

## РАЗВИТИЕ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (по материалам конгресса CIMAC)

Компанией «Mitsui Engineering & Co., Ltd.» (MES) совместно с «Daihatsu Diesel Mfg. Co., Ltd.» (Daihatsu) разработан мощный газовый двигатель MD36G, работающий на бедной смеси. Двигатель создан на базе среднеоборотного дизеля «Daihatsu» DK-36, получившего широкое распространение в качестве как главного судового двигателя, так и привода различных стационарных установок. Главной отличительной особенностью газового двигателя MD36G является система непосредственного впрыска пилотного топлива. Двигатели MD36G, мощностью от 3 до 7 МВт, впервые поступили на рынок в 2008 году. Этот двигатель (в 6-цилиндровом варианте), успешно работающий до настоящего времени в составе электростанции MES, убедительно доказал свою высокую надежность. С целью повышения экономичности, во-первых, был внедрен ряд усовершенствований в конструкцию газового двигателя MD36G, и, во-вторых, силовая установка дополнена системой утилизации тепла. К числу усовершенствований относится оптимизация метода непосредственного впрыска топлива, что позволило увеличить скорость сгорания смеси и тем самым повысить КПД двигателя. Важнейшими преимуществами двигателя, помимо увеличения КПД, являются снижение выбросов NO<sub>x</sub> и предотвращение детонации рабочей смеси в цилиндрах. Утилизация тепла осуществляется турбогидравлической системой THS (Turbo Hydraulic System), а снижение выбросов NO<sub>x</sub> — за счет цикла с регулируемым углом впрыска VPC (Variable Phase Cycle). Система THS часть избыточной энергии газов после турбокомпрессора преобразует в давление жидкости и, кроме того, помогает раскручивать турбокомпрессор, что способствует улучшению приемистости двигателя. Все это позволило увеличить КПД двигателей MD36G до

48,8 % (V-образная версия) и до 47,8 % (рядная версия), что особенно ценно с точки зрения потребителей электроэнергии.

Двигатели типа ME-GI фирмы MAN достигли той степени готовности, которая сделала возможной их установку на судах, находящихся в эксплуатации. Двигатель ME-GI представляет собой малооборотный двухтактный двухтопливный двигатель, который, в качестве главного судового двигателя СПГ-газовозов, может работать на природном газе, на газе, испаряющемся в танках газовоза, а также на жидком топливе — в любой пропорции, в зависимости от вида имеющихся на судне топлив. В совместном докладе MAN и HHI представлены технические характеристики оптимизированного двигателя ME-GI, результаты функциональных и ресурсных испытаний и его вспомогательных систем, в частности, системы подачи газа. Создатели двигателя смогли добиться повышения его экономичности при переводе с жидкого топлива на газ, за счет оптимизации расхода пилотного топлива, а также общего удельного расхода топлива в двухтопливном режиме (SDF — specific dual fuel). В докладе приводятся последние данные, полученные с мест эксплуатации ME-GI и морских перевозок. Информация, накопленная в процессе испытаний, которые проводились в тесном сотрудничестве с партнерами MDT, существенно помогла в разработке блока газового клапана (GVT — Gas Valve Train) и вспомогательного оборудования, в том числе, в повышении КПД и надежности криогенных насосов, компрессоров и приводов газового клапана. Опыт разработки и использования хорошо себя зарекомендовавшей системы управления двигателем ME Engine Control System (ME ECS) позволяет надеяться, что в дальнейшем этой уникальной системой безопасности будут оборудованы все СПГ-газовозы.

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

### МОДЕРНИЗАЦИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ MD36G

*Kento Mayuzumi, Morio Kondo,  
Toshiro Oka, Hisako Kato,  
Mitsui Engineering & Shipbuilding Co. Ltd.  
Hidehiko Takemoto,  
Daihatsu Diesel Mfg. Co. Ltd*

#### Введение

Газовые двигатели, работающие на бедной смеси, имеют ряд преимуществ, в том числе, высокий КПД и низкий уровень вредных выбросов — NO<sub>x</sub> и CO<sub>2</sub>, при полном отсутствии выбросов сажи и окислов серы. Однако проблемы экономии топлива и защиты окружающей среды не утратили своей актуальности, поэтому производители газовых двигателей продолжают совершенствовать свою продукцию.

Компания «Mitsui Engineering & Co., Ltd.» (MES) совместно с «Daihatsu Diesel Mfg. Co., Ltd.» (Daihatsu) разработала мощный газовый двигатель MD36G, который в 2008 г. стал поступать к заказчикам [1, 2]. С тех пор было внедрено множество усовершенствований, направленных на повышение КПД. Последние совершенство-

вания включают изменения некоторых компонентов камеры сгорания и внедрение нового рабочего процесса. Кроме того, силовая установка дополнена системами утилизации тепла THS (Turbo Hydraulic System) и VPC (Variable Phase Cycle), что позволило увеличить ее электрическую мощность.

В результате модернизации был увеличен КПД двигателей MD36G до 48,8 (в V-образной версии) и до 47,8 % (в рядной версии), а системы VPC и THS позволили увеличить КПД установки еще примерно на 6 %. Это подтверждено результатами испытаний опытного двигателя 6MD36G на стенде MES, Tamano Works. В настоящем докладе представлены результаты испытаний и подробно описаны упомянутые выше технологии.

#### Технические характеристики двигателя MD36G

##### Основные технические характеристики

Основные технические характеристики двигателя MD36G приведены в табл. 1. Его номинальная мощность составляет от 2760 до 7050 кВт с числом цилиндров 6 и 16 соответственно.

Газовый двигатель MD36G создан на основе серийного среднеоборотного дизеля Daihatsu

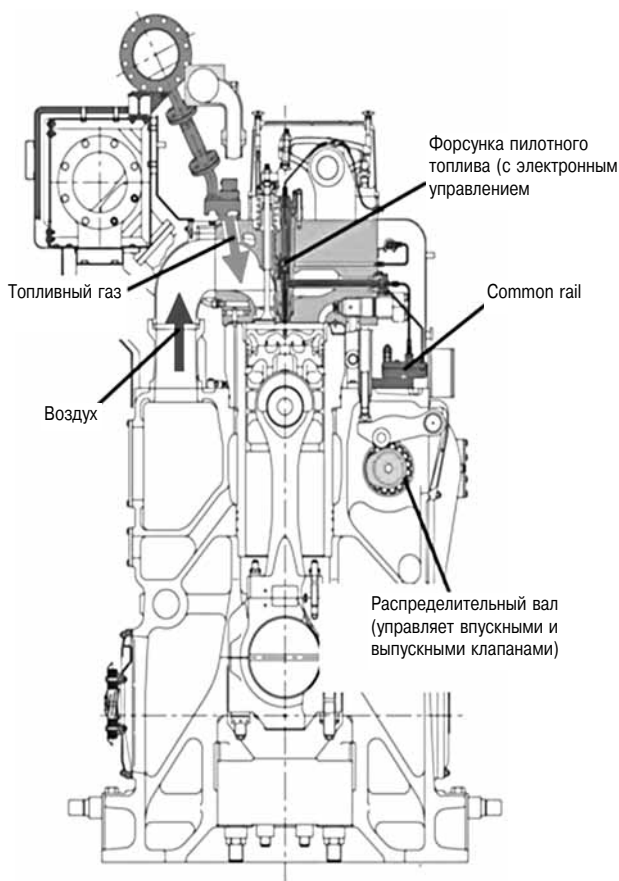


Рис. 1. Поперечное сечение двигателя MD36G

ДК-36, который широко используется в судовых и стационарных силовых установках. Поперечное сечение двигателя MD36G показано на рис. 1.

Дизельный и газовый варианты двигателя по конструкции унифицированы на 80%. На рисунке выделены детали и узлы, добавленные или модифицированные в процессе конверсии

дизеля в газовый двигатель. Технология управления рабочим процессом MD36G фирмы MES обеспечивает стабильную работу двигателя в узком диапазоне между границами детонации и пропуска вспышек.

### Воспламенение смеси

Технология воспламенения рабочей смеси показана на рис. 2 и осуществляется за счет непосредственного впрыска пилотного топлива в цилиндр. Форсунка пилотного топлива расположена по оси цилиндра. Замена форсунки занимает несколько больше времени, чем замена свечи зажигания. Надежность форсунки подтверждена результатами стендовых испытаний двигателя MD36G.

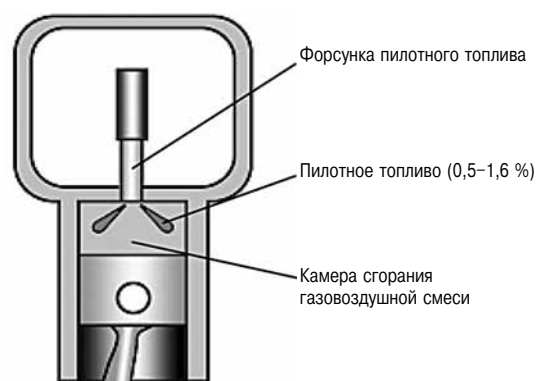


Рис. 2. Непосредственный впрыск пилотного топлива

Благодаря использованию непосредственного впрыска пилотного топлива пуск двигателя MD36G может осуществляться на одном дизельном топливе (дизельный режим), что гарантирует стабильный и надежный пуск. При полной нагрузке пилотное топливо составляет лишь 0,5~1,6% от общей тепловой энергии топлива (включая газ), подаваемой в цилиндр за каждый рабочий цикл.

Таблица 1

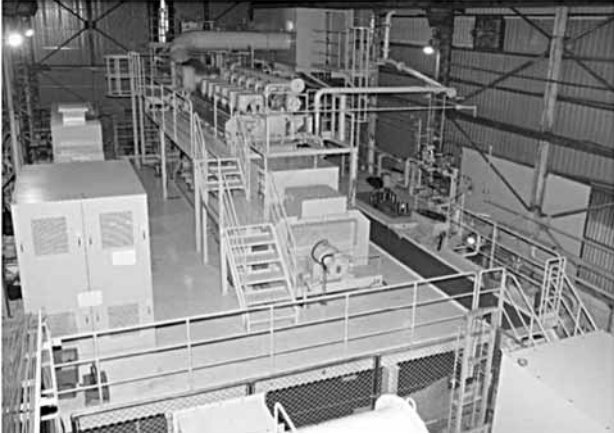
Параметры двигателей MD36G

| Модель                       | 6MD36G                                    | 8MD36G | 12MD36G    | 16MD36G |      |
|------------------------------|---|--------|------------|---------|------|
| Конфигурация                 | Рядные                                    |        | V-образные |         |      |
| Число цилиндров              | 6   | 8      | 12         | 16      |      |
| Диаметр цилиндра, мм         | 360                                       |        |            |         |      |
| Ход поршня, мм               | 480                                       |        | 460        |         |      |
| Скорость двигателя, об/мин   | 600                                       |        |            |         |      |
| Мощность генератора, кВт     | 2760                                      | 3680   | 5300       | 7050    |      |
| Топливный газ                | Бытовой газ природный газ                 |        |            |         |      |
| Пилотное топливо             | Дизель                                    |        |            |         |      |
| Зажигание                    | Непосредственный впрыск пилотного топлива |        |            |         |      |
| КПД выработки электроэнергии | Обычный двигатель, %                      | 45     | 45         | 46      | 46   |
|                              | Новый двигатель, %                        | 47,8   | 47,8       | 48,8    | 48,8 |
|                              | С системами THS и VCP, %                  | 50,6   | 50,6       | 51,7    | 51,7 |

### Стенд

#### для эксплуатационных испытаний (6MD36G)

На рис. 3 изображен двигатель 6MD36G (мощностью 2760 кВт), работавший на предприятии MES, «Tamano Works», который был поставлен туда в январе 2006 г. для эксплуатационных испытаний. Двигатель работал в режиме DSS (ежедневный пуск и останов), его общая наработка составила более 22 000 часов. Этот газовый двигатель был использован для проверки



**Рис. 3. Двигатель 6MD36G, поставленный на эксплуатационные испытания**

конструктивных изменений и новых технологий с целью оценки их работоспособности и надежности.

**Усовершенствования и новые технологии**

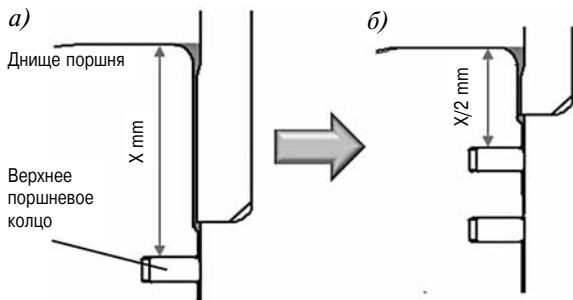
**Конструктивные изменения двигателя MD36G**

На двигателе 6MD36G были применены два усовершенствования. Первое касалось изменения конструкции элементов камеры сгорания, второе состояло в использовании нового метода зажигания газозвушной смеси. Это позволило повысить КПД двигателя на 6,3 % по сравнению с серийным прототипом.

**Изменения конструкции камеры сгорания**

Камера сгорания газового двигателя 6MD36G, работающего на бедной смеси, имеет несколько характерных полостей. При этом попадающая в них топливоздушная смесь полностью не сгорает, а выбрасывается с отработавшими газами, что приводит к потерям энергии. Уменьшение объема этих полостей позволяет снизить количество несгоревшего топлива.

На рис. 4 показаны полости, расположенные над верхним поршневым кольцом, в которых скапливается несгоревший газ. В новой конструкции расстояние по вертикали от верхней поверхности короны поршня до верхнего поршневого кольца (на рис. 4 обозначенное



**Рис. 4. Объем полости (выделена серым):**

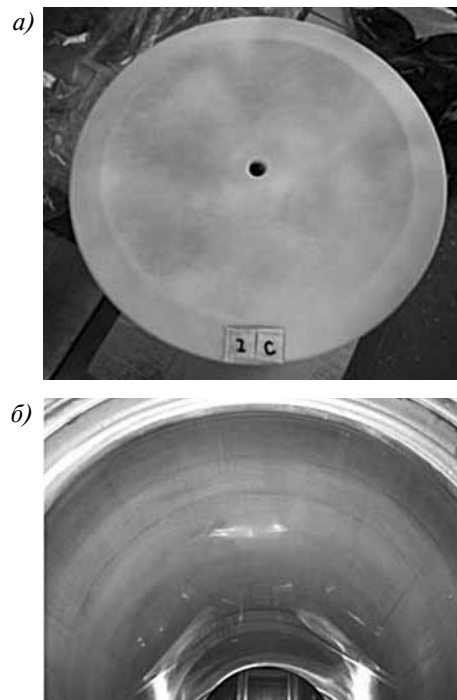
*a* — исходная конфигурация;  
*б* — уменьшение объема полости

как *X*) снижается вдвое, соответственно уменьшается и объем полости. Перед тем, как изменить конструкцию 6MD36G, данное решение было проверено на одноцилиндровом отсеке MD36G. Проверка подтвердила, что принятое решение позволило снизить температурные напряжения в короне поршня до расчетного уровня.

Газовый двигатель был создан на базе дизеля Daihatsu DK36, при этом число поршневых колец не менялось. Поскольку качество топлива газового двигателя обычно выше, чем качество дизеля (учитывая возможность использования, например, флотского мазута), то поршневые кольца газового двигателя по износостойкости могут превосходить поршневые кольца дизеля.

Хорошее состояние поршневых колец опытного двигателя 6MD36G подтверждается также результатами предшествующих ресурсных испытаний. В результате было принято решение уменьшить количество поршневых колец, чтобы снизить потери на трение. Как и в экспериментах с объемом полостей камеры сгорания, вариант с уменьшенным количеством поршневых колец также был предварительно испытан на одноцилиндровом отсеке MD36G. При этом не было выявлено никаких проблем с работой двигателя и состоянием камеры сгорания.

На двигателе 6MD36G были успешно применены все описанные выше усовершенствования. По сравнению с серийным 6MD36G КПД двигателя вырос на 3,9 %, максимальное давление сгорания при этом не изменилось, и никаких от-



**Рис. 5. Днище поршня (а) и втулка цилиндра после 4000 часов работы на стенде (б)**

клонений рабочего процесса от нормы отмечено не было. Не увеличился также расход масла, и не было замечено каких-либо заметных признаков деградации масла после 4000 часов наработки. На рис. 5 показано состояние днища поршня и втулки цилиндра, сфотографированных во время обслуживания после работы на стенде. Было также подтверждено хорошее состояние элементов камеры сгорания. Испытания подтвердили рост КПД двигателя и надежность измененных компонентов камеры сгорания.

