с форсункой пилотного топлива. В то же время при значениях ЭДДТ 3 % и менее возникают проблемы, связанные с потерей устойчивости сгорания.

Однако за счет варьирования давления в системе common rail, даже при подаче дизельного топлива 1 %, резерв стабилизации процесса сгорания существуют. Влияние типа форсунки на выбросы метана детально не изучалось. Поскольку выбросы общих углеводородов для обеих форсунок практически одинаковы, нет причин ожидать их роста при использовании широкодиапазонной форсунки.

Заключение и перспективы

К системам впрыска двухтопливных двигателей, обеспечивающих работу в широком диапазоне цикловых подач (от 1 % и менее до 100 %) предъявляются серьезные требования. С одной стороны, должно быть обеспечено точное дозирование впрыска во всем рабочем диапазоне, с другой — система не должна быть слишком сложной и дорогостоящей. Это вызвало необходимость создания универсальной форсунки с одним распылителем, способной работать во всем рабочем диапазоне. При этом, однако, возникают серьезные проблемы, связанные с необходимостью обеспечить впрыск очень малых ЭДДТ, чтобы уложиться в жесткие нормативы допустимых выбросов NO_x .

Результаты испытаний широкодиапазонной форсунки, созданной фирмой «L'Orange», оказались весьма многообещающими. В частности, это относится к работе при ЭДДТ порядка 10 %, где обе исследуемых форсунки — пилотного топлива и широкодиапазонной — продемонстрировали практически одинаковые результаты в смысле качества топливного факела и технических характеристик двигателя. При уменьшении ЭДДТ до 3 % и менее результаты широкодиапазонной форсунки оказались несколько хуже. В этом диапазоне форсунка пилотного топлива показала меньший разброс впрыска по сопловым отверстиям и лучшую дальнобойность факела. Поэтому двигатель, оборудованный такой форсункой, имеет лучшие показатели качества рабочего процесса и более высокий КПД. Впрочем, за исключением рабочей точки с ЭДДТ 0,5 %, эта разница не столь велика.

Показатели широкодиапазонной форсунки могут быть улучшены за счет оптимизации гео-

метрии распылителя и характеристик впрыска. В настоящее время L'Orange работает над совершенствованием распылителя широкодиапазонной форсунки с целью дальнейшего улучшения ее показателей.

Литература

1. *Bosch W.* «Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Messgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen», in: «Motortechnische Zeitschrift», Vol. 25, Issue №. 7, 1964. — P. 268–282.
2. *Bockhoff N., Hanenkamp A.* «Der 51/60DF von MAN Diesel SE — Der leistungsstärkste 4-Takt Dual Fuel Motor», in: WTZ Rosslau GmbH (ed.): «Conference Proceedings, 5th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2007. — P. 216–229.
3. *Buchholz B.* «Saubere Grossmotoren für die Zukunft — Herausforderung für die Forschung», in: Harndorf, H. (ed.): «Die Zukunft der Großmotoren III, 3. Rostocker Grossmotorentagung», Rostock, 2014. — P. 1–14.
4. Caterpillar Motoren GmbH & Co KG: «M 34 DF Project Guide / Generator Set», 2014. Accessible on the internet at: http://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10752_592, accessed on: 2016-01-05.
5. *Hall E.* «Dual fuel for medium speed engines in Transportation», presentation at conference: «6th AVL Large Engines TechDays», Graz, 2014.
6. *Hanenkamp A., Bockhoff N.* «The 51/60 DF and V32/40 PGI — modern Gas engines from MAN Diesel SE. Their way from development to serial application», in: WTZ Rosslau GmbH (ed.): «Conference Proceedings, 6th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2009, — P. 129–143.
7. International Maritime Organization. «Nitrogen Oxides (NO_x) — Regulation 13», at: www.imo.org, 2015. Online: [http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx), accessed on: 2016-04-15.
8. *Kirsten M., Pirker G., Redtenbacher C. et al.* «Advanced Knock Detection for Diesel/Natural Gas Dual Fuel Engine Operation», SAE Technical Paper, 2016-01-0785, 2016, doi:10.4271/2016-01-0785.
9. *Krenn M.* «Methoden für die thermodynamische Analyse und Simulation der Dual Fuel Verbrennung in Grossmotoren», Dissertation, Graz University of Technology, Graz, 2015. — P. 13.
10. MAN Diesel & Turbo. «Power Plants Programme 2015/16», 2015. Accessible on the internet at: <http://powerplants.man.eu/docs/librariesprovider7/stationsta-engine-programme/power-plants-programme-2015.pdf>, accessed on: 2015-12-10.
11. *Mohr H., Frobenius M.* «Optimierung von Diesel-/Gas-Grossmotoren für unterschiedlichste Anwendungen», in: Harndorf, H. (ed.): «Die Zukunft der Großmotoren III, 3. Rostocker Großmotorentagung», Rostock, 2014, pp. 138–149.
12. *Mooser D.* «Brenngase und Gasmotoren», in: Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (ed.): «Handbuch Dieselmotoren», 3. Auflage, Berlin Heidelberg New York, 2007, pp. 132 ff.

13. *Superina E.* «Image #215 — Arctic Princess — 9271248 — LNG Tanker», at www.maritime-connector.com, 2012. Online: <http://www.maritime-connector.com/image/arctic-princess-9271248/215/>, accessed on: 2015-12-10.

14. *Pastor J.V., Payri R., Garcia-Oliver J.M. et al.* «Use of Mie + Schlieren for Multi-Hole Nozzle Visualization», in: «Atomization and Sprays», Vol. 21, Issue № 6, 2011. — P. 503–520.

15. *Pattas K., Hafner G.* «Stickoxidbildung bei der otomotorischen Verbrennung», in: «Motortechnische Zeitschrift», Vol. 34, Issue № 12, 1973. — P. 397–404.

16. *Payri R., Salvador F.J., Gimeno J. et al.* «Injection Rate Measurements», in: «Experimental Techniques», Vol. 32, Issue № 1, 2007. — P. 46–49.

17. *Pischinger R., Klell M., Sams T.* «Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine» (= technical book series: List, H. (ed.): «Der Fahrzeugantrieb»), 3rd edition, Vienna, 2009. — P. 349 ff.

18. *Redtenbacher C., Kiesling C. Wimmer A. et al.* «Dual Fuel Brennvverfahren — Ein zukunftsweisendes Konzept vom PKW — bis zum Grossmotorenbereich?», contribution at conference: «37. Internationales Wiener Motorensymposium», Vienna, 2016.

19. Ricardo plc: «Ricardo helps Canadian National railroad assess the benefits of natural gas traction», at: www.ricardo.com, 2015. Online: <http://www.ricardo.com/EN-GB/News--Media/Press-releases/News-releases1/2013/Ricardo-helps-Canadian-National-railroad-assess-the-benefits-of-natural-gas-traction/>, accessed on: 2015-12-10.

20. *Schimon R.* «Injection Systems for dual fuel applications», presentation at conference: «6th CIMAC CASCADES», Graz, 2015.

21. *Sell J.* «Marine Klassifikation von Gasmotoren - Beweggrunde, Anforderungen, Herausforderungen», in: WTZ Rosslau gGmbH (ed.): «Conference Proceedings, 9th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2015. — P. 13–20.

22. *Settles G.S.* «Schlieren and Shadowgraph Techniques: Visualizing Phenomena in Transparent Media», 1st edition, Berlin Heidelberg New York, 2001, pp. 25 ff.

23. *Troberg M., Portin K. Jarvi A.* «Update on Wartsila 4-stroke Gas Product Development». Paper № 406, CIMAC Congress 2013, Shanghai.

24. *Watanabe K. Goto S. Hashimoto T.* «Advanced development of medium speed gas engine targeting to marine and land», Paper № 99, CIMAC Congress 2013, Shanghai.

25. Wartsila Corporation. «Power Plants Solutions 2016», 2016. Accessible on the internet at: http://cdn.wartsila.com/docs/default-source/Power-Plants-documents/ppscatalog2016_lowres_260216.pdf?sfvrsn=2, accessed on: 2016-04-15.

26. Wartsila Corporation. «Wartsila 34DF Engine Technology», 2009. Accessible on the internet at: <http://www.wartsila.com/file/Wartsila/1278529594250a1267106724867-Wartsila-O-E-W-34DF-TR.pdf>, accessed on: 2013-08-01.

27. Wartsila Corporation. «Wartsila 50DF Engine Technology», 2009. Accessible on the internet at: <http://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-o-e-w-50df-tr.pdf?sfvrsn=6>, accessed on: 2016-04-15.

28. Wartsila Corporation. «World's largest engine power plant by Wartsila to be inaugurated today in Jordan», at: www.wartsila.com, 2015. Online: <http://www.wartsila.com/media/news/29-04-2015-world-s-largest-engine-power-plant-by-wartsila-to-be-inaugurated-today-in-jordan>, accessed on: 2015-12-10.

29. *Willmann M., Bucher T., Senghaas C. et al.* «Diesel injection systems for large diesel engines in gas and dual-fuel operation», contribution at conference: «Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren 2012, 7. Internationale MTZ-Fachtagung», Nuremberg, 2012.

