

## IMO TIER 3: ГАЗОВЫЕ И ДВУХТОПЛИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ — ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТОЕ И ЭФФЕКТИВНОЕ РЕШЕНИЕ (материалы конгресса SIMAC 2013)

К. Кристен, Д. Бранд  
ABB Turbo Systems Ltd, Switzerland

Растущие требования к энергосбережению на транспорте и в энергетике, а также постепенное истощение мировых нефтяных запасов приводят к увеличению относительной доли газа в топливном балансе. Эта тенденция не могла не повлиять на структуру парка двигателей внутреннего сгорания.

Наряду с расширением рынка газовых двигателей наблюдается интенсивное развитие двухтопливных двигателей или газодизелей. Последние находят все более широкое применение на транспорте, и, в частности, на судах, где до настоящего времени дизели в качестве главных двигателей безусловно доминируют.

По сравнению с дизелями и традиционными газовыми двигателями (с искровым зажиганием) современные газодизели обладают определенными недостатками, такими как более сложная система топливоподачи и более низкие удельные эффективные показатели. В то же время последние достижения в области совершенствования рабочих процессов и развитие систем наддува позволяют надеяться, что в скором времени этот разрыв будет преодолен.

Ниже приводится перевод доклада фирмы АВВ на 27 Конгрессе СИМАК, посвященного подробному анализу дальнейшего совершенствования технологий двухтопливных двигателей.

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

В настоящее время среди специалистов широко обсуждаются перспективы применения газовых двигателей (ГД) и двухтопливных двигателей (газодизелей) для движения судов. Возрастающий интерес к газовым двигателям вызван тем обстоятельством, что они обладают наибольшим потенциалом с точки зрения соответствия требованиям IMO Tier 3 по выбросам NO<sub>x</sub>. Однако опасность возникновения детонации пока не позволяет достичь желаемых значений КПД и удельной мощности в газовом двигателе. К тому же КПД двухтопливного двигателя (ДД) при работе только на жидком топливе обычно ниже, чем у дизелей.

С помощью математического моделирования была выработана концепция создания ДД, позволяющая одновременно повысить удельную мощность и снизить расход топлива при работе как в дизельном, так и в газовом режимах.

Данная концепция, кроме того, включает в себя принципиальную схему системы управления,

обеспечивающей высокую приемистость двигателя при резких изменениях нагрузки.

Результаты моделирования показали возможность существенного (до 20 г/кВт·ч, а в наиболее типичном диапазоне нагрузок — до 15 г/кВт·ч) снижения расхода топлива по сравнению с одним из современных двигателей, взятым за эталон. При этом среднее эффективное давление ( $p_{me}$ ) как в дизельном, так и в газовом режимах было повышено до 26 бар.

Реализация предложенной концепции возможна при использовании следующих технологий:

- высокоэффективный двухступенчатый турбонаддув, обеспечивающий давление наддува, необходимое для организации глубокого цикла Миллера. Этому требованию в полной мере удовлетворяет система Power2® фирмы АВВ;

- регулирование угла открытия впускного клапана, необходимое для управления коэффициентом избытка воздуха и для переключения между режимами работы на газе и на жидком топливе (например, система управления клапанным приводом VCM® фирмы АВВ);

- система впрыска пилотного топлива с регулированием угла начала впрыска (SOI);

- постоянная (оптимизированная) степень сжатия;

- конструкция, способная выдерживать  $p_{me} = 26$  бар и давление сгорания до 220 бар

Тот факт, что применение глубокого цикла Миллера в сочетании с двухступенчатым наддувом приводит к повышению КПД двигателя и удельной мощности, сегодня ни для кого не секрет [1–5]. Такое сочетание обеспечивается, в частности, применением системы Power2 фирмы АВВ.

Применение регулируемого механизма клапанного привода, например, системы VCM фирмы АВВ, способно решить проблемы ДД, упомянутые выше. При этом в каждом из рассматриваемых режимов (работа на газе и на жидком топливе) могут быть достигнуты оптимальные для данного режима термодинамические показатели во всем диапазоне мощности вплоть до номинальной. В рамках поставленной задачи исследовался регулируемый механизм клапанного привода, который позволяет улучшить рабочие характери-

ки двигателя в газовом режиме при долевых нагрузках за счет, например, управляемого пропуска в вспышек.