### Новая технология зажигания (раздельный впрыск пилотного топлива)

Как отмечалось выше, в двигателе MD36G реализован непосредственный впрыск пилотного топлива (см. рис. 2). Объем и фазы впрыска задаются электронно-управляемой системой common rail. Следует иметь в виду, что при больших нагрузках снижение коэффициента избытка воздуха ради повышения КПД приводит к нарушению нормального процесса сгорания, что ведет к возникновению детонации, либо к пропуску вспышек.

На рис. 6 показано, что поддержание коэффициента избытка воздуха на постоянном уровне и применение нового метода зажигания (впрыска пилотного топлива) вполне себя оправдывает. Обычный впрыск пилотного топлива производится только один раз за цикл (главный впрыск) в цилиндр, уже наполненный газовой воздушной смесью. Усовершенствованный метод зажигания состоит в разделении впрыска пилотного топлива на предварительный впрыск и основной впрыск. Это дает возможность повысить КПД без риска ухудшения рабочего процесса (аномального сгорания). Тепловая энергия пилотного топлива составляет 0,5~1,0 % (при обычном впрыске), и 0,8~1,6 % (при раздельном впрыске) относительно общей тепловой энергии подаваемого топлива, включая газ.

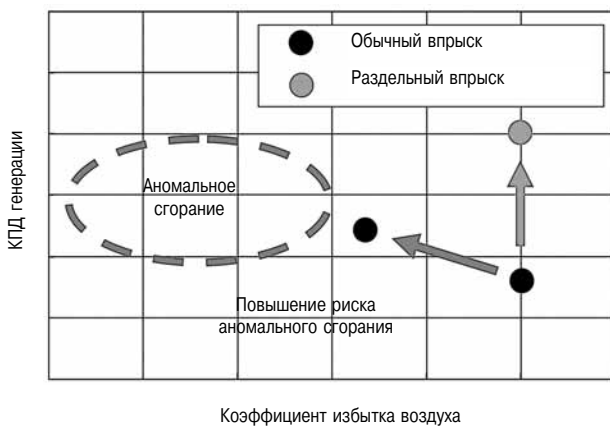


Рис. 6. КПД одноцилиндрового отсека при испытаниях (количество пилотного топлива равно 1,0 % при обычном впрыске, и 1,4 % — при раздельном впрыске)

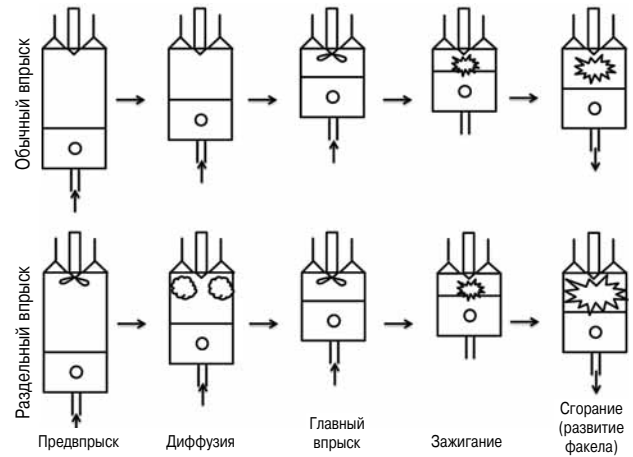


Рис. 7. Схематическое изображение рабочего процесса при обычном и раздельном впрыске (цилиндр заполнен газовой воздушной смесью)

Рабочий процесс при раздельном впрыске схематически показан на рис. 7. После заполнения цилиндра воздушно-топливной смесью и закрытия впускных клапанов происходит предварительный впрыск пилотного топлива в цилиндр — примерно в начале такта сжатия. В процессе сжатия впрынутое пилотное топливо распространяется по объему камеры сгорания. Затем в центре цилиндра происходит самовоспламенение топливовоздушной смеси, вызванное главным впрыском, при этом распространению факела по объему камеры сгорания способствует горение предварительно

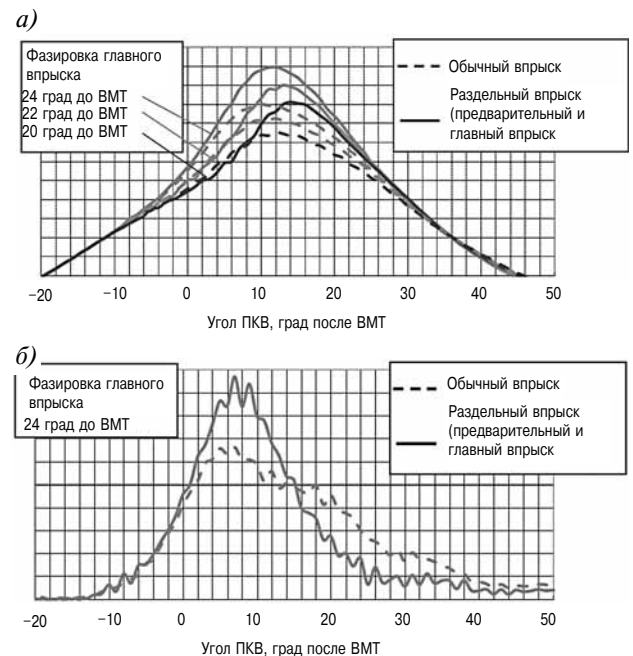


Рис. 8. Давление в цилиндре (а) и скорость тепловыделения (б) при испытаниях одноцилиндрового отсека, при обычном (сплошные линии) и раздельном (пунктирные линии) впрыске:

(доля пилотного топлива 1,0 % при обычном и 1,4 % при раздельном впрыске; Нагрузка в обоих случаях одинакова)

впрыснутого пилотного топлива. На рис. 8 показаны графики изменения давления в цилиндре (усредненного за 300 циклов) при обычном впрыске (пунктирные линии) и при раздельном впрыске (сплошные линии).

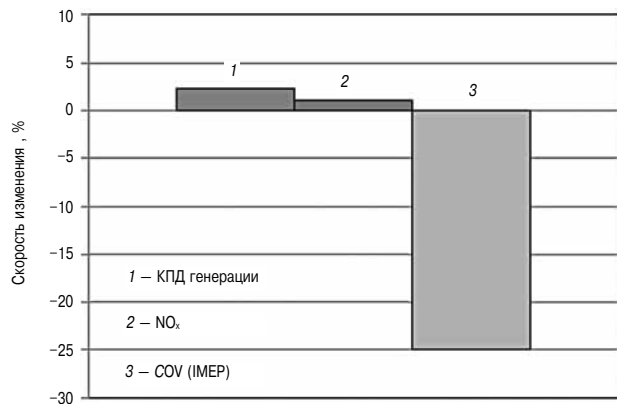
Как уже отмечалось выше, в первом случае происходит лишь один (главный) впрыск за цикл. Во всех случаях нагрузка на двигатель была одинакова. На рис. 8, а показано, что точка зажигания газовой смеси зависит от момента зажигания главного впрыска, поскольку этот момент может сдвигать точку начала первого подъема давления. После зажигания газовой смеси угол наклона сплошных и пунктирных линий (соответствующих одинаковым фазам главного впрыска) также одинаков. При раздельном впрыске рост давления более продолжителен, а угол наклона кривой давления к горизонтали больше, чем при обычном впрыске. В результате угол поворота коленвала перед ВМТ, при котором давление в цилиндре достигает максимума, меньше, а максимальное давление соответственно выше при раздельном впрыске. Например, если главный впрыск происходит при 24 градусах ПКВ до ВМТ, давление в цилиндре достигает максимума через 10 градусов ПКВ после ВМТ при обычном впрыске, и через 11 градусов ПКВ после ВМТ при раздельном впрыске. Объяснение такой разницы между обычным и раздельным впрысками можно увидеть на рис. 8, б. На этом рисунке показана скорость тепловыделения в случае, когда главный впрыск происходит при 24 градусах ПКВ до ВМТ. За время ПКВ от 0 градусов после ВМТ до 15 градусов после ВМТ при раздельном впрыске выделяется больше тепла, чем при обычном впрыске. Угол ПКВ, соответствующий 50 % тепловыделения, при раздельном впрыске на 5 градусов меньше, чем при обычном впрыске. Это объясняется ускорением распространения факела за счет энергии несгоревшего остатка предварительно впрыснутого пилотного топлива. Поскольку, по мере распространения пламени его площадь увеличивается, для повышения КПД распространение факела желательно ускорить. В то же время важно, чтобы момент зажигания топливовоздушной смеси правильно соотносился с моментом главного впрыска. Если воспламенение топливовоздушной смеси происходит раньше главного впрыска, это может вызвать детонацию. Поэтому обязательно должны быть установлены оптимальные значения фазировки и объема предварительного впрыска для каждого конкретного типа газового двигателя.

Испытания одноцилиндрового отсека MD36G подтвердили, что при раздельном впрыске и при полной нагрузке двигателя относительный

объем предвпрыска пилотного топлива может быть достаточно малым, т. е. таким же или чуть большим, чем объем главного впрыска (например, объем предвпрыска 0,8 %, а объем главного впрыска — 0,6 %). При этом наибольший эффект достигается, если предвпрыск по времени совпадает с началом процесса сжатия. Фактически движение предварительно впрыснутого пилотного топлива просто способствует распространению факела топливовоздушной смеси, а столь малое количество пилотного топлива помогает избежать переувлажнения стенок цилиндра.

Кроме того, необходимо некоторое время, для того чтобы предварительно впрыснутое пилотное топливо достигло периферийной части цилиндра. При раннем впрыске к тому же уменьшается энергия пилотного топлива, диффузия которого не достигает нужного значения, пока давление сжатия не достигнет определенного уровня. Поэтому предварительно впрыснутое пилотное топливо не сможет воспламенить газозвушную смесь до начала главного впрыска. На рис. 9 показано изменение показателей работы при использовании на двигателе 6MD36G раздельного впрыска. КПД вырос на 2,3 %, при этом выброс NO<sub>x</sub> увеличился только на 1 % (как и при обычном впрыске). Это объясняется тем, что диффузия предварительно впрыснутого пилотного топлива достигает достаточного значения до того, как оно сгорит.

Коэффициент вариации (COV — coefficient of variance) среднего индикаторного давления (IMEP — indicated mean effective pressure) уменьшился на 25 %. Это объясняется тем, что при раздельном впрыске уменьшается число циклов медленного сгорания газозвушной смеси. Таким образом, одновременно с уменьшением COV (IMEP) снижается риск возникновения аномального горения, раздельный впрыск пилотного топлива повышает КПД и стабильность



**Рис. 9. Изменение показателей двигателя 6MD36G при переходе на раздельный впрыск:** (доля пилотного топлива 1,0 % при обычном и 1,4 % при раздельном впрыске)

горения газовой смеси, к тому же выбросы  $\text{NO}_x$  при этом не растут. Надежность рассматриваемого метода зажигания подтверждается результатами испытаний двигателя 6MD36G в течение 4000 часов.

### THS турбогидравлическая система

#### Использование энергии коленвала

Турбонаддув — известный метод воздухообеспечения двигателя. Воздух сжимается в компрессоре, расположенном на одном валу с турбиной, приводимой в действие энергией отработавших газов. За последнее время эффективность турбокомпрессоров существенно возросла, поэтому они способны обеспечить большой расход воздуха, чем это необходимо для работы газового двигателя. В настоящее время избыток сжатого воздуха двигателя MD36G отводится через байпас на выпуск, что позволяет поддерживать нужный уровень давления наддува.

Вместе с тем, это означает бесполезную потерю избыточной энергии. Система THS (Turbo Hydraulic System) способна утилизировать эту избыточную энергию, превращая ее в энергию давления жидкости, которая используется для дополнительной подкрутки коленвала. Первоначально система THS была разработана компанией MES для главного судового двигателя большой мощности [3]. В настоящее время система THS нашла новое применение на двигателе MD36G, где подтвердила свою эффективность. На рис. 10 показан общий вид системы THS, используемой для подкрутки коленвала. Вал турбокомпрессора через редуктор

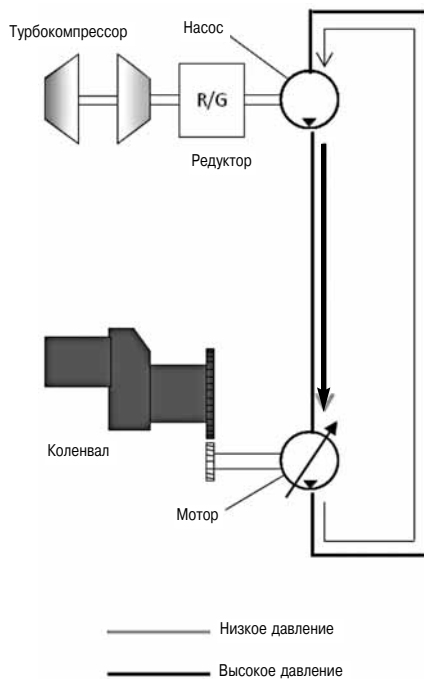


Рис. 10. Гидравлическая схема THS

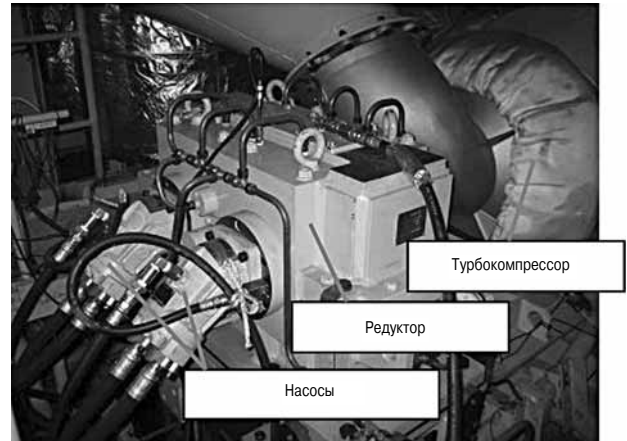


Рис. 11. Гидронасос на турбокомпрессоре

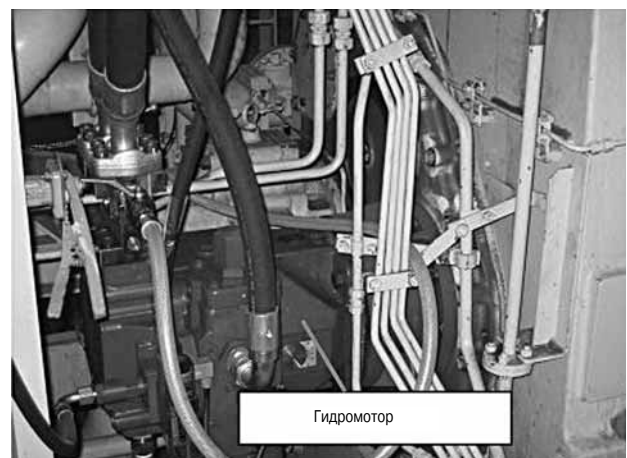
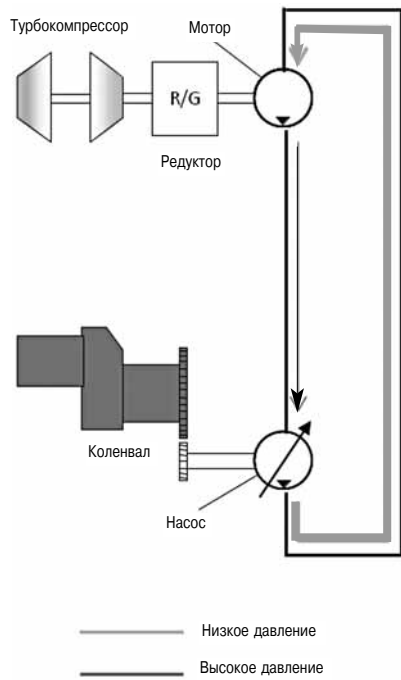


Рис. 12. Гидромотор на коленчатом валу

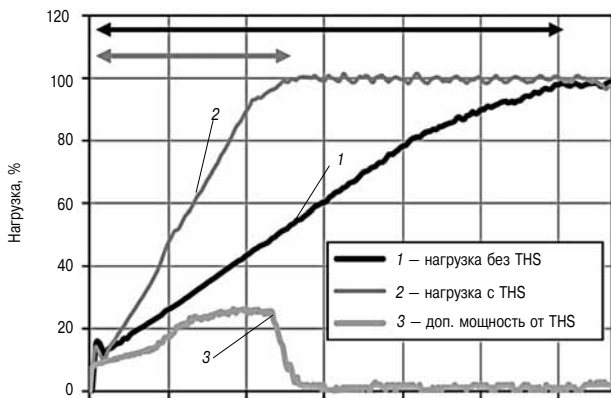
соединен с коленвалом двигателя (рис. 11). Давление жидкости в системе обеспечивает дополнительную подкрутку коленвала с помощью гидромотора (рис. 12). Регулируемый гидромотор управляет количеством утилизируемой энергии. Как показали испытания системы THS, она способна увеличить общий КПД силовой установки на 3,4 % что равносильно увеличению мощности на фланце коленвала на 105 кВт.