30. *Willmann M., Senghaas C., Schmidt R.-M.* «New Generation DUAL FUEL Injection Systems», presentation at conference: «6th AVL Large Engines TechDays», Graz, 2014.

31. United States Environmental Protection Agency. «Code of Federal Regulations, Title 40, Protection of Environment», 2015, 40 CFR 89.112, Table 1. Accessible on the internet at: <https://www.gpo.gov/fdsys/browse/collectionCfr.action?collectionCod=CFR>, accessed on 2015-12-16.

32. United States Environmental Protection Agency. «Code of Federal Regulations, Title 40, Protection of Environment», 2015, 40 CFR 1039.101, Table 1. Accessible on the internet at: <https://www.gpo.gov/fdsys/browse/collectionCfr.action?collectionCod=CFR>, accessed on 2015-12-16.

Условные обозначения и сокращения

ASOC	После начала впрыска (After Start of Current)
BMEP	Среднее эффективное давление (Brake Mean Effective Pressure)
COV	Коэффициент вариации (Coefficient of Variation)
EAR	Коэффициент избытка воздуха (Excess Air Ratio)
FMEP	Среднее эффективное давление трения (Friction Mean Effective Pressure)
HRR	Скорость тепловыделения (Heat Release Rate)
IMEP	Индикаторное среднее эффективное давление (Indicated Mean Effective Pressure)
MFB50%	Выгорание 50% массы (топлива) (50 % Mass Fraction Burned)
NO _x	Окислы азота (Nitrogen Oxides)
ROI	Скорость впрыска (Rate of Injection)
SCE	Одноцилиндровый опытный отсек (Single Cylinder Research Engine)
φ _{Diesel}	Энергетическая доля дизельного топлива (ЭДДТ), (Energetic Diesel Fraction)
η _i	Индикаторный КПД (Indicated Efficiency)

РАЗРАБОТКА ФОРСУНКИ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ФИРМЫ OMT ДЛЯ СИСТЕМЫ COMMON RAIL

*Marco Coppo, Klaus Heim, Carlo Cocito
OMT S.p.A.*

Реферат

Концепция форсунки common rail нового поколения фирмы OMT была представлена на Конгрессе CIMAC в 2013 году. С тех пор на ее основе был разработан ряд типовых конструкций для двухтактных и четырехтактных среднеоборотных дизелей различной размерности.

Вариант форсунки для двухтактных дизелей, рассчитан на давление в системе common rail 1250 бар. Форсунка способна реализовать характерный для малооборотных двигателей продолжительный цикл топливоподачи длительностью до 40 мс без ощутимого провала давления, сохраняя при этом возможность прецизионного мультивпрыска — до пяти впрысков за цикл. Этого удалось достичь за счет размещения аккумулятора в теле форсунки, работающего в сочетании с внешними аккумуляторами, одновременно функционирующими как топливные резервуары и как узлы топливных соединений между цилиндрами. Расположение этих узлов дает возможность двум форсункам любого цилиндра получать топливо от разных аккумуляторов, что позволило свести их размеры к минимуму. Комплект новых форсунок в настоящее время проходит эксплуатационные испытания на двигателе танкера снабжения (шельфовой буровой установки). Их наработка составила несколько сотен часов без каких-либо проблем.

Версия форсунки для четырехтактных дизелей рассчитана на давление в системе common rail 2200 бар. Это соответствует современным тенденциям, согласно которым двигатель может работать как двухтопливный на жидком или газообразном топливах. Наличие нескольких каналов для разных видов топлива существенно усложняет конструкцию систем топливоподачи. Использование одной системы подачи жидкого горючего в качестве не только основного (для работы дизельном режиме), но и пилотного топлива (в газовом режиме) позволяет резко сократить протяженность дорогих и занимающих много места топливопроводов common rail, заметно упрощает и удешевляет всю установку.

В настоящей статье приведена концепция создания форсунки нового типа, удобной для встраивания в цилиндрические головки существующих двигателей, с возможностью размещения встроенного аккумулятора в пространстве между головкой и крышкой. Форсунка имеет боковое отверстие для подачи топлива через подводную

трубку, при этом подводная трубка и перемычки находятся снаружи головки цилиндра, что исключает необходимость в прокладке трубок через крышки головок цилиндров.

В форсунке используются те же детали — электромагнит и управляющий клапан — что и в версии для двухтактного двигателя с целью повышения взаимозаменяемости, надежности и снижения стоимости. С помощью CFD-моделирования были разработаны новые конструкции корпуса форсунки распылителя и наконечника иглы. Разработчикам удалось уменьшить объем полости распылителя, избежав при этом проблем, связанных с кавитационной эрозией. Такие проблемы довольно типичны для распылителей common rail, работающих при сверхвысоких давлениях. Малый объем полости распылителя позволил значительно снизить выброс несгоревших углеводородов, а также, в сочетании с новой формой иглы форсунки, повысить точность дозирования малых количеств пилотного топлива в газовом режиме.

В докладе приведены результаты испытаний варианта форсунки для среднеоборотных главных судовых дизелей с диаметром цилиндра 250–300 мм.

Введение

К главным судовым двигателям предъявляются все более жесткие требования по сокращению вредных выбросов. Настолько жесткие, что одних лишь «косметических» улучшений для их удовлетворения оказалось недостаточно. Поэтому проектантам мало- и среднеоборотных двигателей пришлось обратиться к новым технологиям, которые позволили бы достичь намеченных целей.

В первую очередь это относится к системе common rail, уже давно освоенной производителями автомобильных высокооборотных дизелей. Эта система отличается высокой адаптивностью, а главное, позволяет реализовать сверхвысокие давления впрыска, что является одним из главных направлений улучшения рабочего процесса.

Поскольку в последнее время технологией common rail заинтересовались производители средне- и малооборотных двигателей, поставщики топливной аппаратуры приступили к разработке изделий для этого сегмента рынка.

Фирма OMT разработала и представила на Конгрессе CIMAC в 2013 году [1] два типоразмера систем «common rail» для средне- и малооборотных двигателей [2, 3].

В настоящем докладе представлены конструкция и технические характеристики новых форсунок, приведены результаты их испытаний.

Версия для малооборотных двигателей

Давление впрыска в малооборотных двигателях традиционно ниже, чем в среднеоборотных. Как

правило, оно не превышает 60–100 МПа. Представленная конструкция предназначена для работы при постоянном давлении впрыска 125 МПа. Такой уровень давления существенно расширяет возможности управления процессом сгорания.

Основным требованием к данной системе является возможность работы в режиме мульти-впрыска, позволяющем осуществить до пяти впрысков за один рабочий цикл дизеля.

Кроме того, существует ряд специфических требований к системе впрыска, определяемых архитектурой и рабочими режимами малооборотных двигателей. Большая цилиндровая мощность и малая частота вращения требуют больших объемов подачи (до 35 г) и большой продолжительности впрыска (до 35–40 мс) с поддержанием при этом постоянного давления топлива в течение всего периода впрыска.

Дополнительными трудностями при создании форсунки являются отсутствие контура охлаждения сопла распылителя, что требует наличия с золотника для изоляции большого объема полости — схема, принятая в наиболее современных малооборотных дизелях.

Конструкция форсунки

В большинстве современных систем common rail используются форсунки с управлением по времени, где количество подаваемого топлива должно быть строго пропорционально длительности токового сигнала, управляющего золотниками форсунок.

Система управления двигателем использует эту зависимость для расчета времени открытия электромагнита, необходимого для впрыска заданной подачи топлива. Это относится ко всем форсункам каждого цилиндра.

Однако на практике из-за наличия производственных допусков и флуктуаций давления в системе эта закономерность может нарушаться. В результате при одинаковой длительности управляющего сигнала количество впрыскиваемого топлива в цилиндры будет разным.

Современные малооборотные двигатели имеют датчики давления в цилиндре, что позволяет в какой-то степени сгладить неравномерность подачи на уровне индивидуального цилиндра. Однако в таких двигателях в каждом цилиндре устанавливается, как правило, по 2–3 форсунки, чтобы добиться равномерного распределения топлива по объему камеры сгорания и тем самым обеспечить оптимальный компромисс между расходом топлива и выбросами. Поэтому разброс цикловой подачи по форсункам нужно по возможности свести к минимуму.

Для этого необходимо, во-первых, ужесточить производственные допуски, во-вторых, за счет

оптимальной архитектуры системы снизить влияние флуктуаций давления.

Последние зависят от динамических характеристик трубок системы, поскольку способность быстро реагировать на колебания расхода, связанные, например, с открытием или закрытием форсунки, ограничена скоростью звука. Чем больше двигатель, тем длиннее топливные трубки и тем медленнее система будет реагировать на любые возмущения.

Обязательным условием стабильности многоточечного впрыска является восстановление давления в форсунке до начала каждого следующего впрыска. В то же время интервал между впрысками для этого слишком мал, если учесть инерционность системы «common rail — форсунка».

В новой конструкции форсунки со встроенным аккумулятором (рис. 1) обеспечена «развязка» динамических свойств трубки и форсунки, что дает возможность впрыска больших цикловых подач топлива через распылитель при ограниченной пропускной способности трубки, соединяющей систему common rail и форсунку.