#### Подкрутка турбокомпрессора

Система THS позволяет переключать стороны высокого и низкого давления гидросистем. Это дает возможность отбирать часть мощности с коленвала и использовать ее для подкрутки турбокомпрессора. Величина отбора мощности определяется гидронасосом переменной производительности, соединенным с коленвалом. Гидросистема, обеспечивающая возможность подкрутки вала турбокомпрессора, показана на рис. 13. Возможности реагирования двигателя MD36G на колебания нагрузки в переходных процессах с целью стабилизации частоты вращения ограничены производительностью турбокомпрессора, особенно в пусковой период, когда скорость



**Рис. 13. Гидросистема THS (подкрутка вала турбокомпрессора)**



**Рис. 14. Переходные процессы двигателя 6MD36G по скорости при набросе нагрузки**

турбокомпрессора намного ниже требуемой. Реакция турбокомпрессора на колебания нагрузки может существенно улучшена за счет использования энергии коленвала и вращающихся масс. Эффективность данной технологии проиллюстрирована рис. 14. Испытания показали, что время разгона двигателя MD36G от холостого хода до полной нагрузки при этом может быть сокращено более чем вдвое.

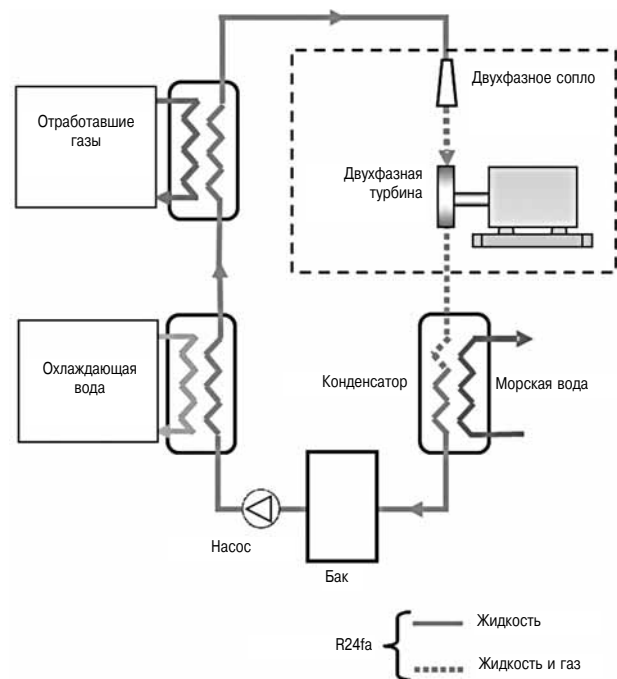
**Цикл на основе теплоносителя с переменным фазовым состоянием (VPC — Variable Phase Cycle)**

VPC — бинарная технология, использующая источник тепла с температурой от 70 до 250 °С, разработанная фирмой «Energent Corp. of Santa Ana» (U.S.A.) [4]. Данная технология была

использована, в частности, для утилизации тепла, выделяющегося при работе судового дизеля большой мощности [5]. В качестве теплоносителей использованы хлорфторуглероды R134A или R245fa с низкой температурой кипения. Преимущество данного решения по сравнению с обычным термодинамическим циклом, например, с циклом Рэнкина, состоит в том, что оно позволяет существенно сократить размеры теплообменника, так как теплоноситель в нем не должен испаряться.

Кроме того, она позволяет увеличить тепловые потоки при теплообмене, так как не имеет «узких мест», препятствующих теплопередаче. В двигателе 6MD36G технология VPC используется для организации теплообмена между охлаждающей водой и отработавшими газами. Теплообмен между рабочей жидкостью и охлаждающей водой, с одной стороны, и между рабочей жидкостью и отработавшими газами, с другой стороны, обеспечивается с помощью двух отдельных теплообменников. Схема работы VPC показана на рис. 15.

Рабочая жидкость, подвергаясь сжатию и нагреву, поступает в сопло для вещества с переменным фазовым состоянием, жидкого или двухфазного (жидкость и пар). По мере движения рабочей жидкости к соплу ее давление падает, одновременно усиливается парообразование. Двухфазная турбина приводится во вращение двухфазным потоком, при этом генерируется электроэнергия. Затем следует охлаждение и ожидение рабочего тела в конденсаторе. В ходе испытаний системы была подтверждена способ-



**Рис. 15. Схема работы VPC**

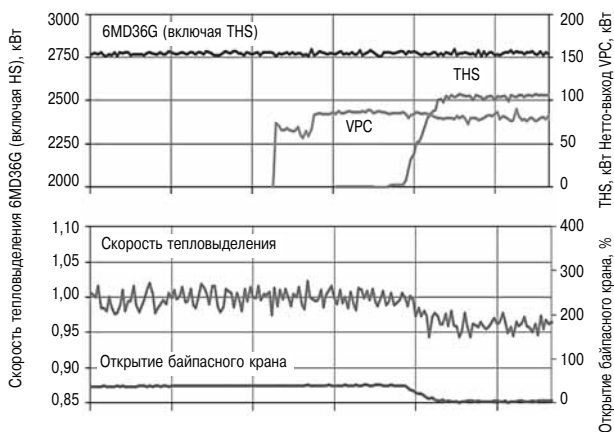


Рис. 16. Результаты испытаний комбинированной системы с двигателем 6MD36G

ность системы производить электроэнергию в количестве 81 кВт (без учета собственных нужд). При этом общий КПД силовой установки с газовым двигателем 6MD36G увеличился на 2,4 %.

#### Испытания комбинированной системы

Испытания комбинированной системы на основе двигателя 6MD36G проводились с целью валидации усовершенствованных компонентов и новых технологий, описанных выше (включая модернизацию MD36G, а также добавление систем THS и VPC). Результаты показаны на рис. 16. Сначала двигатель MD36G развивал свою номинальную мощность (2760 кВт). На следующем этапе включалась система VPC и начиналась генерация электроэнергии. На третьем этапе включилась система THS утилизация избыточной энергии турбокомпрессора для подкрутки коленвала. Благодаря этому удалось снизить расход топлива двигателем, притом, что величина производимой электроэнергии не изменилась. В результате мощность на валу увеличилась на 105 кВт.

Утилизация избыточной энергии турбокомпрессора с помощью THS позволила отказаться от байпасного клапана, с помощью которого производился перепуск части наддувочного воздуха в выпускной коллектор. Благодаря включению системы THS энергия, потребляемая системой VPC, несколько уменьшилась, однако все еще оставалась на уровне 81 кВт (без учета собственного потребления). Важно отметить отсутствие какого-либо нежелательного взаимодействия между обеими упомянутыми системами.

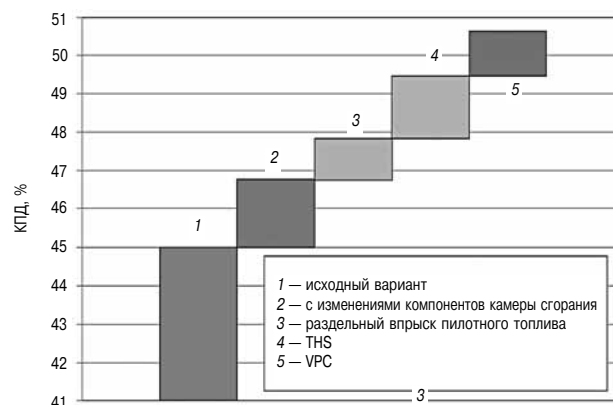


Рис. 17. Повышение КПД газового двигателя 6MD36G относительно исходного двигателя

Как показано на рис. 17, данные мероприятия позволили повысить КПД энергоустановки с газовым двигателем 6MD36G до 50,6 %, что на 12,4 % превышает КПД исходного двигателя.

#### Заключение

Двигатель MD36G был усовершенствован путем изменения конструкции элементов камеры сгорания и применения новой технологии горения. Кроме того, он был дополнен двумя новыми системами: THS (Turbo Hydraulic System) и VPC (Variable Phase Cycle). КПД исходного двигателя MD36G равен 48,8 % (в V-образном исполнении) и 47,8 % (рядном исполнении) соответственно. Применение систем VPC и THS позволило увеличить его еще на 6 %.

#### Литература

1. Kondo M., et al. Development of Large Gas Engine with High Efficiency // Mitsui Zosen Technical Review 2007. № 191. P. 19.
2. Oka T., et al. «Development of Large Gas Engine with High Efficiency (MD36G)», CIMAC Congress 2010, Bergen, paper № 115.
3. Sakairi N., et al. «Development of Turbo Hydraulic System on Large Marine Diesel Engine», CIMAC Congress 2013, Shanghai, paper № 146.
4. Welch P., Boyle P. New Turbines to Enable Efficient Geothermal Power Plants // Geothermal Resources Council Transactions. 2009. № 33. Pp. 765–772.
5. Imai K., et al. Development of on-board VPC Power Generation System // Mitsui Zosen Technical Review. 2014. № 211. Pp. 13–18.



**ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ  
ПЕРВЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ MAN B&W ME-GI  
НА СПГ-ГАЗОВОЗАХ**

*Lars Ryberg Juliusen,  
MAN Diesel & Turbo  
Micael Johnsen Kryger,  
MAN Diesel & Turbo Copenhagen  
Hwa Taik Lee, Ho Jung Choi,  
Engine & Machinery Division  
Hyundai Heavy Industries Co. Ltd.*

**Введение**

Первый работающий полноразмерный двигатель ME-GI, переоборудованный под газ, в мае 2011 г. был показан на масштабной презентации, проводившейся в исследовательском центре MAN Diesel & Turbo (MDT) Diesel Research Centre (DRC) в Копенгагене. Были продемонстрированы конструктивные особенности ME-GI и его характеристики. Демонстрация охватывала все вспомогательные системы двигателя, в том числе систему подачи газа (FGSS — fuel gas supply system).

В дальнейшем ОК и НИР по совершенствованию двигателей были продолжены. Они включали развернутые испытания в исследовательском центре DRC, а также на стендах наших лицензиатов. Эти испытания подтвердили заявленные характеристики и функциональность ряда двигателей с диаметром цилиндра от 50 до 90 см в версиях L, S и G.

В настоящем докладе представлены основные цели, поставленные разработчиками при создании двигателей ME-GI, результаты функциональных и ресурсных испытаний двигателя и его систем, а также освещен опыт эксплуатации этих двигателей.

**Создание двигателя: основные этапы**

В ноябре 2012 года первый коммерческий экземпляр двигателя MAN B&W ME-GI, представляющий собой адаптацию модели 8S70ME-C8.2-GI, прошел демонстрационные испытания на стенде корейского лицензиата MDT Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. & Machinery Engine Division (НИИ-EMD).

В ходе испытаний двигатель развивал 100 % мощность при работе на сжатом природном газе (CNG) под давлением 300 бар, поступающем от интегрированной системы подачи газа (Hi-GAS), установленной на предприятии Hyundai в г. Ульсан (Корея). Затем были успешно проведены первые типовые приемочные испытания (ТПИ) двигателя S70ME-GI (рис. 1).

Вскоре пришел первый заказ на двухтактный двухтопливный двигатель MAN B&W ME-GI. Американская судоходная компания заказала два двигателя L70ME-GI, предназначенных для использования в качестве главных двигателей вновь

строящегося контейнеровоза вместительностью 3100 teu.

Не прошло и месяца, как были заказаны еще два подобных двигателя, на этот раз — версии G70ME-GI. Данный заказ поступил от фирмы Teekay LNG partners (ТЕЕКАУ), а двигатели были предназначены для использования в качестве главных двигателей двух СПГ-газовозов емкостью 173 400 кубометров. Всего по состоянию на январь 2016 года было заказано более 142 двигателей типа ME-GI.

Вторым лицензиаром MDT стала компания Mitsui Shipbuilding & Engineering Co., Ltd. (MES), получившая в апреле 2013 года лицензию на постройку первого двигателя типа 6S70ME-GI. Он был продемонстрирован на предприятии Mitsui в Тамано (Япония).

В дальнейшем концепция ME-GI продолжала развиваться и совершенствоваться в направлении повышения экономичности и снижения выбросов NO<sub>x</sub>, в том числе, за счет рециркуляции отработавших газов (EGR). Летом 2013 года на предприятии DRC в Копенгагене были проведены испытания опытного образца газового двигателя, подтвердившие достижение всех целевых показателей качества, в частности — уровень выбросов NO<sub>x</sub> ниже предельно допустимого по IMO Tier III.

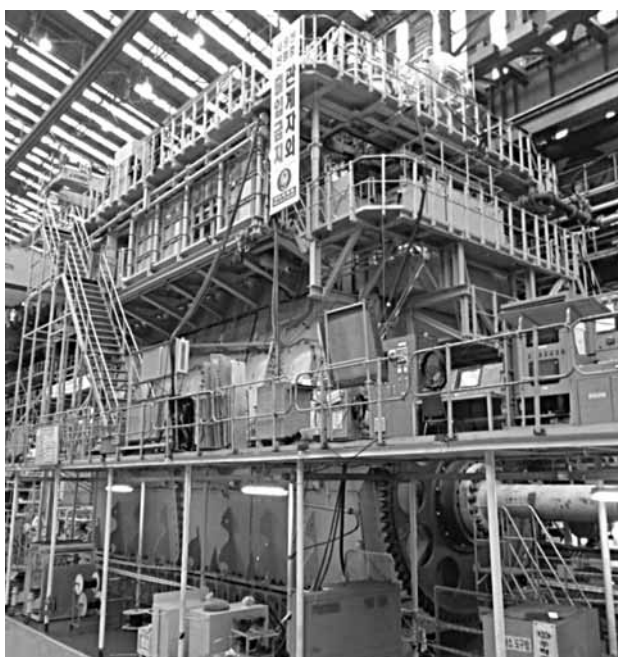
Следующим шагом в развитии концепции двигателя ME-GI стал проект Nakilat, согласно которому первые два двигателя типа 7S70ME-C7.1, установленные на судне Rasheeda, будут «под ключ» адаптированы для работы на LNG. Основные аспекты этой конверсии включали



**Рис. 1. Двигатель типа 7S70ME-C7.1 на стенде НИИ-EMD**



**Рис. 2.** Судно Rasheeda, на котором установлены два первых в мире двигателя 7S70ME-C7.1, переоборудованные в 7S70ME-C.7-GI



**Рис. 3.** Двигатель 7S90ME-C9.5-GI на стенде ННІ-EMD

установку главного газового клапана (GVT — gas valve train), системы FGSS и насосов подачи LNG (рис. 2).

Самый последний проект из этой серии по состоянию на февраль 2016 — это 7S90ME-C9.5-GI, крупнейший в мире двухтопливный двигатель, который прошел успешные демонстрационные испытания на стенде ННІ-EMD (рис. 3).

#### Результаты определения основных показателей

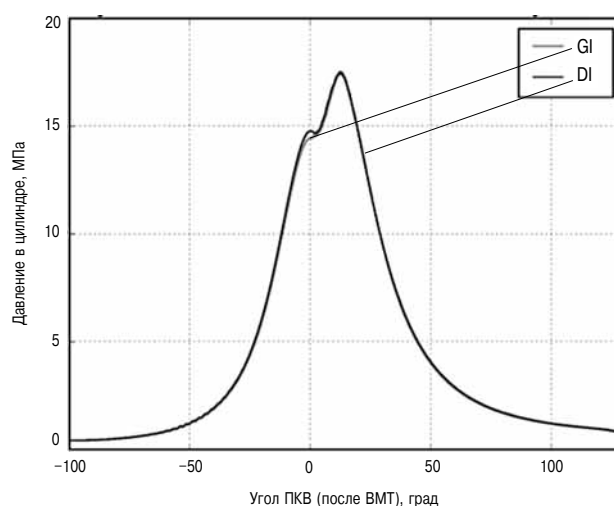
В номенклатуру двигателей, выпущенных фирмой «MAN Diesel & Turbo» входит, в числе прочих, определенное количество двигателей ME-GI, прошедших испытания. Результаты этих испытаний соответствуют расчетным показателям. В настоящем докладе представлены результаты последних испытаний двигателя L70ME-C-GI [1].

На рис. 4 показаны результаты сравнительных испытаний этого двигателя при работе на флот-

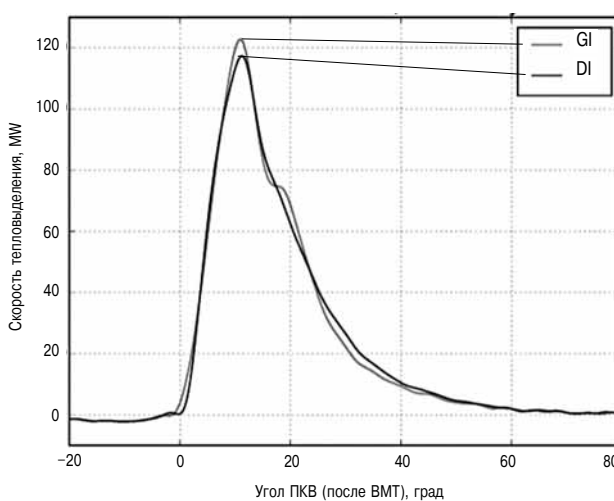
ском газойле (MGO) и сжиженном природном газе (LNG) при 100 % нагрузки. Обе кривые давления в цилиндре практически идентичны, что и являлось в данном случае целью проектантов. Изменения давления в цилиндрах во времени, как и расхождения между разными цилиндрами, оказались незначительными. Они зависят лишь от точности измерений, которая в обоих случаях вполне была удовлетворительной.

Одним из важнейших инструментов, используемых проектантами двигателей, является пересчет (измеренных) кривых изменения давления в цилиндре в кривые тепловыделения. Они характеризуют количество тепла, выделяющегося в процессе сгорания топлива (рис. 5).

Скорость тепловыделения зависит, главным образом, от длительности впрыска и от качества



**Рис. 4.** Изменение давления в цилиндре двигателя при работе на полной нагрузке: DI — при работе на газойле; GI — на природном газе



**Рис. 5.** Видимая скорость тепловыделения (при полной нагрузке двигателя), при работе на газойле (DI) и на природном газе (GI)

смешивания топлива с поступающим воздушным зарядом. Это качество определяется, в основном, моментом движения топливных струй. Сравнение значений скорости тепловыделения при работе на дизельном топливе и на газе показывает, что процесс тепловыделения почти одинаков для обоих видов топлива. Это относится не только к максимальному значению тепловыделения, но и к моменту окончания сгорания, а также к форме кривой тепловыделения. Тем самым подтверждается тот факт, что характер рабочего процесса в газовом двигателе и в обычном дизеле практически одинаков.

Изменение удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки показано на рис. 6., из которого видно, что удельный расход топлива (SFOC) при высокой нагрузке уменьшается примерно на 5 г/кВт·ч, тогда как на холостом ходу он практически не меняется. Оптимизация по SFOC может быть осуществлена за счет изменения настроек и/или за счет конструктивных изменений форсунки, причем это относится к системам топливоподачи обоих видов топлива — газового и дизельного, что обеспечивает достаточную гибкость настроек.

Уровни выбросов CO<sub>2</sub> объясняются более высоким значением соотношения Н/С в составе природного газа по сравнению с дизельным топливом (или тяжелым топливом — HFO), а также некоторым снижением SFOC в газовом режиме. Если еще учесть чрезвычайно низкий уровень выбросов HC, то следует признать, что двигателям ME-GI свойственен очень малый оставляемый след парниковых газов по сравнению с другими типами двигателей. Это объясняется их высокой топливной экономичностью и крайне благоприятным соотношением Н/С в природном газе.

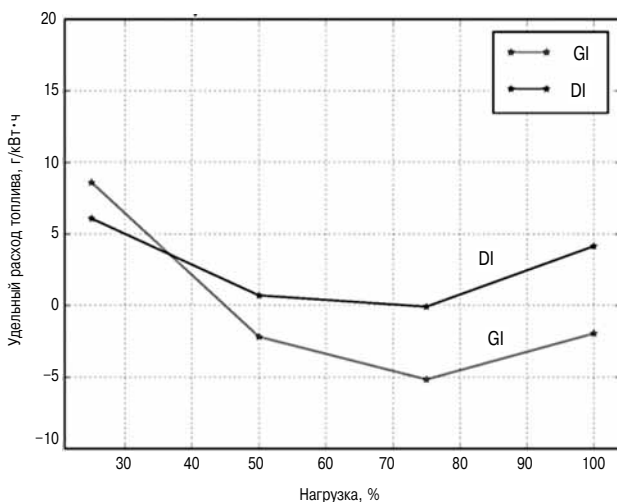


Рис. 6. Относительный расход топлива (с поправкой на стандартную теплотворную способность по ИСО) при работе на дизеле (DI) и на природном газе (GI)

Пока оптимизация влияет только на уставки системы управления и на изменения конкретной системы впрыска, настройки в обоих режимах (DI и GI) друг от друга практически не зависят. Уровни выбросов двигателя при указанных испытаниях показаны на рис. 7.

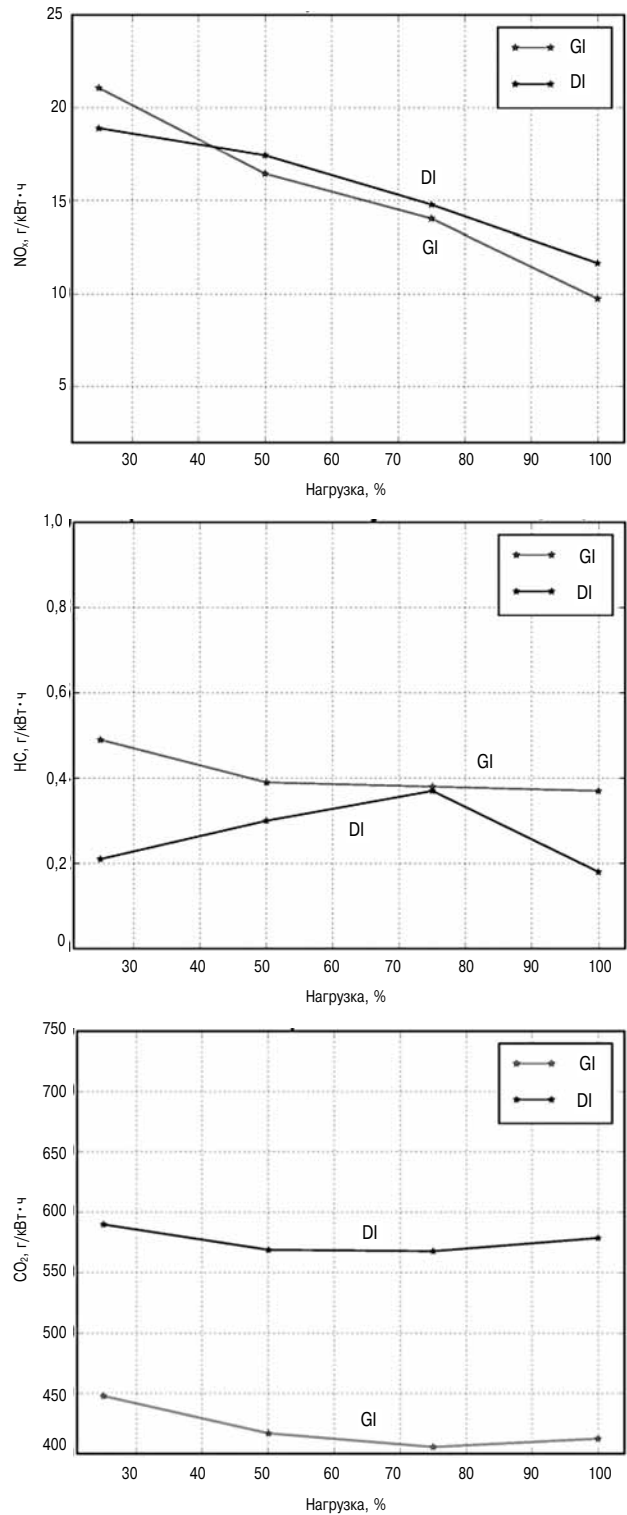


Рис. 7. Удельные выбросы в зависимости от нагрузки при работе на дизельном топливе (DI) и на природном газе (GI)

Уровень выбросов NO<sub>x</sub> практически одинаков в обоих режимах, в обоих случаях была выполнена оптимизация процесса, при этом уровень выбросов NO<sub>x</sub> укладывался в нормы IMO Tier II. Поскольку при сгорании природного газа уровень выбросов NO<sub>x</sub> всегда меньше, такая оптимизация в любом случае приводит к тому, что расход топлива в газовом режиме меньше, чем в дизельном.

Выбросы углеводородов (HC) и окиси углерода (CO) в газовом и дизельном режимах остаются на одинаково низком уровне. На величину выбросов HC и CO влияют, в основном, такие факторы, как объем полости впрыска, охлаждение пламени вблизи холодных поверхностей, и т. п. В процессе оптимизации их влияние обычно стараются по возможности уменьшить.

Уровень несгоревших углеводородов отражает количество всех углеводородов в отработавших газах. Сравнение дизельного и газового режимов в данном случае не будет корректным, поскольку несгоревшие углеводороды в обоих режимах сильно разнятся по составу. Однако их уровень задает верхнюю границу утечек метана, которая в обоих случаях значительно ниже, чем в обычном газовом двигателе, работающем на бедной смеси.

Начиная с июня 2014 года, лицензиарами MAN Diesel & Turbo было выпущено большое количество двигателей ME-GI, постепенно вводимых в эксплуатацию. Мы выбрали три судна, оборудованных такими двигателями, опыт эксплуатации которых будет рассмотрен ниже.

#### Проект Nakilat



|                     |                    |
|---------------------|--------------------|
| Наименование судна  | Rasheeda           |
| Тип двигателя       | 2 × 7S70ME-C-7-GI  |
| Строитель двигателя | Doosan             |
| Верфь               | NKOM               |
| Владелец            | Nakilat            |
| Тип судна           | LNG-газовоз        |
| Вместимость         | 266 000 кубометров |
| Класс               | ABS                |

#### Этапы проекта

- 2013, декабрь: подписание контракта на переоборудование судна «под ключ»;
- 2015, апрель: постановка судна в док и его переоборудование;

- 2015, май: ходовые испытания на тяжелом топливе;
- 2015, сентябрь: первое испытание систем подачи газа;
- 2015, ноябрь: официальные ходовые испытания обоих двигателей;
- 2015, сентябрь: приемо-сдаточные испытания судна.

#### Общее резюме

После постановки судна в док были смонтированы все системы подачи газа, а двигатель был конвертирован в двухтопливный (ME-GI), при этом насосы подачи СПГ были установлены в грузовых танках, а их параметры оптимизированы в соответствии с реальными судовыми условиями.

Была смонтирована система подачи газа (FGSS), а система управления была отрегулирована с учетом реальных судовых условий.

Была установлена система управления газовым клапаном (GVT-Gas Valve Train), при этом система топливопроводов с двойными стенками была оптимизирована в соответствии с реальными судовыми условиями.

Были проложены все кабели, и все кабельные соединения были проверены. Была также выполнена очистка (прокачка) всех топливопроводов. Весь объем работ составил более 250 000 человеко-часов, работы прошли без каких-либо инцидентов. Ходовые испытания начались с отставанием от графика всего 5 дней, т. е. через 495 дней после подписания контракта.

#### Проект TOTE



|                     |                         |
|---------------------|-------------------------|
| Наименование судна  | Isla Bella              |
| Тип двигателя       | 1 × 8L70ME-C-8.2-GI     |
| Строитель двигателя | Doosan                  |
| Верфь               | General Dynamics NASSCO |
| Владелец            | Tote Inc.               |
| Тип судна           | Контейнеровоз           |
| Вместимость         | 3.100 ДФЭ               |
| Класс               | ABS                     |

#### Этапы проекта

- 2012, декабрь: подписание контракта;
- 2014, июнь: заводские приемо-сдаточные испытания (FAT) завершены;
- 2015, июль: швартовные испытания в ди-

зельном режиме

➤ 2015, август: ходовые испытания на тяжелом топливе (MDO);

➤ 2015, октябрь: официальные ходовые испытания;

➤ 2016, январь: успешная бункеровка СПГ43

➤ 2015, ноябрь: судно сдано в эксплуатацию

#### Общее резюме

Полученный от поставщика двигатель был собран и установлен на судне.

Были успешно проведены приемо-сдаточные испытания газовой системы.

При сдаче была обнаружена проблема с очисткой газовой магистрали FGSS на участке от GVT до входа в главный двигатель.

Продувка азотом оказалась недостаточной, поэтому было решено провести 48-часовую промывку дизельным топливом.

В целом, все компоненты GI в ходе испытаний и сдачи двигателя работали нормально.

Вслед за проверкой газовой системы были проведены официальные ходовые испытания, в ходе которых, в числе прочего, проверялось поведение системы при переключениях видов топлива.

В завершение периода работы на газе были проведены испытания системы отключения подачи газа вручную — также вполне успешно.

#### Проект ТЕЕКАУ



|                     |                     |
|---------------------|---------------------|
| Наименование судна  | Creole Spirit       |
| Тип двигателя       | 2 × 5G70ME-C-9.5-GI |
| Строитель двигателя | HHI-EMD             |
| Верфь               | DSME                |
| Владелец            | Teekay LNG Partners |
| Тип судна           | LNG танкер          |
| Вместимость         | 173 400 кубометров  |
| Класс               | ABS                 |

#### Этапы проекта

➤ 2012, декабрь: подписание контракта;

➤ 2015, январь: заводские приемо-сдаточные испытания (FAT) завершены;

➤ 2015, октябрь: ходовые испытания на жидком топливе;

➤ 2015, декабрь: официальные ходовые испытания;

➤ 2016, февраль: сдача судна;

➤ 2016, март: судно поступило в эксплуатацию

#### Общее резюме

Полученные от поставщика двигатели были установлены на судне.

Были проведены приемо-сдаточные испытания газовой системы, при этом, если учесть сложность устройства судна, возникало на удивление мало проблем.

Можно констатировать, что все компоненты GI в ходе приемо-сдаточных испытаний работали без каких-либо отклонений.

В начале левый двигатель не удалось запустить из-за утечки газа. Как выяснилось, утечка была вызвана неправильной установкой датчика в газовом канале. Правый двигатель был запущен на газе без каких-либо проблем.

#### Система подачи газа в двигатель, работающий на СПГ

Двигатель ME-GI рассчитан на питание сжатым природным газом (CNG) давлением от 200 до 315 бар, в зависимости от нагрузки на двигатель, т. е. давление газа изменяется в соответствии с нагрузкой.

Давление газа задается системой управления впрыском газа (ME ECS), сигнал от которой поступает в систему подачи газа FGSS. Эта система может работать от компрессора, если топливом является выкипающий газ (BOG — boil-off gas) или LNG.

В последнем случае используются криогенный компрессор высокого давления и испаритель. Поскольку данные испытания носили демонстрационный характер, система подачи газа Hi-GAS LNG фирмы HHI-EMD были модернизирована таким образом, чтобы отвечать требованиям применения на двигателях ME-GI мощностью до 85 МВт (рис. 8).

На судне «Rasheeda» для использования BOG была установлена система повторного сжижения газа, поэтому естественным выбором для построения FGSS был криогенный компрессор. При проектировании была использована динамическая модель (DMS — dynamic model simulation), позволяющая имитировать различные сценарии работы FGSS. Она же использовалась для первоначальной настройки параметров.

При первом пуске установки на газе первоначальная настройка параметров, как выяснилось, не позволяла промоделировать все сценарии.

Труднее всего оказалось справиться с падением давления газа. При пуске второго двигателя на газе (с первоначально настроенными параметрами) давление газа падало слишком резко, в результате чего прекращалась подача газа на первый двигатель. Поэтому пришлось изменить параметры. Система GVT была дополнена функцией «медленного открытия клапана», предотвращающей



Рис. 8. Система подачи LNG на двигателях HHI-EMD

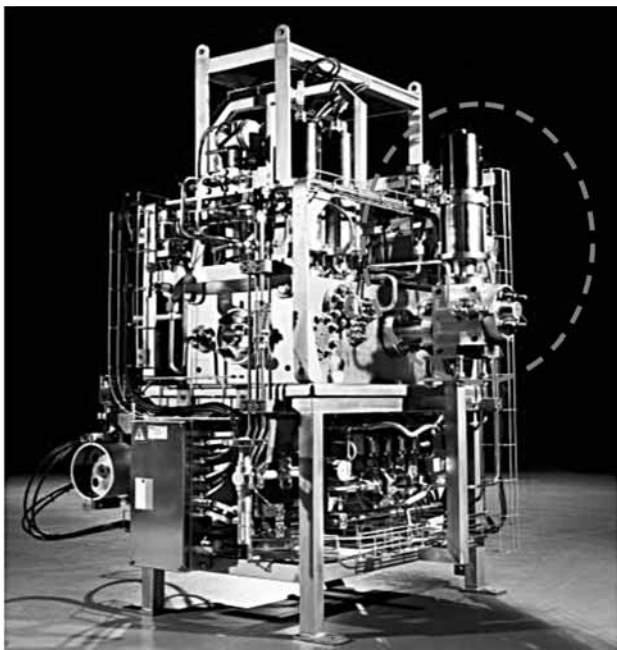


Рис. 9. Медленно открывающийся клапан, установленный на GVT (выделен пунктирной линией)

чрезмерное падение давления и обеспечивающая нагружение обоих двигателей до необходимого уровня с помощью медленно открывающегося клапана на GVT. Более подробно работа GVT описана в следующем разделе.