При расчете внутреннего аккумулятора ставилась задача не допустить перепада давления в линии «common rail — форсунка» более чем 7,5 МПа, что обеспечивает аккумулятор объемом порядка 500 см³.

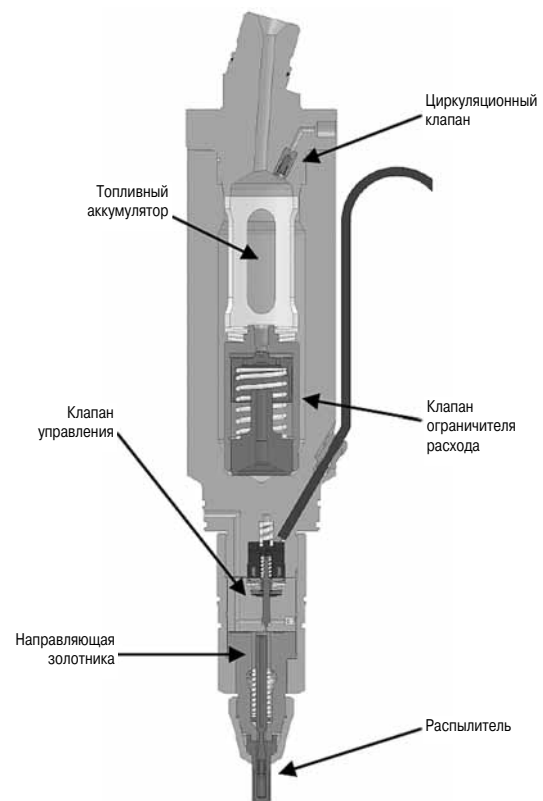


Рис. 1. Схема форсунки системы common rail для малооборотных двигателей с диаметром цилиндра от 45 до 65 см



Рис. 2. Форсунка системы common rail для малооборотных двигателей с диаметром цилиндра от 45 до 65 см

По соображениям безопасности каждая современная система common rail снабжена ограничителем расхода, не позволяющим подать в цилиндр за один впрыск количество топлива больше предельно допустимого. Дело в том, что, в отличие от обычных систем насос—трубка—форсунка, в системе «common rail» форсунка находится под давлением постоянно, поэтому при зависании иглы в открытом положении двигатель может быть «залит» топливом.

В форсунке со встроенной топливной емкостью клапан ограничителя расхода должен устанавливаться не между трубкой и форсункой, а за аккумулятором, чтобы в случае отказа находящееся в форсунке топливо не попало в цилиндр. С этой целью был разработан новый ограничитель расхода, показанный на рис. 1.

Конструкция форсунки удовлетворяет всем требованиям, обеспечивающим надежную работу на тяжелом топливе (НФО). На верхнем фланце имеется перепускной клапан, обеспечивающий циркуляцию горячего топлива во время остановки двигателя. Это нужно для того, чтобы при очередном пуске температура топлива поддерживалась на уровне, достаточно высоком для предотвращения его загустевания.

Для двухтактных двигателей циркуляция топлива особенно важна, поскольку большая часть форсунки, находящаяся вне пространства, закрытого цилиндрической крышкой, не получает достаточного количества тепла.

Функция циркуляции топлива с учетом конструктивных особенностей форсунки common rail порождает дополнительные проблемы, как подчеркивается в результатах анализа видов отказов и их последствий (DFMEA).

Поскольку усилие, направленное на закрытие форсунки, создается давлением топлива, игла при наличии циркуляции поддерживается в закрытом состоянии только под действием пружины во втулке иглы. Деформация седла иглы из-за его износа приводит к снижению контактного давления

на поверхность седла, что может стать причиной постоянного подтекания топлива в цилиндр.

Во избежание этого в конструкцию ограничителя расхода был включен отсечной клапан, подпираемый той же самой пружиной. Таким образом, на входе ограничителя создается подпружиненный обратный клапан, который предотвращает попадание в полость седла иглы топлива, циркулирующего под низким давлением.

В форсунке common rail, рассчитанной на впрыск мазута, при управлении золотником могут возникнуть сложности. В большинстве известных форсунок имеется заполненная топливом полость электромагнита. Следовательно, электромагнит контактирует с горячим мазутом, в котором перемещается его якорь. Такое решение имеет определенные недостатки. Во-первых, может потребоваться охлаждение электромагнита, во-вторых, присутствующие в топливе ферромагнитные микрочастицы (размером порядка 50 мкм) могут скапливаться в зазоре между электромагнитом и якорем, что со временем приводит к отказу форсунки. Кроме того, поскольку вязкость мазута сильно зависит от температуры, действующие на якорь гидродинамические силы могут меняться в широком диапазоне, что сказывается на работе управляющего клапана.

Перечисленных недостатков лишен разработанный в ОМТ управляющий клапан новой конструкции, в котором якорь электромагнита перемещается в сухой (воздушной) полости, и, следовательно, динамика его движения не зависит от температуры, вязкости и возможного загрязнения топлива. Данное решение имеет свои недостатки, а именно, отсутствие обусловленного вязкостью жидкости демпфирования и отсутствие смазки.

Работа форсунки малооборотного двигателя в режиме мультивпрыска может приводить к перегреву электромагнита из-за многократных последовательных включений, связанных с большим форсировочным током, и (ii) более длинного рабочего цикла двухтактного двигателя по сравнению с четырехтактным.

Чтобы не усложнять конструкцию форсунки и всей системы впрыска, было решено применить электромагнит без охлаждения, поскольку требуются меньшие усилия для перемещения иглы. Электромагнит и якорь выполнены из материала с высокой индукцией. При этом конструкция якоря позволила минимизировать токи рассеяния, что позволило увеличить крутизну фронта и спада электромагнитной силы, уменьшив тем самым нагрев электромагнита.

Еще одним элементом, конструкция которого для малооборотного двигателя потребовала серьезных изменений, стал узел впрыска. На рис. 3

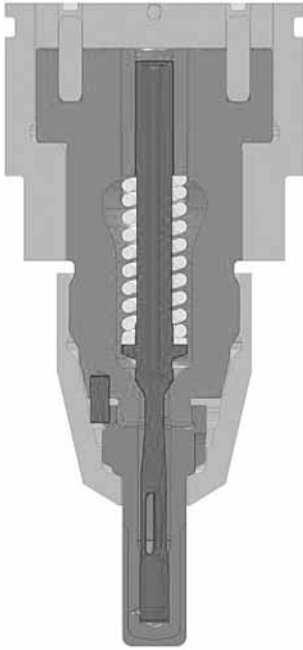


Рис. 3. Устройство направляющей золотника common rail и распылителя

схематически представлена типичная форсунка малооборотного дизеля, в которой седло иглы и отверстия распылителя исполнены в разных деталях, а именно в направляющей золотника и в корпусе распылителя. Это обусловлено необходимостью работы при больших тепловых нагрузках в отсутствие жидкостного охлаждения. Именно поэтому направляющая золотника располагается на достаточном удалении от камеры сгорания, а носик распылителя выполняется из специального материала, устойчивого к высокотемпературной коррозии [4].

К недостатку этого варианта относится большой объем полости распылителя, что приводит к значительным выбросам несгоревших углеводородов. Решить проблему помогло изобретение специального золотника [5], дополняющего иглу специальным выступом, который при нахождении иглы на седле изолирует полость золотника от отверстий распылителя, и открывает путь топливу после подъема иглы на определенную высоту.

Применительно к форсунке common rail конструкция золотника улучшена применением изобретения, описанного в [6], реализация которого показана на рис. 3, где расход через подводящее отверстие управляющей полости регулируется дроссельной иглой. Подобное решение позволило увеличить гидравлический КПД до 90 % и более.

Схемы системы

Общая архитектура системы common rail разрабатывалась одновременно с конструкцией форсунки. Учитывая большие объемы подачи и

жесткие ограничения по предельно допустимым провалам давления при впрыске, было решено в дополнение к внутреннему аккумулятору каждой форсунки подключить по одному внешнему аккумулятору на каждый цилиндр (рис. 4).

Идея состоит в том, чтобы аккумулятор каждого цилиндра мог соединяться с форсунками других цилиндров. Это позволило сократить вдвое объем каждого аккумулятора, поскольку при вспышке в любом цилиндре две форсунки любого цилиндра могут получать топливо от двух различных аккумуляторов.

Каждый аккумулятор в цилиндре имеет четыре порта высокого давления, что позволяет подключаться к форсункам и соединительной линии между ними. Свободный порт на переднем аккумуляторе соединен с насосом высокого давления, а свободный порт на заднем аккумуляторе использован для соединения с аварийно-предохранительным клапаном, что обеспечивает це-

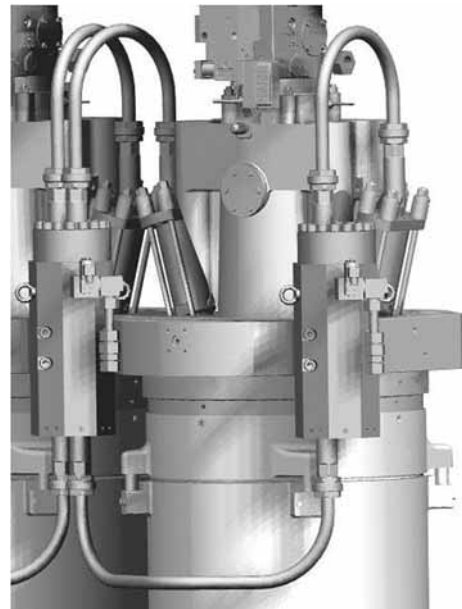


Рис. 4. Система common rail двигателя S50ME-C (MAN Diesel & Turbo)



Рис. 5. Многофункциональный клапан

лостность системы и ее способность обслуживать двигатель даже в случае отказа системы управления давлением common rail, в соответствии с правилами классификационных обществ.