Система подачи газа на судне «Creole Spirit» состоит из компрессора BOG фирмы «Burckhardt Compression» (Hi-Com), работающего совместно с криогенным насосом и испарителем (Hi-Var),

которые включаются, когда количества BOG недостаточно для питания главного двигателя. Обе системы — Hi-Com и Hi-Var — впервые используются в подобного рода установке, причем система Hi-Com стала первой, заказанной у «Burckhardt Compression». Понадобилось два дня для настройки клапанов и других компонентов системы, и для устранения нескольких протечек. Затем была выполнена тонкая настройка схемы управления компрессором, и, наконец, когда управление компрессором было полностью отлажено, двигатель был переключен на газ (см. схему двухдвигательной установки с компрессором BOG, криогенным насосом высокого давления и испарителем на рис. 10).

Система Hi-Com прошла испытания на устойчивость давления и температуры подаваемого в двигатель газа путем быстрых изменений нагрузки двигателя и на принудительное включение газового режима. Давление газа на входе оставалось стабильным даже при максимальных величинах наброса–сброса нагрузки. Следует отметить, что перед установкой системы несколько месяцев ушло на моделирование изменения давления газа при различных рабочих условиях, поэтому при испытаниях газовой системы понадобились лишь незначительные подстройки системы регулирования давления.

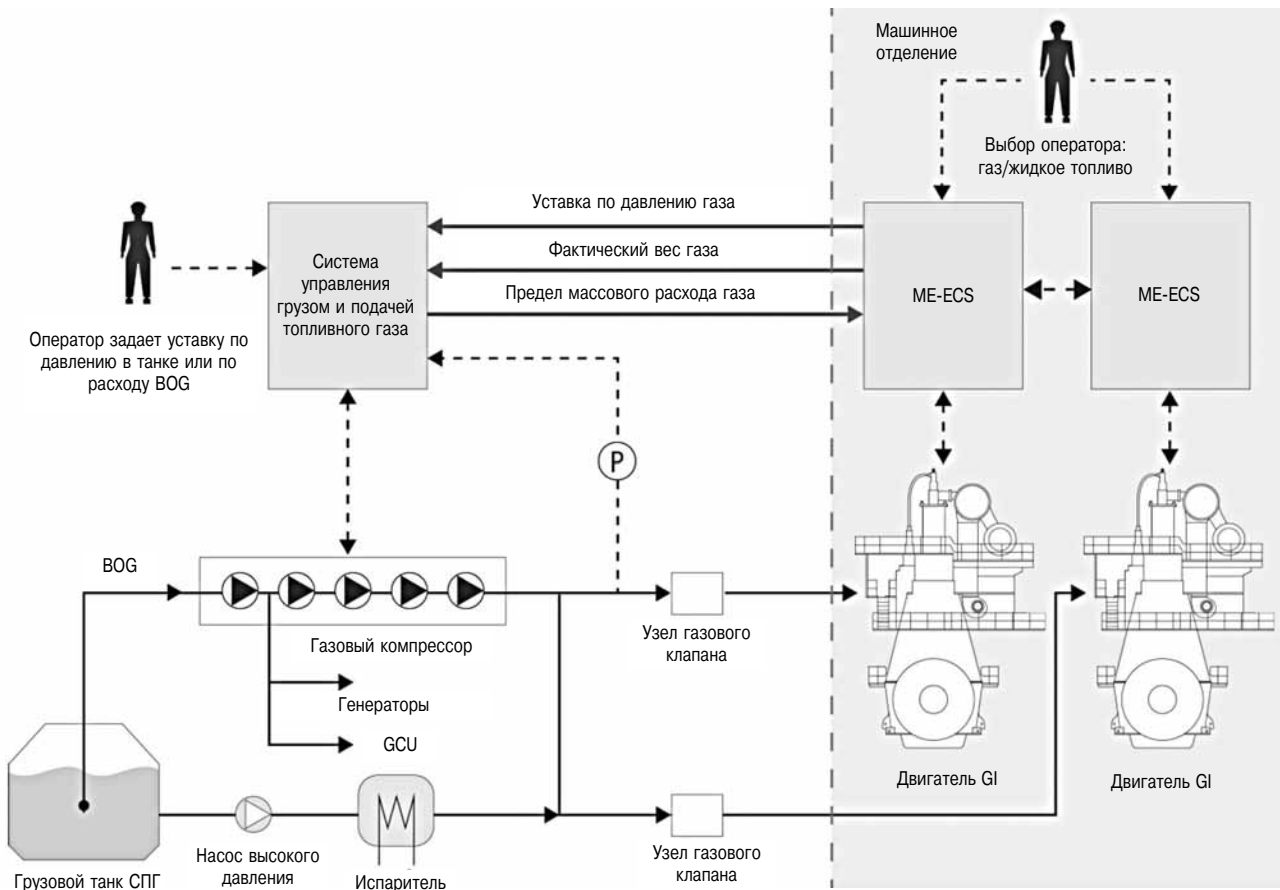
Во время приемо-сдаточных испытаний Hi-Var некоторые из клапанов управления потребовали замены, однако, во избежание срабатывания аварийного клапана при резких изменениях нагрузки, была выполнена небольшая дополнительная оптимизация системы регулирования давления. Понадобилось два дня, чтобы система заработала удовлетворительно, и чтобы оба двигателя смогли работать на газе, поступающем из системы Hi-Var.

Еще одной специфической особенностью двигателей ME-GI является способность к оптимизации в так называемом заданном двухтопливном режиме (SDF), при котором судовая система управления BOG устанавливает предельно допустимый расход газа. Тем самым расход газа приводится в соответствие с количеством BOG, необходимым для поддержания заданного давления в грузовых танках. При этом система ME ECS автоматически увеличивает количество пилотного топлива (MDO или HFO), необходимого для поддержания скорости двигателя и судна.

#### Система управления

##### газовым клапаном и трубки подвода газа

СПГ поступает из системы FGSS в двигатель ME-GI при заданных значениях давления (200–300 бар) и температуры (45 °C). Безопасная подача газа в машинное отделение обеспечивается



**Рис. 10. Схема двухдвигательной установки с одним компрессором BOG и насосом высокого давления FGSS для ME-GI. Для управления работой двигателей в режиме минимизации SDF предусмотрен обмен сигналами между компрессором, FGSS, системой управления нагрузкой и ME ECS**

газовым клапаном (GVT). GVT — это клапанный агрегат, расположенный между FGSS и двигателем ME-GI. Он состоит из фильтра, двух запорных клапанов и одного выпускного клапана. Когда газовая система выключена, ее участок между запорными и выпускным клапанами вакуумируется. Это является мерой безопасности, чтобы исключить непреднамеренный доступ газа в двигатель во время работы на MDO/HFO или во время его остановки. Автоматическая опрессовка клапана производится перед каждым эпизодом работы двигателя на газе или при постепенном падении давления в системе. В состав GVT входит также система подачи инертного газа ( $N_2$ ), соединенная с GVT таким образом, чтобы исключалась возможность случайного смешивания СПГ с  $N_2$ . Продувка азотом производится каждый раз перед началом и после окончания работы двигателя на газе. В качестве дополнительной опции может быть предусмотрена продувка газопровода перед клапаном, производимая при техобслуживании газовой системы. Блок GVT в компактном исполнении показан на рис. 9. Управление ME-GI осуществляется управляющей

системой GVT, т. е. всеми устройствами, обеспечивающими подачу газа в машинное отделение и его вентиляцию. Это является важнейшим условием безопасной эксплуатации, гарантирующим, что присутствие газа в машинном отделении полностью контролируется. На рис. 11 изображена общая схема ME-GI со всеми основными устройствами — FGSS, блок GVT, включающий двойную систему отсечки и выпуска для подачи газа в машинное отделение и систему продувки инертным газом, вспомогательные системы, газовые трубки с двойными стенками, систему вентиляции, датчики присутствия и расхода HC, а также схему двигателя ME-GI.

В первом варианте устройства GVT были применены шаровые клапаны с пневматическим управлением. Эта система успешно прошла многочисленные и интенсивные испытания на стенде. Однако с точки зрения удобства обслуживания этот вариант оказался не самым удачным, поэтому было принято решение о создании блочного GVT. В ходе приемо-сдаточных испытаний первых судов, а также в начале их эксплуатации было обнаружено, что очистка

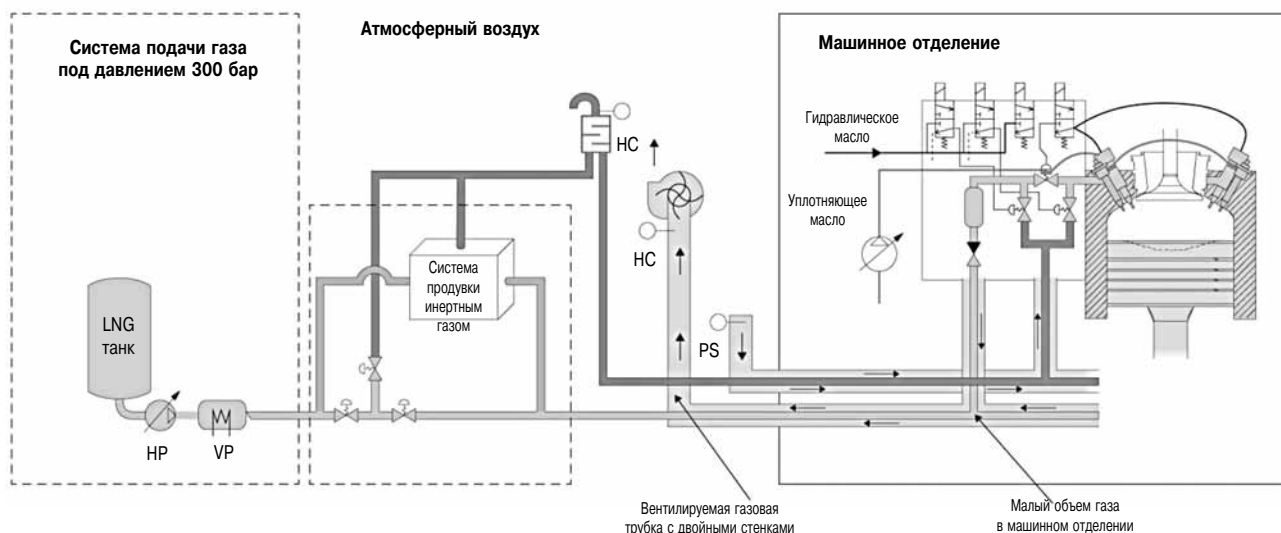


Рис. 11. Принципиальная схема системы ME-GI



Рис. 12. Слева: повреждения встроенного фильтра GVT; вверху справа: тонкие частицы грязи, принесенные потоком СПГ; внизу справа: частицы грязи при большом увеличении

системы газовых трубок перед GVT была недостаточной, и это впоследствии привело к загрязнению GVT. Более того, встроенный фильтр перед GVT оказался сильно забитым, и в конце концов лопнул, что привело к проникновению твердых частиц в газовую систему двигателя, а также к повреждению уплотнений GVT (рис. 12).

#### Система трубок с двойными стенками

Сжатый газ подводится из GVT в машинное отделение и поступает в двигатель через систему трубок с двойными стенками с воздушной вентиляцией. Это значит, что машинное отделение в данном случае имеет статус обычного машинного отделения, а не помещения повышенной опасности, что соответствует требованиям ИМО к «Машинным помещениям, защищенным от проникновения газа». Пространство между внутренней и внешней трубками постоянно венти-

лируется, при этом состав воздуха, нагнетаемого искробезопасным механическим вентилятором, находящимся вне машинного отделения, меняется 30 раз в час. На входе газовых трубок с двойными стенками с помощью датчиков расхода ведется постоянный мониторинг потока воздуха, поступающего из безопасного помещения. В случае возникновения газовой утечки этот газ, находящийся в пространстве между стенками трубки, на выходе будет обнаружен датчиками углеводородов (HC). На рис. 13 показана цепочка газовых трубок с двойными стенками, соединенными между собой адаптерными блоками, установленными на специальной траверсе.

После установки газовых трубок было обнаружено, что в них остаются частицы,

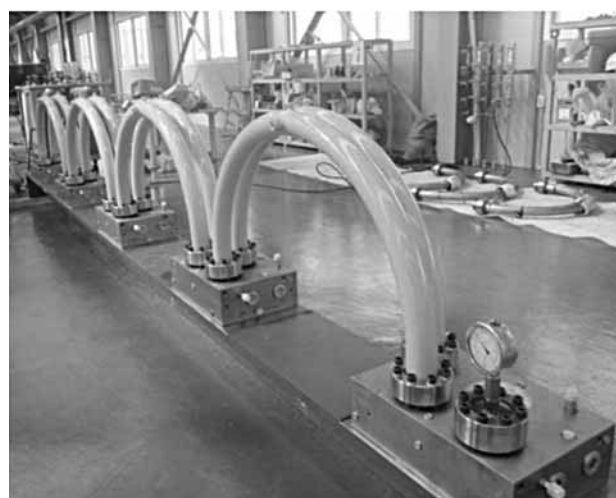


Рис. 13. Составная трубка с адаптерными блоками на специальной траверсе



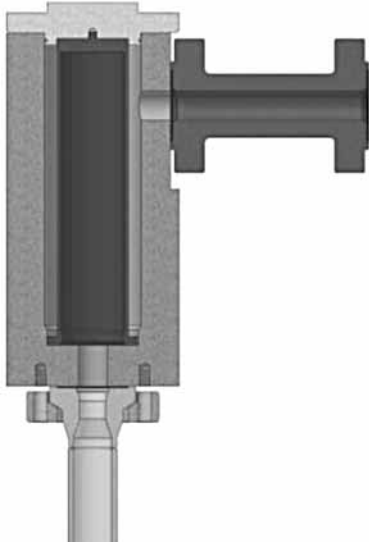


Рис. 14. Новый приработочный фильтр для GVT с фиксирующей втулкой

образовавшиеся при шлифовке, сварке и пескоструйной обработке. Как показывает опыт, эти частицы, если их не удалить до начала подачи газа, могут повредить компоненты как самой трубной системы, так и двигателя. Поэтому на фирме MDT были разработаны подробные рекомендации по предпусковой промывке и очистке труб.

Был разработан также фильтр высокого давления для установки на GVT. Усовершенствованная конструкция фильтра, которая предусматривает, в частности, контроль перепада давления, характеризующего состояние фильтра, исключает возможность повреждения газовых систем. Кроме того, был создан специальный приработочный фильтр для GVT, конструкция которого облегчает его промывку при установке (рис. 14).

**Переключение между видами топлива и маневрирование**

Основная идея создания ME-GI состояла в том, чтобы дополнить хорошо отработанную конструкцию ME (для работы на жидком топливе) возможностью работы на газе. При разработке нового двигателя стояла задача обеспечить возможность немедленного прекращения работы двигателя на газе с мгновенным переключением на жидкое топливо без малейшей потери при этом тяговой мощности. Для большинства видов возможных отказов решающим фактором является реакция газовой системы безопасности. Был выполнен анализ характера и последствий отказов (FMEA — failure mode effect analysis), гарантирующий соблюдение правил безопасности при любом из возможных отказов.

**Переключение между видами топлива**

При наличии двух видов топлив для двигателей система управления должна быть способной

обеспечить переключение двигателя с жидкого топлива (MDO или HFO) на газообразное и обратно.

На судне «Isla Bella» переключение видов топлива было продемонстрировано как часть программы испытаний на выносливость в условиях реального плавания. На рис. 15 представлена запись результатов этих испытаний.

При испытаниях на выносливость наработка составила:

4 часа с нагрузкой двигателя 25 191 кВт при 104 об/мин;

2 часа с нагрузкой двигателя 25 191 кВт при 98 об/мин.

➤ При нагрузке двигателя 50 % переключение с дизельного топлива на газ, затем отсечка газа и переключение с газа на дизельное топливо.

➤ При нагрузке двигателя 85 % переключение с дизельного топлива на газ, затем отсечка газа и переключение с газа на дизельное топливо.

➤ При нагрузке двигателя 100 % переключение с дизельного топлива на газ, затем отсечка газа и переключение с газа на дизельное топливо.

➤ Запасное топливо: нагрузка на двигатель снижается до автоматического переключения на запасное топливо, и увеличивается до автоматического переключения с запасного топлива на газ.

Эта функция актуальна, например, при отходе судна от причала, при маневрировании в сложных условиях, при падении давления пилотного топлива, и т. п.

**Маневренность**

Концепция безопасности ME-GI отличается еще одним важным свойством. При работе на газе она обеспечивает сохранение маневренности судна при переключении видов топлива, даже в тяжелых навигационных условиях. Это под-

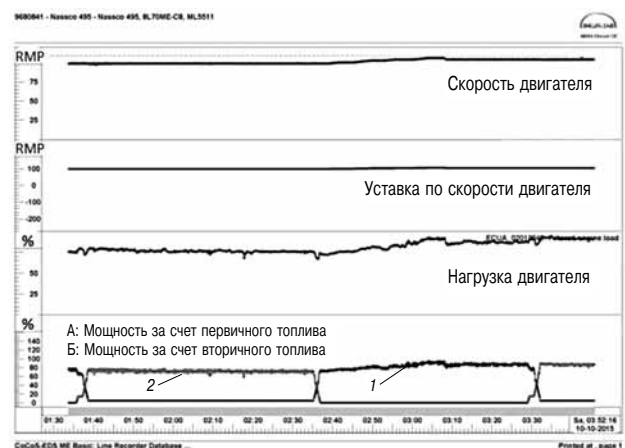
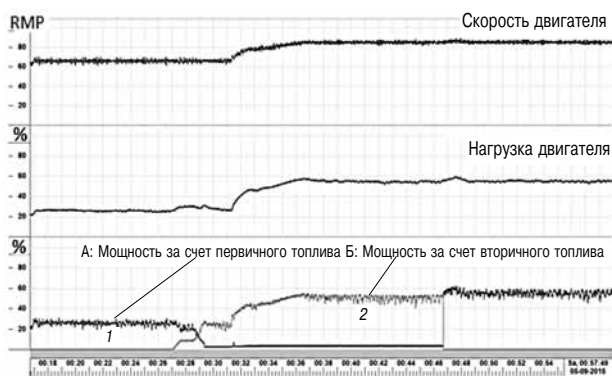


Рис. 15. Записи параметров при испытаниях двигателя на газе; нижние кривые показывают расход жидкого топлива (1) и газообразного топлива (2)



**Рис. 16. Записи параметров при испытаниях двигателя на газе; стабильная работа двигателя в тяжелых навигационных условиях**

тверждается большим опытом плавания судов с двигателями ME-GI. Например, во время ходовых испытаний судна «Isla Bella» погода была крайне неблагоприятной, был сильный ветер и высокие волны. Поэтому временами наблюдались значительные колебания топливоподачи. Тем не менее, как видно из рис. 16, система управления и регуляторы двигателей прекрасно с этим справлялись. Велась запись параметров при переключениях между видами топлива, а также при отсечке подачи газа, при этом двигатель работал совершенно нормально. Все параметры регистрировались во время плавания в тяжелых навигационных условиях.

#### Состав газообразных топлив

Одним из главных преимуществ двигателя ME-GI является его способность работать на газах различного состава без падения мощности и без ухудшения рабочих показателей двигателя. Метановое число каждого вида газа в данном случае не имеет значения, так как на любом из газообразных топлив двигатели работали без каких-либо отклонений, а рабочий процесс оставался стабильным. Как известно, во время плавания состав газа, перевозимого СПГ-газовозами, претерпевает изменения. В начале рейса с полной загрузкой испаряющийся газ (BOG) имеет излишнее содержание водорода, тогда как по окончании обратного рейса наблюдается «старение» СПГ из-за выделяющегося с BOG метана, при этом содержание углеводородов высшего порядка в топливе возрастает.

Единственная техническая проблема, которую надо решить при работе двигателя GI на газе меняющегося состава, это необходимость ввода в систему управления информации о составе газа, определяющем количество энергии, поступающей в двигатель через форсунку (подобие индекса Воббе, но — применительно к газу высокого давления). Теоретически, информацию о составе газа можно было бы получать в непрерывном режиме

от соответствующих датчиков, например, от газового хроматографа. Однако хроматограф — это сложный и чувствительный прибор, требующий частой калибровки и к тому же довольно медленно реагирующий на изменение состава газа.

Поэтому фирма MDT от дальнейшего использования газовых хроматографов отказалась. Вместо этого необходимая информация будет поступать от системы мониторинга среднего индикаторного давления «PMI-Autotune» в сочетании с сигналами от датчика крутящего момента на коленчатом валу и с сигналами о текущей длительности впрыска, поступающими от системы управления. Следовательно, непрерывная оценка состава газа будет производиться с минимальным запаздыванием, что гарантирует достаточно быстрое реагирование системы измерения на любые изменения состава газа, поступающего в двигатель.

Двигатель ME-GI, оборудованный такой системой, способен работать на природном газе любого состава, даже если этот состав быстро меняется, как это обычно и происходит на газовозах, двигатели которых работают на смеси выкипающего газа (BOG) и испарившегося СПГ. В таблице представлены характеристики газов, используемых в двигателях ME-GI фирмы MDT.

При испытаниях СПГ-газовоза на газовом топливе система компенсации изменений в составе смеси доказала свою эффективность. Это подтверждается данными на рис. 17, где показан процесс нагружения двигателя, когда газ поступает от компрессора (BOG) и от насоса высокого давления (испарившегося СПГ). При питании газом одновременно от компрессора (BOG) и от насоса высокого давления система ME ECS автоматически подстраивается под изменение состава газа путем регулирования параметров двигателя.

Расход газа на выходе компрессора постоянен, тогда как подача газа от насоса высокого давления увеличивается до уровня, определяемого потреб-

#### Свойства газообразных топлив

(предполагается, что сжижение газа было проведено перед бункеровкой)

| Наименование  | Предел   | Значение |
|---|----------|----------|
| Низшая теплотворная способность (LCV), МДж/кг   | Не менее | 38       |
| Метановое число (MN)  | N/A      | N/A**    |
| Метан (CH <sub>4</sub> ), % (моль)  | Не менее | 82       |
| Этан (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ), % (моль)   | Не более | 15       |
| Пропан + бутан (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> +C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ), % (моль) (всего) | Не более | 5        |
| Углеводороды высшего порядка (C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> и выше), % (моль) (всего)            | Не более | 1        |
| Сероводород (H <sub>2</sub> S) + сероокись углерода (COS), мг/Нм <sup>3</sup>                     | Не более | 5        |

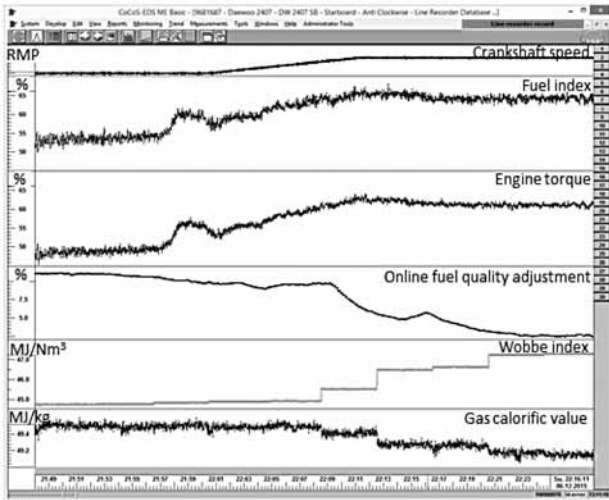


Рис. 17. Подрузка двигателя при изменении состава газа

ностью двигателя. При этом происходит «настройка состава газа» в случае, когда состав газа меняется в сторону увеличения содержания более тяжелых углеводородов. Длительность измерительного цикла газовых хроматографов по сравнению с вычитаемым сигналом от RMI-Autotuning очевидна.

**Система защиты и управления**

Как уже было сказано, система защиты и управления ME-GI контролирует поступление потока газа в двигатель и вентиляцию газовых трубок. Это является обязательным условием реализации принятой концепции безопасности, основные принципы которой перечислены ниже:

- газозащищенное машинное отделение;
- газовый режим является дополнительной опцией двигателя ME;
- возможность работы на газе не должна препятствовать работе на MDO/HFO;
- газозащищенность машинного отделения обеспечивается системой ME ECS;
- функции управления и защиты различных агрегатов HW разделены;
- обеспечен непрерывный поцикловой мониторинг рабочего процесса в реальном времени;
- любой отказ влечет за собой отсечку подачи газа без остановки двигателя;
- работа клапанов отсечки подачи газа и клапанов впуска синхронизирована;
- настройки рабочих параметров двигателя оптимизированы таким образом, чтобы полностью использовать возможности конструкции и не допускать предельно допустимых значений выбросов при работе как на дизеле, так и на газе.

Как показали результаты лабораторных и стендовых испытаний двигателей, а также судовых двигателей, находящихся в эксплуатации, концеп-

ция систем управления и защиты двигателей ME-GI оказалась надежной и жизнеспособной. Это, в частности, относится к системе мониторинга рабочего процесса в цилиндре (рис. 18), обеспечивающей поцикловой мониторинг условий подачи газа для каждого цикла, отслеживание значений давления сжатия и максимального давления цикла.

Другой пример — система мониторинга утечек, установленная на крышке цилиндра двигателя ME-GI. Главный ее компонент - датчик давления, расположенный между клапаном впрыска газа и выпускным окном газового блока.

Этот датчик позволяет системе ME ECS улавливать и количественно оценивать возможную утечку газа в каждом цикле работы двигателя. Результат оценки подтверждает плотность системы, и в зависимости от этого разрешает или блокирует следующий впрыск. При обнаружении отклонения параметров цикла давления от ожидаемого система определяет место утечки и останавливает дальнейшую подачу газа. Один из примеров такого развития событий показан на рис. 19, где все параметры находятся в безопасной зоне.

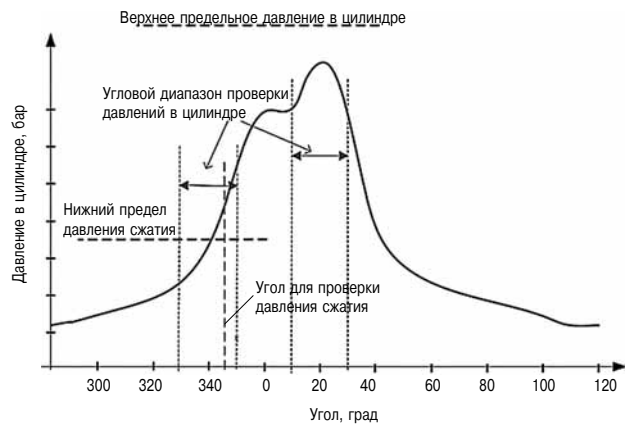


Рис. 18. Пример мониторинга рабочих условий в цилиндре

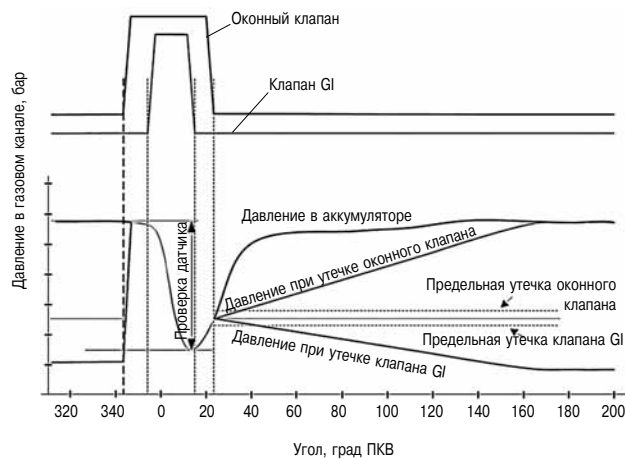


Рис. 19. Система мониторинга утечек

### Газоплотность при давлении 300 бар

Общее требование к многочисленным соединениям газовой системы, находящимся под давлением 300 бар, заключается в том, что все они должны сохранять газоплотность при любых рабочих условиях.

Должны соблюдаться следующие три основных принципа герметизации, в зависимости от свойств каждого конкретного соединения.

➤ В однократно выполняемых (неразборных) соединениях, таких, как, например, фланцевое соединение между трубой и адаптерным блоком, а также соединений с единственным осевым уплотнением, например, уплотнением продувочных газовых клапанов, уплотняющим элементом является тонкостенный металлический торец.

➤ В соединениях с разъемами, которые используются, например, для разъединения при техобслуживании, а также в соединениях, имеющих более одной пары контактных поверхностей, например, в качестве уплотнительных колец вокруг впускных газовых клапанов, используются подпружиненные тефлоновые кольца (с начальным контактным давлением).

➤ Уплотнения пар трения, в которых контактные поверхности во времени взаимно смещаются, например, штоки впускных и выпускных газовых клапанов, осуществляется путем непрерывной подачи смазки в зазор между штоком и втулкой клапана.

В отдельных случаях допускаются отклонения от перечисленных основных принципов, например, в соединениях между газовым блоком и крышкой цилиндра, где используются подпружиненные тефлоновые кольца.

Втулка каждого впускного газового клапана в крышке цилиндра имеет осевое уплотнение в виде двух тефлоновых колец.

В эксплуатации иногда наблюдаются проблемы с газовыми уплотнениями между впускными газовыми клапанами и крышкой цилиндра. Зазор между ними должен выдерживать регулярное техобслуживание, поэтому поверхности обеих пар трения должны иметь достаточную твердость, чтобы исключить повреждение контактных поверхностей.

Вначале для этого применялось хромирование крышек цилиндров в области карманов газовых форсунок, что обеспечивало хорошую газоплотность на ранних вариантах двигателей, однако на двигателях с более высокой форсировкой такое уплотнение оказалось не столь надежным, поэтому пришлось применить новое решение - с закаленной втулкой, впрессованной в крышку цилиндра (рис. 20). Это гарантировало абсолютную газоплотность при любой нагрузке.

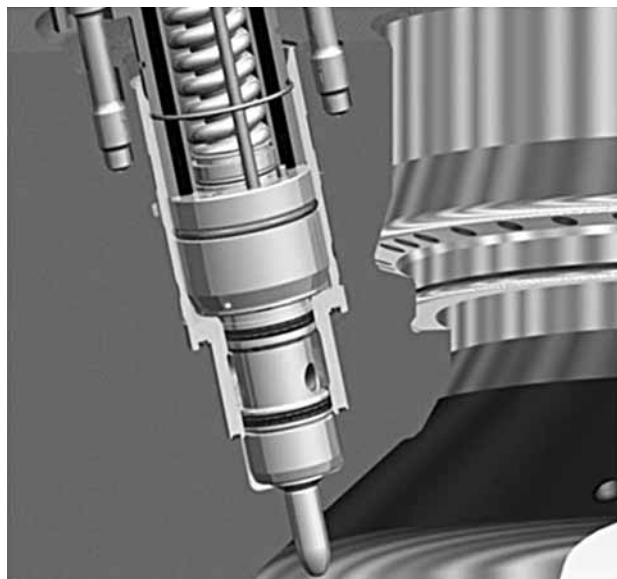


Рис. 20. Осевое уплотнение между закаленной втулкой и крышкой цилиндра

### Низкий расход пилотного топлива с системой подачи главного топлива

Количество пилотного топлива, необходимого для зажигания поступающего в цилиндр газа, чрезвычайно мало, его цикловая подача составляет доли грамма. Однако создание надежной системы впрыска, по своим размерам и производительности достаточной для обеспечения экономичной работы на жидком топливе, и в то же время достаточно миниатюрной и быстродействующей для впрыска «микроскопических» доз пилотного топлива при работе на газе, является сложной технической задачей. Таким образом, нижний предел количества пилотного топлива определяется не необходимостью гарантированного зажигания газа, а минимальным количеством топлива, которое может быть гарантировано впрыснуто системой топливоподачи. Альтернативой, способной резко сократить расход пилотного топлива, является отдельная миниатюрная система для его подачи.

В то же время система главного впрыска, не работающая основную часть времени при длительных переходах, когда двигатель работает только на газе, должна поддерживать готовность, в случае поступления аварийного сигнала и прекращения подачи газа, мгновенно переключить движение судна с одного вида топлива на другой. Чтобы система главного впрыска гарантированно сохраняла полную работоспособность в течение этих нескольких миллисекунд, при отключении подачи газа, она не должна ни на секунду терять управляемость.

Это означает, что использование системы главного впрыска для подачи пилотного топлива

не может быть просто проигнорировано, так как это снизило бы надежность всего пропульсивного комплекса. При этом необходимо иметь в виду, что впрыск пилотного топлива — это не просто энергопотери, поскольку пилотное топливо подается при нахождении поршня вблизи верхней мертвой точки (ВМТ), а его впрыск увеличивает максимальный термодинамический КПД двигателя.