Кроме того, этот многофункциональный клапан (рис. 5) имеет еще одну функцию, а именно, управляемое включение продувки системы common rail при остановке двигателя (с помощью давления управляющего масла двигателя или сжатого воздуха).

Результаты испытаний

В лаборатории ОМТ были проведены комплексные стендовые испытания системы для оптимизации характеристик форсунки, чтобы убедиться в том, что все требования технического задания выполнены.

Скорость впрыска является одной из ключевых характеристик любой системы топливоподачи, поскольку она непосредственно влияет на интенсивность тепловыделения, и, следовательно, на распределение тепловых нагрузок в двигателе, его КПД, шум и т. д. Для определения закона впрыска была разработана специальная аппаратура. На рис. 6 показан фрагмент результатов измерений расхода и давления топлива в аккумуляторе.

С помощью этой аппаратуры определялся профиль характеристики впрыска. Затем этот профиль (т. е. закон впрыска) доводился до необходимого заказчику вида путем соответствующей настройки параметров дроссельного отверстия форсунки и управляющего клапана.

Высокая стабильность давления в аккумуляторе форсунки была достигнута за счет тщательной отработки всех элементов системы. Это позволило обеспечить такую же стабильность скорости впрыска даже при максимальных расходах.

Последнее особенно существенно, так как уменьшение скорости впрыска сказывается на

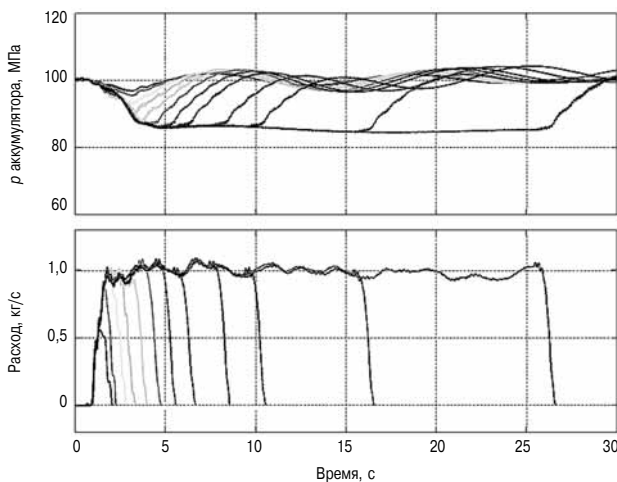


Рис. 6. Давление в аккумуляторе и скорость впрыска топлива при разных скоростях срабатывания и при давлении в системе 100 МПа

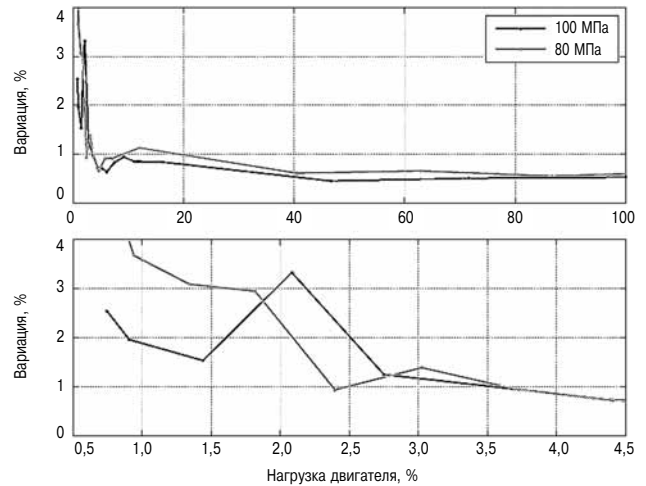


Рис. 7. Разброс подачи между последовательными впрысками в функции от нагрузки двигателя

ухудшении параметров рабочего процесса двигателя, поскольку в камеру сгорания поступает меньше топлива именно в тот момент, когда ее объем начинает резко увеличиваться на такте расширения. При этом падает скорость тепловыделения и, соответственно, давление в цилиндре в последней фазе цикла сгорания.

Был исследован также разброс подачи топлива между последовательными впрысками, влияющий на устойчивость работы двигателя. Повторяемость впрысков оказалась очень высокой, даже при минимальных значениях подачи. Разброс не превышал 1 % от среднего объема впрыска почти при всех значениях нагрузки (рис. 7).

На рис. 8 показано изменение массы подачи топлива форсункой по данным измерений во всем рабочем диапазоне (вверху) и те же зависимости в другом масштабе для малых объемов впрыска (внизу). Штриховыми линиями обозначены номинальный и минимальный объемы впрыска. Можно убедиться в линейности закона подачи,

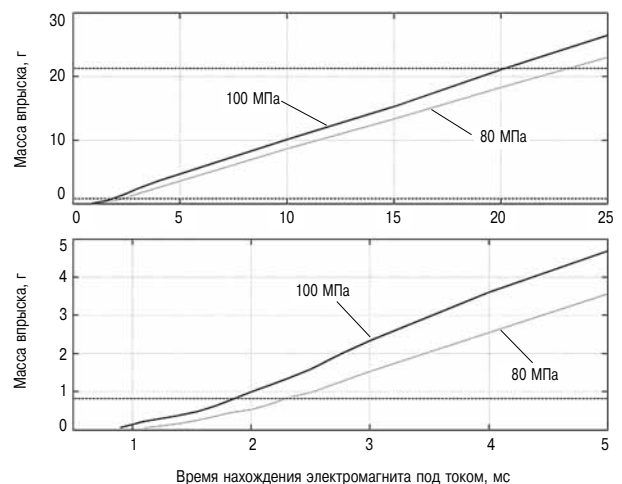


Рис. 8. Изменение закона подачи при давлении в системе 100 и 80 МПа

способствующей нормальной работе системы управления, и в способности форсунки осуществлять впрыск топлива в количествах, намного меньших заданного минимума.

В частности, реализация стабильного и повторяемого впрыска (рис. 7) топлива в количествах менее 1 % от номинала делает данную форсунку идеальным выбором для двухтопливных двигателей, так как одна и та же система способна обеспечить работу на полной нагрузке в дизельном режиме и впрыск минимальной подачи пилотного топлива в газовом режиме.

В отличие от форсунок common rail среднеоборотных двигателей, где малая подача пилотного топлива, необходимая для зажигания газа, реализуется с помощью дросселирующей иглы, и, следовательно, за счет снижения давления в полости распылителя, в представленной конструкции это давление сохраняется на максимальном уровне при частичном открытии отверстий распылителя, что повышает тонкость распыла пилотного топлива.

На рис. 9 показаны результаты испытаний системы в режиме мультивпрыска, в ходе которых менялась длительность первого впрыска и оценивалось влияние постепенного увеличения объема и длительности первого впрыска на второй впрыск.

Сколько-нибудь заметного влияния первого впрыска на второй не наблюдается, даже когда первый впрыск заканчивается всего за 400 мкс до начала второго. Этот временной интервал соответствует всего 0,28 град ПКВ.

Столь высокая стабильность, достигнутая за счет компактности исполнительного механизма и наличия встроенного аккумулятора, обеспечила надежность работы в режиме мультивпрыска и тем самым дала разработчикам мощный инструмент оптимизации закона тепловыделения.

После завершения оптимизации характеристик три экземпляра форсунки были поставлены на 1000-часовые ресурсные испытания на специальном стенде в лаборатории ОМТ. Для максимального приближения к реальным условиям работы двигателя на НФО в качестве рабочей жидкости использовалось масло для гидросистем с

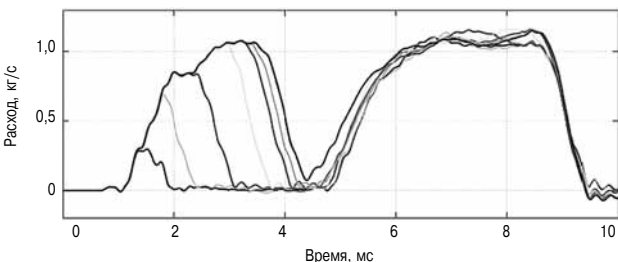


Рис. 9. Мультивпрыск: взаимовлияние отдельных впрысков

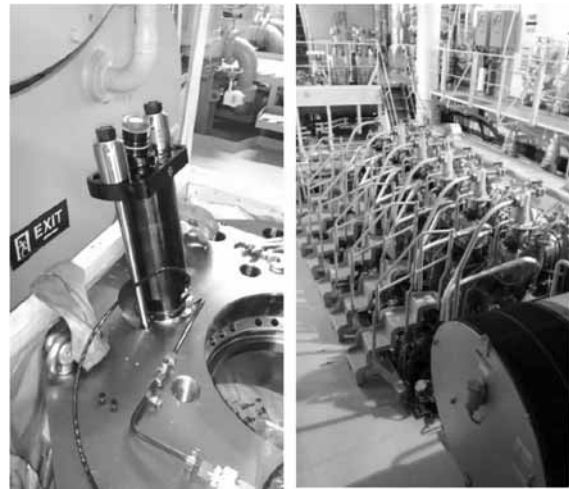


Рис. 10. Установка опытной форсунки для эксплуатационных испытаний на двигателе MAN Diesel & Turbo

вязкостью 20 сСт при температуре 100 °С. Проведенная после завершения ресурсных испытаний инспекция не выявила следов износа или повреждений. Все части выглядели как новые, а все характеристики, полученные до и после испытаний, полностью совпадали.