Все вышесказанное подтверждается опытом эксплуатации, который свидетельствует о том, что низкий расход пилотного топлива при работе системы главного впрыска может быть связан, во-первых, с проблемами надежности/перегрузки топливной системы, и, во-вторых, с возможным наличием воздуха в системе жидкого топлива.

Система впрыска топлива двигателя ME-GI обладает хорошей динамикой и быстро реагирует на параметры, определяемые системой впрыска. Поэтому встал вопрос о необходимости разработки профилей впрыска специально для пилотного топлива, позволяющих обеспечить впрыск малых доз пилотного топлива без ущерба для надежности главной топливной системы.

Для минимизации расхода пилотного топлива важно, чтобы топливные клапаны быстро открывались и закрывались. Общая длительность открытия/закрытия клапана составляет порядка 3 мс. К сожалению, быстрая реакция имеет и свою оборотную сторону, так как ускоряет износ направляющей штока отсечного клапана. В результате, во время первых заводских испытаний двигателей L70ME-C-GI наблюдались случаи поломки штоков этих клапанов (рис. 21).

Поломки были устранены, во-первых, благодаря уникальной технологии пропорционального впрыска, используемой на двигателях ME и позволяющей управлять законом открытия и закрытия клапана, во-вторых (и в основном) — за счет изменения геометрии штока клапана. С помощью МКЭ были промоделированы различные варианты конструкции клапана. В результате удалось снизить напряжение фон Мизеса с 420 до 142 Н/мм<sup>2</sup>. Соответствующие формы штока показаны на рис. 22.

В гидросистеме, работающей под давлением 300 бар, появление воздуха неизбежно. Поэтому



Рис. 21. Направляющая штока отсечного клапана (шток сломан)

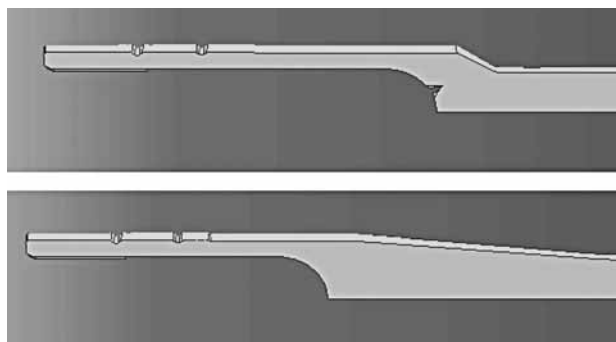


Рис. 22. Направляющая штока:  
вверху: первоначальная геометрия, напряжение 420 Н/мм<sup>2</sup>;  
внизу: улучшенная геометрия, напряжение 162 Н/мм<sup>2</sup>

предполагается, что в судовой масляной системе предусмотрено предварительное стравливание воздуха. Однако, как показал опыт, в масле, поступающем в двигатель, воздушные пузырьки все равно остаются. Поэтому гидросистема двигателя ME-GI включает в себя ряд встроенных вентиляционных линий для сбора воздуха.

Опыт работы нескольких двигателей ME-GI свидетельствует о повышенной чувствительности масляной системы к присутствию воздуха, поэтому было решено использовать подкачивающий насос низкого давления, который бы создавал давление, достаточное для эффективного стравливания воздуха из гидросистемы. Такой насос, показанный на рис. 23, обеспечил полное удаление воздуха из системы, и тем самым — надежный впрыск пилотного и газового топлива с отличной повторяемостью параметров.

На рис. 24 показаны графики изменения трех основных параметров давления во времени при переключении с дизельного топлива на газ.

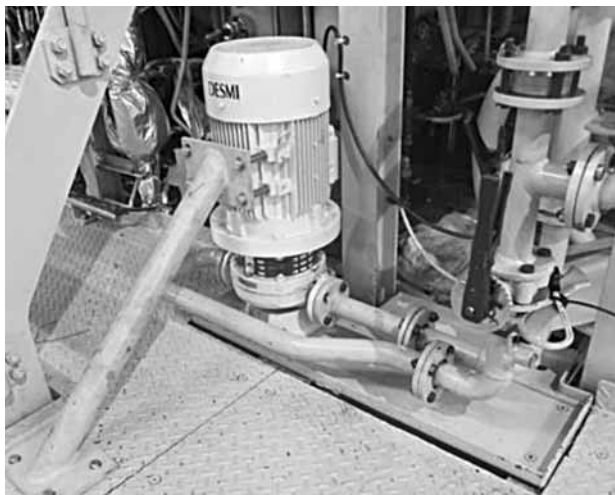


Рис. 23. Подкачивающий насос низкого давления на судне «Isla Bella»

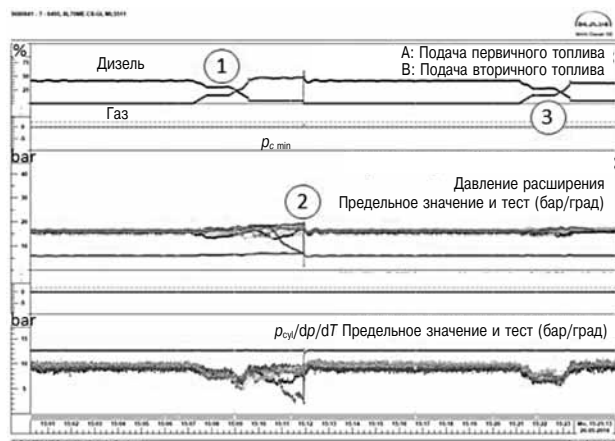


Рис. 24. Переключение с дизеля на газ

На верхнем графике показано соотношение давления газа и дизеля. На среднем графике показано измеренное давление расширения по каждому цилиндру для каждого оборота коленвала. На нижнем графике показана скорость повышения давления ( $dp/dT$ ). При первом переключении (которое начинается в точке 1) цикловой впрыск газа стал нестабильным из-за присутствия воздуха в управляющей гидросистеме. В результате, количество газа в одном из цилиндров оказалось недостаточным для того, чтобы соответствовать требованию минимального давления сжатия, задаваемого системой защиты. Это вызвало срабатывание устройства отсечки газа (в точке 2). График скорости повышения давления показывает, что прирост давления недостаточен. Это означает, что цикловая подача газа была недостаточна. При втором переключении режимов (в точке 3) включился подкачивающий насос низкого давления. Таким образом, вторая попытка переключения увенчалась успехом, при этом давление расширения и скорость повышения давления остались в пределах нормы.

Для решения проблемы конструкция втулки была изменена. Была убрана канавка, что позволило снизить напряжение во втулке с 674 до 236 МПа, чего оказалось более чем достаточно для того, чтобы гарантировать бесконечный (расчетный) ресурс детали. Вместо канавки во втулке была сделана аналогичная канавка в корпусе под втулку, имеющем гораздо более толстую стенку и, следовательно, большую прочность. На рис. 26 видно, насколько уменьшились напряжения во втулке впускного газового клапана, рассчитанные с использованием МКЭ. Впускной газовый клапан управляется быстродействующим отключающим клапаном. Этот клапан вызывает импульсы давления в системе, вызывающие значительные напряжения в самом клапане и его втулке, что выявилось при заводских испытаниях (рис. 25).

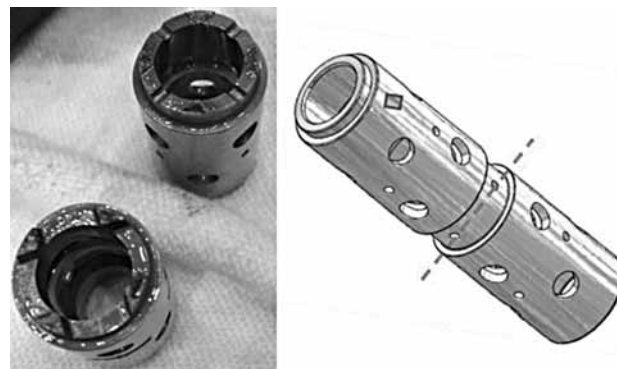


Рис. 25. Слева: сломанная втулка клапана ELGI; справа: Клапан ELGI. Положение и направление излома показаны пунктирной линией

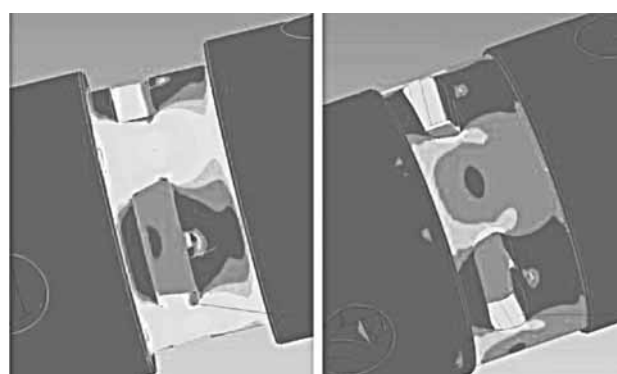


Рис. 26. Результаты моделирования МКЭ: слева: старая втулка, в которой напряжение достигло 674 МПа; справа: новая втулка, в которой напряжение удалось снизить до 236 МПа

### Смазка цилиндров

В том, что касается качества смазочных масел для двигателей ME-GI, то к ним не предъявляется каких-либо специальных требований, таких, как к маслам для двигателей, работающих на бедных смесях, поскольку рабочий процесс двигателей ME и ME-GI, по сути, одинаков.

Смазка двигателей ME-GI должна лишь следовать общим принципам, принятым для двухтактных дизелей MAN B&W, а именно:

- для малосернистых топлив следует использовать цилиндрическое масло с низким базовым числом (15-40 BN);
- для высокосернистых топлив следует использовать цилиндрическое масло с высоким базовым числом (70-100 BN).

Поэтому в двигателях ME-GI при работе в газовом режиме должно применяться цилиндрическое масло с низким базовым числом. Однако данное требование может быть скорректировано при работе двигателя ME-GI в режиме SDF, когда большая часть топливоподачи приходится на высокосернистое топливо. С учетом этого обстоятельства было разработано автоматическое устрой-

ство — система автоматического переключения вида цилиндрического масла (ACOS — automated cylinder oil switch). Эта система осуществляет переключение между подачей масла с высоким базовым числом и масла с низким базовым числом — в зависимости от содержания серы в топливе (серный эквивалент — Se). Результаты первых испытаний данной системы оказались весьма обнадеживающими, однако для оценки состояния цилиндра необходимо большее число моточасов

### Заключение

Концепция ME-GI успела себя достаточно хорошо себя зарекомендовать, что позволило этим двигателям стать вполне конкурентоспособным в качестве главных судовых двигателей, работающих на газовом топливе. Число судов с двигателями ME-GI растет со дня на день. Опыт их эксплуатации в целом положительный, а проблемы, время от времени возникающие в ходе испытаний и эксплуатации, постепенно устраняются. Основные моменты, характеризующие данный проект:

- Концепция ME-GI в принципе оказалась вполне надежной и работоспособной. Отказы, имевшие место на этапе разработки, приводили к отсечке подачи газа или к остановке двигателя.

- В общем и целом, достигнутые показатели качества и достигнутые параметры соответствуют расчетным.

- Доводка системы пилотного топлива оказалась достаточно сложной с точки зрения технических характеристик и стабильности. В конце концов систему удалось оптимизировать, обеспечив достаточный ресурс, показатели надежности и качества.

- Создание газовых уплотнений впускных газовых клапанов оказалось непростой задачей. Пришлось отказаться от хромирования, повысив вместо этого прочность втулки клапана. В итоге газовые уплотнения и трубки с двойными стенками подтвердили свою надежность, обеспечив нужную газоплотность.

- Механические и гидравлические компоненты систем впрыска газа были оптимизированы в ходе испытаний на стендах лицензиатов. В дальнейшем, в процессе эксплуатации эта работа будет продолжена в направлении обеспечения надежности и долговечности.

- Во время первых ходовых испытаний интерфейсы между системой ME ECS и судовыми системами подтвердили свою функциональность и надежность.

- Длительный мониторинг рабочего процесса подтвердил высокую степень его отработки, которая продолжается в части онлайн-самонастройки. Она не прекращается даже при работе в переходных процессах. Эта функция также включает оптимизацию параметров в двухтопливном режиме, в том числе при наличии флуктуаций состава газа.

- Была подтверждена надежная работа двигателей на газе в неблагоприятных погодных условиях.

- Чтобы получить возможность работать как на высокосернистых, так и на малосернистых топливах, необходимо было создать специальную систему. Такой системой стала ACOS, управляющая переключением работы на цилиндрическом масле с высоким и низким базовыми числами.

- Как выяснилось, обеспечение чистоты газовой системы и трубопроводов является достаточно сложной задачей, поэтому требования к системам промывки и фильтрации должны быть еще более ужесточены.

- Был выполнен перевод первого судна на газовое топливо. Это было серьезной задачей, которая была успешно решена.

---

### Литература

1. Man Diesel & Turbo, «Me-Gi Dual Fuel Man B&W Engines, A Technical, Operational And Cost-Effective Solution For Ships Fuelled By Gas», Technical Paper 5510-0063-07 Ppr, October 2015.

УДК 621.43

**Калиниченко В.В., Буров С.В., Кондаков К.В.** Создание газового двигателя-генератора 9ГМГ для маневрового тепловоза // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 3–7.

**Ключевые слова:** газовый двигатель, сжиженный природный газ, газотепловоз, технико-экономические и экологические показатели.

Специалистами АО «Коломенский завод» и ООО «Инжиниринговый центр двигателестроения ТМХ» разработан и испытан поршневой газовый двигатель-генератор 9ГМГ для маневрового газотепловоза работающего на сжиженном природном газе. В качестве прототипа использован серийный дизельный двигатель 8ЧН26/26 типа Д49, что позволило обеспечить унификацию деталей и компонентов двигателя более чем на 80 %. В конструкции газового двигателя осуществляется внутренний способ смесеобразования. Для проведения испытаний газовых двигатель-генераторов построен современный испытательный стенд, оснащенный всем необходимым контрольно-измерительным оборудованием. По результатам стендовых испытаний получен расход газового топлива, сопоставимый (по тепловому эквиваленту) с расходом дизельного топлива для двигателей данного класса, что позволяет на 30–40 % снизить затраты на топливо при эксплуатации газотепловозов на сжиженном природном газе. Так же достигнуто значительное снижение выбросов вредных веществ с ОГ, а также снижение выбросов CO<sub>2</sub> до 50 % по сравнению с дизельными двигателями. Табл. 1. Ил. 4. Библ. 2 назв.

УДК 621.43.01

**Абызов О.В., Метелев А.А.** Исследование индикаторного процесса двухтактного двигателя с противоположно-движущимися поршнями // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 8–15.

**Ключевые слова:** двухтактный двигатель с ПДП, прямоточная продувка, моделирование индикаторного процесса, оценка насосных потерь.

Показано, что один из наиболее успешных вариантов реализации термодинамического цикла поршневого ДВС — двухтактный двигатель с противоположно-движущимися поршнями (ПДП). Представлен сравнительный анализ индикаторных процессов четырехтактного двигателя и двухтактного двигателя с ПДП. Расчет показателей индикаторного процесса выполнен с использованием нулевой модели цилиндра для замкнутого участка цикла. Оценка насосных потерь в рассматриваемых конфигурациях двигателей выполнена методом численного моделирования систем газообмена с использованием программы G-POWER. Результаты расчетов демонстрируют преимущество двухтактного двигателя с ПДП по тепловой эффективности, удельному индикаторному расходу топлива, «мягкости» рабочего процесса. По мнению авторов, двигатели с ПДП перспективны и могут найти применение в таких отраслях, как транспортная и автономная энергетика. Табл. 6. Ил. 8. Библ. 6 назв.

УДК 621.436

**Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В., Гонтарев К.А.** Формирование электрогидравлической системы управления механизмом газораспределения для W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 16–21.

**Ключевые слова:** W-образный двигатель, механизм газораспределения, прицепные шатуны, электрогидравлическая система управления.

Рассмотрены факторы, влияющие на формирование электрогидравлической системы управления механизмом газораспределения (МГР) W-образного двигателя с прицепными шатунами. Выполнен анализ особенностей и влияние различных схем организации управления работой МГР на нагруженность элементов и узлов двигателя. Сформулированы технические требования к электрогидравлической системе управления МГР. Отмечено, что реализация технических решений может представлять интерес как для изделий требующих плотной компоновки силовой установки, так и для изделий, где отношение веса двигателя к его мощности является важным параметром. Табл. 1. Ил. 7. Библ. 7 назв.