На заключительном этапе испытаний было принято решение об оснащении опытного двигателя полноразмерной системой common rail.

Двигатель испытывался как на MDO, так и НФО. В частности, электромагнит был оборудован датчиком температуры обмотки при работе на НФО с температурой 150 °С. Как оказалось, температура обмотки превысила температуру топлива лишь на несколько градусов, что подтвердило правильность выбранного конструктивного решения.

Эксплуатационные испытания форсунки на главном судовом двигателе были проведены совместно с фирмой MAN. С целью минимизации потенциального риска для этих испытаний был выбран танкер снабжения с двумя двигателями, причем на опытном двигателе системой common rail был оборудован только один цилиндр, тогда как остальные пять цилиндров остались со штатной системой впрыска. На дату написания настоящего доклада судно (рис. 10) проработало с системой common rail более 5000 часов, никаких проблем за это время выявлено не было.

Форсунка меньших размеров для малооборотных двигателей

Добившись положительных результатов стендовых, моторных и эксплуатационных испытаний, группа разработчиков создала вариант форсунки, предназначенный для двигателей с диаметром цилиндра от 30 до 40 см (рис. 11). Принципиально конструкция форсунки при этом не изменилась, поскольку, где это можно, были сохранены те

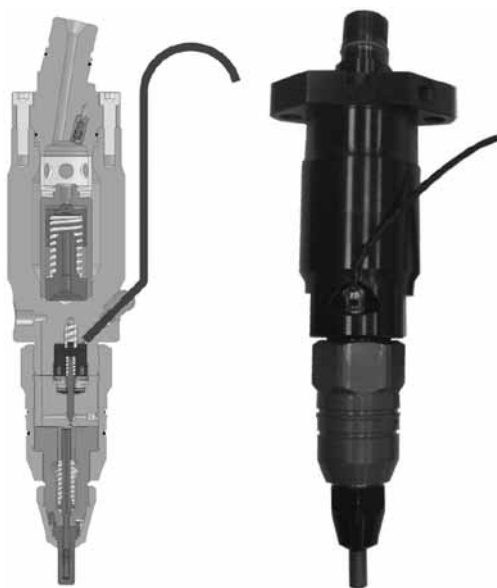


Рис. 11. Форсунка системы common rail для малооборотных двигателей с диаметром цилиндра от 30 до 40 см

же детали, например, узлы управляющего и циркуляционного клапанов. Взаимозаменяемость компонентов способствовала снижению цены и повышению надежности изделий, которые в перспективе могут применяться на всех малооборотных двигателях меньшей размерности.

Первая установка, на которую был получен заказ, состоялась в 2017 году для двигателя MAN.

Версия для среднеоборотных двигателей

Основные требования, которым должна соответствовать любая современная система впрыска топлива, состоят в следующем: возможность реализации мультивпрыска, формирования заданного закона впрыска, возможность работы на мазуте, точность дозирования впрыска при любых, в том числе минимальных объемах подачи, надежная работа на двигателе любого типа.

Для среднеоборотных двигателей есть своя специфика, а именно, особо жесткие требования к предельному уровню вредных выбросов, что требует намного более высокого давления впрыска. Для современных систем характерен уровень давления впрыска 220 МПа, однако новый рубеж — 250 МПа и более — в ближайшей перспективе.

Ранее фирмой ОМТ была разработана система common rail на давление 180 МПа, изображенная на рис. 12, которая предназначалась для двигателей с цилиндровой мощностью от 250 до 450 кВт.

Положенная в основу этой системы форсунка (рис. 13), работающая по принципу управляющего клапана, аналогична форсунке для малооборотных двигателей, но, в отличие от нее, не имеет встроенного аккумулятора.

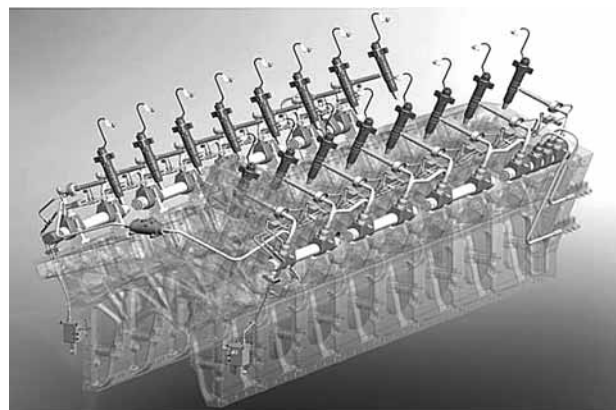


Рис. 12. Система common rail фирмы ОМТ на давление 180 МПа

Кроме того, для механизма привода иглы, в котором использовался отдельный управляющий поршень, была свойственна статическая утечка топлива. При закрытой форсунке небольшое количество топлива под высоким давлением постоянно сливалось в бак через зазоры в контактных парах.

По мере роста давления в системе утечка увеличивалась, при этом уменьшался КПД форсунки и увеличивался риск перегрева ее компонентов с соответствующим снижением ресурса.

Отсутствие встроенного аккумулятора приводило к колебаниям расхода в трубках, что снижало стабильность скорости впрыска. Единственным способом преодоления данного недостатка было увеличение объема трубок между коллектором common rail и форсункой.

Например, та же трубка (с тем же внутренним диаметром), которая использовалась для большой форсунки малооборотного двигателя, была также использована с форсункой, изображенной на рис. 13, при этом результаты, в смысле стабильности скорости подачи топлива, были достаточно скромными.

Хотя режим мультивпрыска в этой системе удалось обеспечить, из данных рис. 14 и 15 становится понятным, что данная система была не лучшим выбором с точки зрения точности дозирования и отсутствия взаимовлияния между последовательными впрысками.



Рис. 13. Форсунка системы common rail фирмы ОМТ на давление 180 МПа

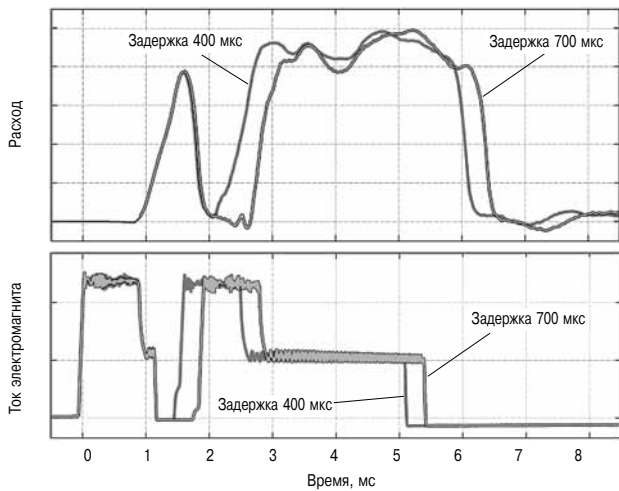


Рис. 14. Предвпрыск и главный впрыск при давлении в системе common rail 180 МПа

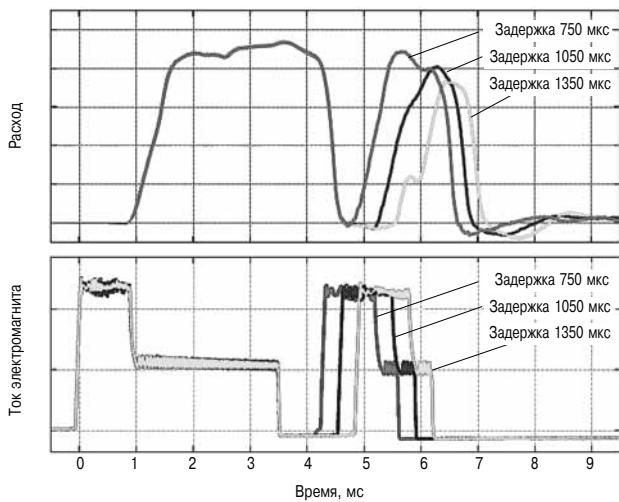


Рис. 15. Главный впрыск и послевпрыск при давлении в системе common rail 180 МПа

В частности, при использовании главного впрыска и послевпрыска влияние объема подачи главного впрыска на задержку по времени послевпрыска оказалось весьма значительным. Это становится очевидным при сравнении областей под кривыми расхода послевпрыска (рис. 15), которые пропорциональны массе впрыснутого топлива, и потому заметно отличаются между собой по площади, хотя время открытия электромагнита во всех случаях одинаково.

Чтобы преодолеть эти ограничения и предложить заказчикам наиболее современное решение, на основании опыта, накопленного при создании технологической платформы [1] и системы common rail для малооборотных двигателей [2], была спроектирована система нового поколения для среднеоборотных двигателей.

Конструкция форсунки

Первой реализацией конструкции со встроенным аккумулятором стала форсунка для сред-

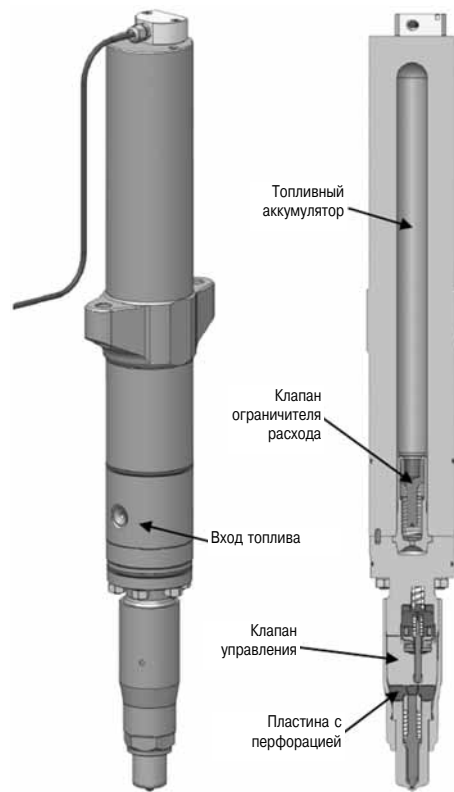


Рис. 16. Форсунка системы common rail фирмы OMT на давление 220 МПа

необоротного двигателя с цилиндровой мощностью 300 кВт при 750 об/мин, способная работать на MDO и HFO.

Форсунка предназначена для системы common rail с максимальным давлением до 220 МПа. При этом заказчик требовал наличие бокового подвода через головку цилиндра, что позволяло использовать новую систему впрыска для модернизации существующих двигателей.

Электромагнит и механизм привода клапана форсунки, разработанной для малооборотных двигателей, были применены в качестве гидроусилителя в новой форсунке, что позволило воспользоваться преимуществами надежной и проверенной конструкции, с максимальной степенью унификации существующих компонентов.

Корпус клапана-ограничителя расхода служит уплотняющим элементом для двух аккумуляторов высокого давления, фиксируя в то же время клапан в правильном положении.

Все дросселирующие элементы, определяющие динамику открытия и закрытия иглы форсунки, сосредоточены в единственной перфорированной пластине, поэтому все динамические настройки осуществляются простой заменой пластины.

Принимая во внимание располагаемое пространство под крышкой головки цилиндра, а также учитывая возможности модернизации и соображения структурной прочности, было решено

разместить в каждой форсунке топливный аккумулятор объемом 170 см³.

Проектирование системы впрыска для среднеоборотных двигателей потребовало решения ряда проблем, связанных со структурной прочностью. Из-за сверхвысоких значений рабочего давления возможно превышение предела текучести в местах концентрации напряжений.

Этому фактору было уделено особое внимание при моделировании методом конечных элементов (МКЭ) компонентов, контактирующих со средой под давлением.

Технология изготовления этих компонентов включает такие методы чистовой обработки как электрохимическая обработка (ЕСМ) и абразивно-струйная обработка (АФМ). Реальные геометрические параметры деталей с помощью обратной связи вводились в код МКЭ с целью оптимизации и окончательной валидации процесса.

На рис. 17 показан пример такой процедуры, относящийся к оптимизации процесса механической обработки с целью снижения напряжений в месте пересечения впускного топливного отверстия с корпусом аккумулятора. Для измерения реальной геометрии элемента и для ввода параметров в код МКЭ был использован силиконовый оттиск.

Когда напряжения оказывались выше допустимых, применялась технология автофреттирования [7], повышающая усталостную прочность материала.

Особое внимание было уделено проектированию наконечника распылителя с целью ограничить вероятность кавитации, которая легко может возникнуть в полости и отверстиях распылителя из-за высоких скоростей потока вследствие больших перепадов давления.

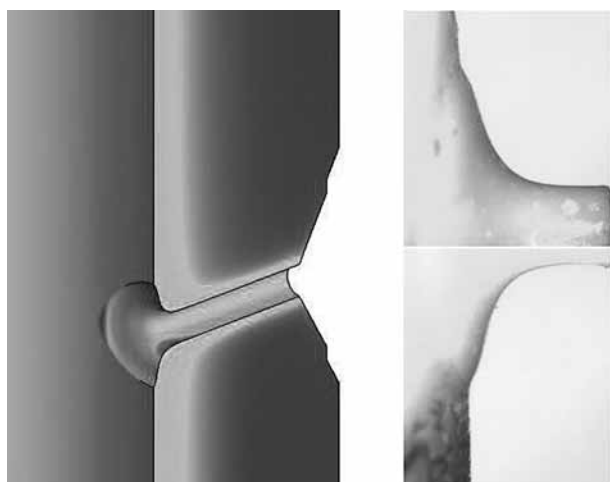


Рис. 17. МКЭ-модель пересечения между входным отверстием и корпусом аккумулятора (слева), и силиконовый оттиск реальной геометрии поверхностей (справа)

Для оптимизации геометрии распылителя и иглы использовались методы вычислительной гидродинамики (CFD) с целью максимально ограничить площадь зон пониженного давления, где возможно образование газовых пузырьков. Схлопывание таких пузырьков на поверхностях распылителя и иглы может привести к быстрому развитию кавитационной эрозии, сокращающей срок службы соответствующих компонентов.

Особенно неблагоприятно сочетание высокого рабочего давления с частичным подъемом иглы форсунки, типичном для режима мульти-впрыска жидкого топлива в дизеле или пилотного топлива в газовом режиме двухтопливного двигателя (рис. 18).

При малом подъеме иглы скорость потока топлива в зазоре между иглой и седлом может быть настолько большой, что образуется зона низкого давления, где возможно возникновение кавитации.

Чем дольше форсунка работает в таком режиме, тем больше вероятность повреждения распылителя. На рис. 18 (слева) показано, как можно ограничивать зоны низкого давления небольшими пределами и удерживать их на достаточном расстоянии от наиболее чувствительных областей, таких как, например, поверхность посадки иглы.

На рис. 18 (справа) показаны условия течения при полном подъеме иглы. При этом положении иглы полость распылителя находится под максимальным давлением, а зазор между иглой и седлом достаточно велик, поэтому зоны большого расхода и низкого давления смещаются по направлению к отверстиям распылителя. Представленная здесь геометрия распылителя форсунки является результатом оптимизации, выполненной при помощи CFD и МКЭ, в ходе которой расположение отверстий распылителя, форма полости и форма наконечника иглы варьировались так,

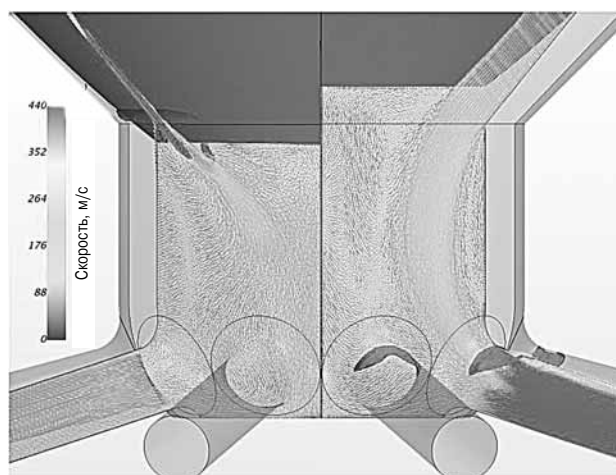


Рис. 18. Скорость потока при высоте подъема иглы 40 мкм (слева) и 400 мкм (справа)

чтобы минимизировать вероятность образования зон низкого давления для каждого положения иглы, сохраняя при этом достаточную прочность наконечника иглы.

Схема системы

В отличие от систем для малооборотных двигателей, где большие объемы впрыска требуют наличия внешнего аккумулятора для ограничения падения давления во время впрыска, в форсунке для среднеоборотных двигателей объем встроенного аккумулятора, при правильном выборе размеров подводящих трубок, достаточен для того, чтобы гарантировать стабильность расхода при впрыске.

Это позволяет сильно упростить конфигурацию системы (рис. 19), отказавшись от внешних топливных коллекторов, необходимых в системе предыдущего поколения (рис. 12). В новой конфигурации системы распределительные блоки (Т-блоки) соединены перемычками, от которых к каждой форсунке через головку цилиндра идет подводящая трубка.

В системе, показанной на рис. 19, порт самого левого Т-блока соединяется с насосом (или насосами), а самый правый Т-блок связан с многофункциональным пневмогидравлическим клапаном, функциями которого являются защита от скачков давления, регулирование давления в механическом топливном коллекторе в аварийном режиме и возможность продувки системы при остановке двигателя.