УДК 621.43.056

**Андрусенко С.Е., Фролов М.В., Фофанов А.В.** Адаптивная система управления рабочим процессом газопоршневого двигателя внутреннего сгорания // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 22–27.

**Ключевые слова:** газопоршневой двигатель, рабочий процесс, система подачи воздуха, коэффициент избытка воздуха, алгоритм и механизм регулирования.

Выполнен анализ существующих систем подачи воздуха в цилиндры газопоршневого двигателя для достижения оптимального значения коэффициента избытка воздуха в рабочем процессе. Предложено устройство и алгоритм его работы для регулирования коэффициента избытка воздуха по величине содержания свободного кислорода в отработавших газах. Обоснована возможность управления рабочим процессом в период подготовки начала сгорания и приведено описание конструкций механизмов отечественных и зарубежных аналогов, обеспечивающих управление рабочим процессом. Табл. 1. Ил. 8. Библ. 11 назв.

УДК 621.444

**Петров А.И.** К вопросу оптимизации теплообменного контура двигателя Стирлинга // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 28–30.

**Ключевые слова:** теплообменный контур, регенератор, число единиц переноса теплоты, ромбический привод Р. Мейера, мертвый объем теплообменников.

История развития двигателей Стирлинга неразрывно связана с развитием энергетики в основной ее составляющей — преобразовании тепловой энергии в механическую работу. Современные проблемы энергетики и экологии тесно взаимосвязаны и не могут быть решены порознь. В этом отношении привлекательность двигателя Стирлинга бесспорна, включая все возрастающий интерес к так называемой «зеленой» энергетике. Уровень технологического развития современной промышленности несопоставим с ее состоянием во времена изобретения двигателя, поэтому имеются и все шансы масштабного воплощения этой инженерной мысли. Решающим фактором при этом остается вопрос проектирования и создания такого оптимального теплообменного контура, который обеспечивал бы необходимую эффективную мощность двигателя при сохранении его экономичности и экологичности. Ил. 1. Библ. 5 назв.

УДК 621.43

**Развитие газовых двигателей (по материалам конгресса СИМАС) // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 31–53.**

**Ключевые слова:** газовые двигатели, сжиженный природный газ (СПГ), система впрыска пилотного топлива, силовая система утилизации тепла, система управления двигателем ME ECS, блок регулируемого газового клапана, опыт эксплуатации, Компания «Mitsui Engineering & Co., Ltd.» (MES) совместно с «Daihatsu Diesel Mfg. Co., Ltd.» (Daihatsu) разработан ряд газовых двигателей MD36G мощностью от 3 до 7 МВт, работающих на бедной смеси. Двигатели созданы на базе среднеоборотного дизеля Daihatsu DK-36, главной отличительной особенностью которого является система непосредственного впрыска пилотного топлива. С целью повышения экономичности двигатель MD36G дополнен силовой системой утилизации тепла. Утилизация тепла достигается использованием турбогидравлической системы THS (Turbo Hydraulic System), а также цикла с регулируемым углом впрыска пилотного топлива VPC (Variable Phase Cycle). Система THS использует часть избыточной энергии газов после турбокомпрессора, передает ее на коленчатый вал. Система THS обратима и используется для раскручивания турбокомпрессора, что способствует улучшению приемистости двигателя на режимах разгона и приема нагрузки. В результате КПД двигателей MD36G увеличился до 48,8 (в V-образной версии) и до 47,8 % (в рядной версии).

Двухтактные малооборотные двигатели типа ME-GI фирмы «MAN Diesel & Turbo» (MDT) достигли той степени совершенства, которая сделала возможной их работу в качестве главных судовых двигателей СПГ-газовозов на природном газе, на газе, испаряющемся в СПГ танках газовоза, а также на жидком топливе — в любой пропорции, в зависимости от вида имеющихся на судне топлив. В тесном сотрудничестве с HHI-EMD и другими партнерами MDT фирма провела многочисленные испытания двигателей на различных судах, подтвердивших их надежность и экономичность. Представлены технические характеристики оптимизированных двигателей типа ME-GI, результаты их ресурсных испытаний, включая, системы подачи газа. В докладе приводятся последние данные, полученные с мест эксплуатации двигателей ME-GI, что существенно помогло в разработке блока газового клапана (GVT — Gas Valve Train) и вспомогательного оборудования, в том числе, в повышении КПД и надежности криогенных насосов, компрессоров и приводов газового клапана. Опыт разработки и использования уникальной системы управления двигателем ME Engine Control System (ME ECS) позволяет надеяться, что в дальнейшем этой системой безопасности будут оборудованы все СПГ-газовозы. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником Табл. 2. Ил. 43. Библ. 6 назв.



UDC 621.43

**Kolesnichenko V.V., Burov S.V. and Kondakov K.V. Engine-generator type 9GMG for shunting locomotives // Dvigatolestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 3–7.**

**Keywords:** gas engine, liquefied natural gas, locomotive gas engine, techno-economic and environmental performance. JSC Kolomzavod in cooperation with TMX Holding Engineering Center developed and tested locomotive LNG engine type 9GMG to power shunting locomotive. Its construction is based on serial diesel engine type D49 (8CHN26/26), the both engines having over 80 % parts and components in common. This gas engine features internal carburation. The project included a dedicated test bed equipped with all needed controls and instrumentation. According to the test results, fuel gas consumption (in terms of heat input) is practically equal to that of the basis diesel engine, which results in reduction of fuel costs against similar diesel engines by 30–40 %. Also, noxious emissions are drastically reduced, and CO<sub>2</sub> emissions are lowered by 50 % compared with similar diesel engines.

1 table, 4 ill., 2 ref.

UDC 621.43.01

**Abyzov O.V. and Metelev A.A. Analysis of indicated diagrams of two-stroke engine with opposite-moving pistons // Dvigatolestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 8–15.**

**Keywords:** two-stroke opposed-piston engine, uniflow scavenging, modeling of combustion process, pumping loss evaluation

Two-stroke opposed-piston engine is shown as one of the most effective motors based on reciprocating engine thermodynamic cycle. The authors presented the comparative analysis of indicated processes in four-stroke and two-stroke opposed-piston engines. Indicated cycle parameters have been calculated with zero-dimensional cylinder model for a close-loop part of the cycle. Pumping losses have been calculated through computational modeling of gas exchange systems with G-POWER program package. Calculation results demonstrate two-stroke opposed-piston engine as the most advantageous solution in terms of indicated fuel consumption and combustion «softness». In the authors' opinion, opposed-piston engines are much promising for use in vehicles and stand-alone power units.

6 tables, 8 ill., 6 ref.

UDC 621.436

**Maslov A.P., Rozhdestvensky Yu.V., Levstov M.V. and Gontarev K.A. Electro-hydraulic valve control system for W-engine with slave connecting rods // Dvigatolestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 16–21.**

**Keywords:** W-engine, valve gear, slave connecting rods. These authors examine factors that may influence design of electro-hydraulic valve control system for W-engine featuring slave connecting rods, with special emphasis on loads exerted to engine parts and components. Specifications for electro-hydraulic valve control system are formulated. The results of this work may be of particular interest for applications where power unit compactness or engine specific weight are top priorities.

1 table, 7 ill., 7 ref.

UDC 621.43.056

**Andrusenko S.E., Frolov M.V. and Fofanov A.V. Adaptive control system for operation of gas reciprocating engine // Dvigatolestroyeniye. Dvigatolestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 22–27.**

**Keywords:** hot gas reciprocating engine, control algorithm and mechanism.

The existing systems of hot gas reciprocating engines have been examined for better air-fuel ratio. A device is offered (concept and construction) that controls engine air-fuel ratio as a function of free oxygen content in exhaust gas. Feasibility of

such control during the early combustion phase is substantiated, and the description of Russian and worldwide analogs is provided. 1 table, 8 ill., 11 ref.

UDC 621.444

**Petrov A.I. Anent optimization of Stirling engine heat exchange loop // Dvigatolestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 28–30.**

**Keywords:** heat exchange loop, recuperator, number of heat transportation units, R. Meyer rhombic driving gear, heat exchanger dead volume.

History of Stirling engines is closely tied with the development of power industry, focusing on transformation of thermal energy into mechanical work. Modern power industry problems are closely interrelated and cannot be solved separately. From this viewpoint attractiveness of Stirling engines is doubtless, including the growing interest in so-called «green energy». Level of modern technologies immeasurably surpasses that in Robert Stirling epoch, so, numerous chances are there for large-scale implementation of his idea in engineering practice. The core challenge here is development of optimal heat exchange loop that would provide needed effective power of engine, without compromising its fuel efficiency and environmental performance.

1 table, 5 ref.

UDC 621.43

**Development of gas engines (based on CIMAC Proceedings) // Dvigatolestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 31–53.**

**Keywords:** gas engines, liquefied natural gas (LNG), pilot fuel injection system, heat recuperation system, engine control system ME ECS, gas valve train, operation experience.

Mitsui Engineering & Co., Ltd. (MES) has developed a large size lean-burn gas engine MD36G jointly with DAIHATSU DIESEL MFG. CO., Ltd. (DAIHATSU), rated at 3 to 7 MW. The base engine of MD36G is the medium-speed diesel engine DAIHATSU DK-36, featuring the method of direct-injection micro pilot. To achieve higher generating efficiency MD36G is added with a heat recovery system. As a heat recovery technology, THS (Turbo Hydraulic System) and VPC (Variable Phase Cycle) system have been added to the gas engine system. THS can take the power from excess energy of Turbo Charger and transmits it to the crankshaft. THS is reversible system, which is used to assist Turbo Charger rotation, so that the gas engine could respond more quickly against load fluctuation than before. As a result, generating efficiency of the MD36G itself reaches 48,8 % in V-type and 47,8 % in L-type.

The ME-GI engine from MAN Diesel & Turbo (MDT) is a low-speed, two-stroke, dual-fuel engine that when acting as main propulsion in LNG carriers, can consume natural gas, boil off gas or fuel-oil at any ratio, depending on the energy source available on board. In close cooperation with HHI-EMD and other MDT's partners, multiple test campaigns on various research platforms have been conducted, and from challenges and lessons learned proved that the ME-GI concept is safe, matured and cost efficient. In the CIMAC paper reviewed, the verification of the optimised ME-GI engine design, functionality, performance and reliability, including gas supply systems. Equally, essential knowledge obtained from extensive testing in close cooperation between MDT and partners, has improved the ready-to-apply solutions for gas supply systems and auxiliary equipment, e. g. reliability and efficiency for cryogenic pumps, compressors and Gas Valve Train (GVT). The experience of development and use of the unique ME Engine Control System (ME ECS) allows us to hope that in future all the LNG carriers will feature this safety system.

2 tables, 43 ill., 6 ref.

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

## Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2021 год

### ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ

1. **Шипов В.Б.** АО «РУМО» возрождает производство поршневых ДВС и газомотокомпрессоров (№ 2. С. 3–4).

### РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Марков В.А., Кулешов А.С., Неверов В.А. Бовэнь Са, Зенкин А.Н.** Совершенствование процессов распыливания и смесобразования при работе дизеля на смесевых биотопливах (№ 1. С. 3–12).

2. **Иванов В.В., Шабалин Д.В., Проговоров А.П.** Математическая модель расчета внутрицилиндровых процессов дизельного двигателя с учетом температуры охлаждающей жидкости (№ 1. С. 13–19).

3. **Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И.** Совершенствование процесса топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН21/21, работающего по циклу Миллера (№ 1. С. 20–25).

4. **Абызов О.В., Гальшев Ю.В., Метелев А.А., Алексеев Д.Г.** Разработка и верификация модели пузырькового кипения в рубашке охлаждения головки цилиндра двигателя внутреннего сгорания (№ 2. С. 5–10).

5. **Обозов А.А., Матюхина А.А.** Оптимизация формы камеры сгорания дизельного двигателя с учетом процесса развития топливного факела (№ 2. С. 11–14).

6. **Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н.** Влияние малых добавок водорода на показатели роторно-поршневого двигателя, работающего на обедненных топливоздушных смесях (№ 2. С. 15–19).

7. **Дударева Н.Ю., Прокофьева М.А.** Исследование влияния керамического покрытия на тепловое состояние гильзы цилиндра (№ 3. С. 3–6).

8. **Калиниченко В.В., Буров С.В., Кондаков К.В.** Создание газового двигатель-генератора 9ГМГ для маневрового тепловоза (№ 4. С. 3–7).

9. **Абызов О.В., Метелев А.А.** Исследование индикаторного процесса двухтактного двигателя с противоположно-движущимися поршнями (№ 4. С. 8–15).

10. **Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В., Гонгарев К.А.** Формирование электрогидравлической системы управления механизмом газораспределения для W-образного двигателя с прицепными шатунами (№ 4. С. 16–21).

### СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. **Коленько Г.С., Забелин Н.А., Фокин Г.А.** Нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов в энергетических осевых турбинах и пути повышения вибрационной надежности рабочих лопаток (№ 3. С. 7–11).

2. **Андрусенко С.Е., Фролов М.В., Фофанов А.В.** Адаптивная система управления рабочим процессом газопоршневого двигателя внутреннего сгорания (№ 4. С. 22–27).

### АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

1. **Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А.** Разработка и исследование системы управления дизельным двигателем (№ 2. С. 20–25).

2. **Абрамов П.В.** Фазовый регулятор состава смеси для одноцилиндрового двигателя (№ 2. С. 26–30).

3. **Кулагин А.В.** Оценка работоспособности судовых дизелей методами диагностирования (№ 3. С. 12–15).

### ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Путинцев С.В., Чирский С.П., Стрельникова С.С.** Влияние вязкости минерального моторного масла и присутствие в нем антифрикционной присадки на механические потери малоразмерного дизеля (№ 1. С. 26–31).

2. **Марков В.А., Бовэнь Са, Неверов В.А., Камалтдинов В.Г.** Исследование воспламеняемости растительных масел в камере сгорания дизельного двигателя (№ 3. С. 16–21).

3. **Плотников С.А., Пляго А.В., Кантор П.Я., Втюрина М.Н.** Координирование процессов стабилизации и сгорания этанолсодержащих топлив (№ 3. С. 22–27).

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Алиев С.А., Салатова Д.А., Гаджиев А.В.** Улучшение пусковых качеств тракторного дизеля на основе применения обратимой электрической машины (№ 1. С. 32–36).

2. **Лобанов И.И., Калугин С.П.** Процесс пуска дизеля как источник диагностической информации (№ 2. С. 31–35).

3. **Крохта Г.М., Хомченко Е.Н., Усатых Н.А.** Особенности прогрева двигателя внутреннего сгорания после холодного пуска (№ 3. С. 28–34).

### АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

1. **Петров А.И.** К вопросу оптимизации теплообменного контура двигателя Стирлинга (№ 4. С. 28–30).

### ЮБИЛЕЙ

1. **Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О.** Учитель, ученый, государственный деятель, гражданин (к 100-летию со дня рождения Михаила Георгиевича Круглова) (№ 3. С. 35–38).

### НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Двигатели, работающие на метаноле (по материалам конгресса СИМАС) (№ 1. С. 37–48).

2. Стандарты ЕРА США по ограничению вредных выбросов судовых дизелей (по материалам Power Sourcing Guide 2020–2021) (№ 1. С. 49–54).

3. Смазочные масла для поршневых ДВС (по материалам конгресса СИМАС) (№ 2. С. 36–53).

4. Сажеобразование в поршневых ДВС (по материалам конгресса СИМАС) (№ 3. С. 39–54).

5. Развитие газовых двигателей (по материалам конгресса СИМАС) (№ 4. С. 41–53).

A nighttime photograph of a city square in Saint-Petersburg, Russia. The square is covered in snow and decorated with numerous warm white string lights. In the center, there is a glowing archway and a spiral-shaped light structure. In the background, a large, illuminated building with classical architectural features is visible. The sky is a deep blue, and streetlights provide additional illumination.

Уважаемые читатели журнала!

В редакции можно приобрести  
ранее вышедшие номера журнала.

Заявку можно отправить  
по e-mail: [ecology@rdiesel.ru](mailto:ecology@rdiesel.ru).

Почтовый адрес редакции:  
190020, Санкт-Петербург, а/я 9.  
Телефон редакции: +7 (812) 719-73-30  
(см. [www.rdiesel.ru](http://www.rdiesel.ru))

*Уважаемые  
читатели и авторы!  
Поздравляем Вас с Новым Годом!*



Экология НПФ

**ДВИГАТЕЛЕ  
СТРОЕНИЕ**

190020,  
Санкт-Петербург, а/я 9  
Тел: +7(812)719-73-30  
e-mail: [ecology@rdiesel.ru](mailto:ecology@rdiesel.ru)  
[www.rdiesel.ru](http://www.rdiesel.ru)