Работой этого клапана управляет сигнал двух датчиков давления в топливной системе, используемых системой управления для регулирования производительности насосов, поддерживающих давление в топливной системе на заданной уровне. Необходимость двух датчиков давления определяется требованиями морских классификационных обществ.

Т-блок, показанный на рис. 20, выполнен с двойными стенками, что также соответствует жестким требованиям классификационных об-

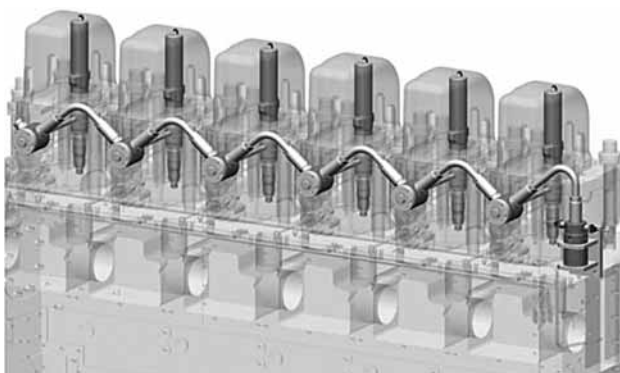


Рис. 19. Схема системы common rail на давление 220 МПа для шестицилиндрового двигателя



Рис. 20. Т-блок, подводящая трубка и форсунка системы common rail на давление 220 МПа

ществ, и имеет механизм компенсации теплового расширения для снижения нагрузок на уплотнительные поверхности.

Сравнивая систему впрыска, рассчитанную на давление 220 МПа с системой предыдущего поколения, следует отметить, что она на 48 % легче и значительно дешевле.

Заключение

На основе общей технологической платформы были разработаны две системы впрыска топлива, предназначенные соответственно для мало- и среднеоборотных двигателей. Такое решение дало возможность использовать одни и те же надежные, хорошо зарекомендовавшие себя детали и узлы в разных изделиях для различных заказчиков, что позволило получить значительный экономический эффект.

Основная часть этой работы была посвящена созданию форсунок с электронным управлением на уровне последних мировых достижений, конструкция которых включала встроенные аккумуляторы топлива для надежной работы на MDO и HFO в режиме мультивпрыска. Это дает создателям двигателей широкие возможности для настроек и оптимизации рабочего процесса.

Вариант форсунки для малооборотных двигателей прошел всесторонние функциональные и ресурсные испытания, включая эксплуатацию на двигателе танкера снабжения в объеме 5000 часов. Все это время форсунка работала стабильно, никаких проблем с надежностью выявлено не было. По результатам данных испытаний изготовитель двигателей принял решение об осна-

щении первого серийного дизеля новой системой common rail в 2017 г.

Опыт, полученный при создании системы для малооборотных двигателей, был успешно использован для создания системы нового поколения для среднеоборотных двигателей с форсункой, рассчитанной на давление 220 МПа. Устройство системы подвода топлива обеспечивает возможность простой замены существующей топливной системы на действующем двигателе в порядке его модернизации. Новая система значительно превосходит системы предыдущего поколения по основным показателям, таким как вес, габариты производственные затраты.

Условные обозначения и сокращения

AFM	Абразивно-струйная обработка (Abrasive Flow Machining)
ПКВ	Поворот коленвала
CR	Common Rail
CFD	Вычислительная гидродинамика (Computational Fluid Dynamics)
DFMEA	Анализ видов и результатов отказов (Design Failure Mode and Effects Analysis)
ECM	Электрохимическая обработка (Electrochemical Machining)
HFO	Мазут (Heavy Fuel Oil)
MDO	Дизельное топливо (Marine Diesel Oil)
NO _x	Окислы азота (Nitrogen Oxides)

Литература

1. *Coppo M., Negri C., Heim K. and Banno' A.* «Advanced HFO Common Rail Injector for Maximising the Performance of Medium Speed Engines» CIMAC, 2013, Paper №. 223.

2. *Heim K., Coppo M.* «Common Rail Injection for 2-Stroke Marine Engines — Heading for IMO Tier III» 3rd Rostocker Grossmotorentagung, 2014.

3. *Heim K., Coppo M.* «Advanced Common Rail Injection for Medium Speed Engines», MTZ industrial, Special Edition MTZ, October 2013.

4. *Hoeg H.* «A Nozzle for a Fuel Valve in a Diesel Engine, and a Method of Manufacturing a Nozzle» European Patent EP1556608, 2002.

5. *Due S.* «A Fuel Injector for Internal Combustion Engines» European Patent EP0052937, 1981.

6. *Coppo M., Negri C.* «Electrically Controlled Fuel Injector For Large Diesel Engines» European Patent EP2503138, 2011.

7. *Thumser R., Bergmann J.W., and Vormwald M.* «Design of Autofretted Diesel Engine Injection Components Based on Fracture Mechanics,» ASME Journal of Pressure Vessel and Piping — Design and Analysis, 2001, pp. 203–208.

УДК 621.436

Румб В.К., Хоанг Ван Ты. Особенности расчета осевых колебаний судовых валопроводов // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 3–7.

Ключевые слова: валопровод, осевые колебания, дискретная модель, осевая податливость, методы расчета.

Рассмотрены основные этапы расчета осевых колебаний судовых валопроводов современными численными методами. Методом Рунге–Кутты находятся решения задач определения свободных, вынужденных и резонансных колебаний при интегрировании систем дифференциальных уравнений второго порядка. Методом конечных элементов определяется податливость элементов коленчатого вала и упорного подшипника. Отмечается, что расчетная оценка осевых колебаний валопроводов остается единственным средством их прогнозирования.

Табл. 2. Ил. 3. Библ. 5.

УДК 621.43

Пономарев А.С., Метелев А.А., Абызов О.В., Елизаров К.Э., Давыдов А.А. Повышение технико-экономических показателей дизеля ЗМЗ-51432.10CRS за счет применения электронной системы управления отечественного производства // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 8–12.

Ключевые слова: дизель многоцелевого назначения, система электронного управления, калибровка блока управления, топливная аппаратура, стендовые испытания, испытания на объекте.

Разработана и испытана система электронного управления дизельным двигателем ЗМЗ-51432.10CRS на базе отечественного блока управления с целью повышения мощности и снижения расхода топлива. Система адаптирована для модификаций двигателей общепромышленного и специального назначения. За счет адаптации моторной электропроводки системы управления к объекту применения и ее калибровок увеличен крутящий момент дизеля в востребованном диапазоне частот вращения на 23 % и снижен удельный расход топлива на 4 г/кВт·ч. Проведены стендовые испытания дизеля и эксплуатационные испытания военного катера с силовой установкой в составе дизеля и водомета.

Табл. 1. Ил. 8. Библ. 8.

УДК 621.434 : 536.24

Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях — развитие научного направления в МГТУ ИМ. Н.Э. Баумана // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 13–15.

Ключевые слова: поршневые двигатели, задачи локального теплообмена, перспективные методы решения, применение 3D-CRFD-кодов, теория рабочих процессов.

Представлены краткая история и вклад кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана в развитие научного направления «локальный теплообмен в двигателях». Выполнен анализ специфики решения задач локального теплообмена в поршневых двигателях, решаемых как методами классической теории Прандтля, так и с применением современных 3D-CRFD-кодов. Сформулированы перспективы развития научного направления как раздела теории рабочих процессов поршневых двигателей.

Библ. 11.

УДК 621.431

Иванов А.К., Галышев Ю.В. Оценка влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы нейтрализатора автомобильного бензинового двигателя // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 16–19.

Ключевые слова: бензиновый двигатель, отработавшие газы, токсичные компоненты, нейтрализатор, стендовые испытания, эксплуатационные факторы, кислородный датчик.

Представлены результаты стендовых испытаний автомобильного бензинового двигателя, проведенных с целью получения экспериментальных данных для оценки влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы нейтрализатора, предназначенного для снижения выбросов углеводородов и оксида углерода. На основании анализа полученных результатов установлены режимы работы и факторы, в наибольшей степени влияющие на эффективность снижения указанных токсичных компонентов в отработавших газах. Даны рекомендации по повышению эффективности нейтрализатора для соответствия двигателя нормам вредных выбросов заявленного экологического класса.

Ил. 3. Библ. 4.

УДК 62-843.3

Иванченко А.А., Ватолин Д.С. Опыт эксплуатации двухтопливных дизелей MAN L51/60DF // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 20–26.

Ключевые слова: двухтопливный двигатель, рабочий процесс, процесс пуска, переход на газ и жидкое топливо, анализ причин отказов.

Рассмотрены особенности конструкции двухтопливных двигателей компании «MAN Diesel & Turbo» типа 51/60DF, работающие в составе дизель-генераторов на судах проекта S1910 с системой электропривода. Выполнен анализ опыта эксплуатации и возникающих отказов дизелей за время наработки около 18 000 часов. В рассмотрении принимались особенности процессов пуска, перевода на различные виды топлива (жидкое топливо– газ–жидкое топливо) и возникающие при этом отказы. Анализ возникающих отказов показал, что их основная причина — нестабильность рабочего процесса в зоне режимов, преобладающих в условиях эксплуатации.

Табл. 3. Ил. 15. Библ. 8.

УДК 621.352

Сайданов В.О., Ландграф И.К., Касаткин М.А. Энергетические установки на основе топливных элементов (окончание) // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 27–29.

Ключевые слова: топливный элемент, электрохимический генератор, твердополимерная мембрана, твердооксидный электролит, конверсия углеводородного топлива, диффузионный отделитель водорода, комбинированная энергоустановка.

Рассмотрены основные типы топливных элементов и конструкции энергоустановок на их основе. Показаны преимущества энергоустановок на топливных элементах перед другими источниками энергии, а также возможные области их применения в энергетике и на транспорте. Приведены результаты НИОКР, выполненных филиалом ЦНИИ СЭТ ФГУП «Крыловский государственный научный центр» по созданию топливных элементов с твердополимерным и твердооксидным электролитом и энергоустановок на их базе, в том числе в комбинации с ДВС, оборудованным системой утилизации теплоты.

Табл. 5. Ил. 16. Библ. 18.

УДК 355.673:621.182/621.18

Бондарев А.В., Морозов Б.И., Смолинский С.Н., Росляков Е.М. Сравнительная оценка эффективности капитальных вложений при модернизации систем теплоснабжения на основе теории производственных функций // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 30–33.

Ключевые слова: система теплоснабжения, срок окупаемости, капитальные затраты, методика экспресс-оценки, производственные функции.

Представлены результаты сравнительной оценки эффективности капитальных вложений при модернизации систем теплоснабжения с котельными, оснащенными котлами высокотемпературного кипящего слоя. Оценка выполнена по методике, основанной на использовании универсальной диаграммы кривых замещения материальных ресурсов, построенной на основе расчетов двухфакторных производственных функций Кобба–Дугласа.

Табл. 4. Ил. 1. Библ. 3.

УДК 621.43

Развитие топливной аппаратуры для двухтопливных двигателей (материалы конгресса СИМАС-2016) // Двигателестроение. — 2018. — № 1. — С. 34–58.

Ключевые слова: двухтопливные двигатели, топливные системы common rail, повышение давления впрыска, системы пилотного топлива, расширение диапазона цикловых подач, повышение КПД, снижение вредных выбросов.

По общему мнению специалистов к наиболее перспективному направлению развития топливной аппаратуры для двухтопливных двигателей следует отнести применение системы common rail (CR). Архитектура систем CR нового поколения и конструкция усовершенствованных форсунок фирм «L'Orange» (Германия) и OMT (Италия), устойчиво работающих в диапазоне изменения цикловых подач 1:100, дают возможность отказаться от использования системы впрыска пилотного топлива в газовом режиме. Повышение давления в магистралях системы CR до 2200 бар позволяет существенно увеличить КПД двигателя в дизельном и газовом режимах, снизить объем вредных выбросов и уменьшить весогабаритные показатели топливной аппаратуры.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

Табл. 2. Ил. 39. Библ. 39.

UDC 621.436

Rumb V.K. and Hoang Van Ty. Analysis of marine shafting axial vibration // *Dvigatelistroyeniye*. — 2018. — № 1. — P. 3–7.

Keywords: marine shafting, axial vibration, discrete model, axial yield, analytical methods.

The authors discuss principal steps of analysis of marine shafting axial vibration with up-to-date numerical techniques. The Runge-Kutta method is used for definition of free, forced & resonance vibrations, and integration of second-order differential equations. Finite element method is used for flexibility calculation as applied to crankshaft components and a thrust bearing. It is noted that calculation, as far as shafting axial vibrations are concerned, remains to be the only way of their prediction.

2 tables, 3 ill., 5 ref.

UDC 621.43

Ponomarev A.S., Metelev A.A., Abyzov O.V., Elizarov K.E. and Davydov A.A. Domestic electronic control system as a means to improve performance of type ZMZ-51432.10CRS engine // *Dvigatelistroyeniye*. — 2018. — № 1. — P. 8–12.

Keywords: multi-purpose diesel engine, electronic control system, calibration of a control unit, fuel injection system, stand tests, field tests.

The article describes electronic control system for type ZMZ-51432.10CRS engine, developed as a means to increase engine output and reduce fuel consumption. Intended scope of application of the system includes general purpose and military engines. Control system wiring was tailor-made and the system was adapted and calibrated for the engine, which enabled to increase torque by 23 % and reduce fuel consumption by 4 g/kW·h. The engine equipped with prototype system passed laboratory tests and then field tests as a part of a military boat featuring water-jet propeller.

1 table, 8 ill., 8 ref.

UDC 621.434 : 536.24

Kavtaradze R.Z. Local heat exchange in reciprocating engine as a subject area in Bauman Technical University // *Dvigatelistroyeniye*. — 2018. — № 1. — P. 13–15.

Keywords: reciprocating engines, local heat exchange problems, promising solution methods, 3D-CRFD code applications, combustion theory.

The article presents brief history of Reciprocating Engine Department of Bauman Technical University and its contribution in development of «local heat exchange in reciprocating engines» as a subject area. Considered is specificity of problem solution concerning local heat exchange in reciprocating engines, using methods based on either classic Prandtl theory or modern 3D-CRFD-codes. Prognosis is presented of future development of subject area in question.

11 ref.

UDC 621.431

Ivanov A.K. and Galyshev Yu.V. Performance of car petrol engine catalyst as a function of operational factors // *Dvigatelistroyeniye*. — 2018. — № 1. — P. 16–19.

Keywords: petrol engine, exhaust gas, toxic components, catalyst, stand tests, operational factors, oxygen sensor.

A car petrol engine was given stand tests in order to evaluate influence of operational factors on performance of a three-way catalyst designed to reduce emissions of hydrocarbons and carbon oxide. The test results allowed to identify operation modes and factors affecting catalyst efficiency with respect to the above toxic components. Recommendations are offered on improvement of the catalyst performance so as to comply with respective applicable emission standards.

3 ill., 4 ref.

UDC 62-843.3

Ivanchenko A.A. and Vatolin D.S. Dual-fuel engines type MAN L51/60DF: operating experience // *Dvigatelistroyeniye*. — 2018. — № 1. — P. 20–26.

Keywords: dual-fuel engine, combustion, starting sequence, toggling between fuels, failure cause analysis.

Discussed are some design features of «MAN Diesel & Turbo» marine dual-fuel engine series 51/60DF, powering ships series S1910 through the electric transmission. Operating experience and failures over the period 18 000+ hours were analyzed. The analysis was primarily focused on engine starting sequence, switching between different fuel types (liquid fuel–gaseous fuel–liquid fuel) and respective failures. According to the analysis, most typical type of failure is unstable operation under operating conditions that are predominant in practice. 3 tables, 15 ill., 8 ref.

UDC 621.352

Saidavov V.O., Landgraf I.K. and Kasatkin M.A. Power plants with fuel cells // *Dvigatelistroyeniye*. — 2018. — № 1. — P. 27–29.

Keywords: fuel cell, electrochemical generator, solid polymer membrane, solid oxide electrolyte, hydrocarbonic fuel conversion, diffusive hydrogen separator, combined power plant.

The article discusses main types of fuel cells and power plants based thereon. The authors consider advantages of fuel cells power plants and their possible applications in energy production and vehicles. Krylov R&D Center develops fuel cells with solid polymer & solid oxide electrolyte, and power plant featuring such fuel cells, including cogeneration plants with diesel engines and heat recuperation systems. Some results of this project are discussed. 5 tables, 16 ill., 18 ref.

UDC 355.673:621.182/621.18

Bondarev A.V., Morozov B.I., Smolinsky S.N. and Roslyakov E.M.

Comparative efficiency evaluation of capital investments involved in renovation of heating systems based on production function theory // *Dvigatelistroyeniye*. — 2018. — № 1. — P. 30–33.

Keywords: heating system, payback period, capital costs, express-evaluation methodology, production functions.

Discussed are the results of comparative efficiency evaluation of capital investments involved in renovation of heating systems featuring boilers with high-temperature fluidized bed. Evaluation method makes use of universal diagram of material resource replacement, based on calculated two-factor Cobb-Douglas production functions. 4 tables, 1 ill., 3 ref.

UDC 621.43

Development of fuel systems for dual-fuel engines (based on CIMAC-2016 papers) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2018. — № 1. — P. 34–58.

Keywords: dual-fuel engines, common rail fuel systems, increase in injection pressure, pilot fuel systems, widening of energetic diesel fraction range, increase in fuel efficiency, reduction in toxic emissions.

Common rail (CR) principle is commonly recognized as one of the most promising technologies to be used in dual-fuel engines. Architecture of last generation CR systems and design features of new wide range injectors from «L'Orange» (Germany) and OMT (Italy) secures full flexibility with energetic diesel fractions of <1 % to 100 %, which makes it possible to get rid of pilot fuel system altogether. Increase in rail pressure up to 2200 bar enables to significantly enhance fuel efficiency both in diesel and gas modes, reduce toxic emissions and mass & sizes of fuel system components. The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD.

2 tables, 39 ill., 39 ref.