**Существующие технологии и методы их совершенствования**

**Существующие ДД**

В судовых ДД, серийно выпускаемых в настоящее время, достигнуто среднее эффективное давление в диапазоне от 20 до 22 бар. В них используется одноступенчатая система турбонаддува и умеренный цикл Миллера с фиксированными углами газораспределения. Степень сжатия  $\epsilon$  достаточно мала (в диапазоне от 11 до 13) и не может быть увеличена во избежание детонации при работе в газовом режиме. Чтобы получить ту же мощность, которую развивает аналогичный дизель, диаметр цилиндра в большинстве случаев несколько увеличивают. По большей части ДД используются в установках, работающих при постоянной скорости. Впрочем, в последнее время стало известно о применении ДД в судовых установках с ВФШ [6, 7].

**Методы управления газовым двигателем**

В двигателях с подачей газа через впускные каналы мощность регулируется с помощью впускного клапана. Коэффициент избытка воздуха  $\lambda_V$  с помощью соответствующего регулирующего устройства устанавливается таким, чтобы двигатель мог работать в пределах рабочего диапазона, ограниченного условиями, с одной стороны, отсутствия детонации, с другой — отсутствия пропуска вспышек, и чтобы выброс  $\text{NO}_x$  при этом оставался в допустимых пределах. В серийно выпускаемых ДД для этой цели используется регулируемая заслонка на выпуске (Exhaust Waste Gate — EWG). На рис. 1 показаны другие возможные управляющие элементы, такие как компрессор в линии рециркуляции, дроссель и турбина с переменной геометрией (Variable Turbine Geometry — VTG). Назначение всех изображенных на рисунке регулирующих устройств одно — управление значением коэффициента избытка воздуха  $\lambda_V$  (или мощностью двигателя в конструкциях с внешним смесеобразованием), однако, как будет показано ниже, влияние их на характеристики двигателя различно.

При отсутствии регулирования углов газораспределения коэффициент наполнения  $\lambda_I$  определяется параметрами установившегося режима двигателя и зависит, главным образом, от значений массового расхода заряда и скорости двигателя  $n_{\text{Eng}}$ . Как следует из уравнения (2), коэффициент избытка воздуха  $\lambda_V$  определяется,

$$\lambda_V = \frac{p_{\text{Rec}} \cdot \lambda_I \cdot H_u \cdot \eta_{\text{Mot}}}{L_{\text{min}} \cdot p_{\text{me}} \cdot T_{\text{Rec}} \cdot R_{\text{Rec}}} - \frac{1}{L_{\text{min}}}; \quad (1)$$

$$\lambda_V \propto p_{\text{Rec}} \cdot \lambda_I \quad (2)$$

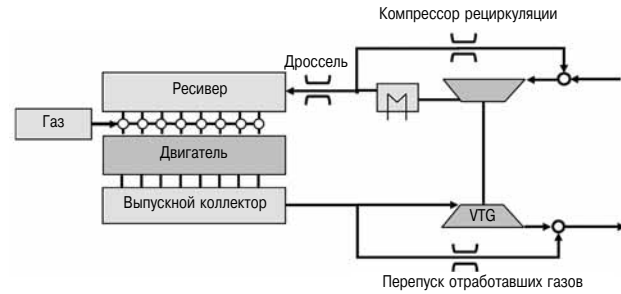


Рис. 1. Схема двигателя с элементами управления

в основном давлением наддува  $p_{\text{Rec}}$ . Если давление в ресивере, и, следовательно,  $\lambda_V$ , может поддерживаться постоянным с помощью компрессора в линии рециркуляции или дросселя, то изменение температуры окружающего воздуха на работе двигателя не сказывается, поскольку значения давлений в воздушном ресивере и выпускном коллекторе остаются практически постоянными. С другой стороны, если при тех же настройках турбины давление в ресивере регулируется путем сброса части газа из выпускного коллектора через EWG, то противодавление на выпуске понижается. Это приводит к снижению потерь газобмена, и, следовательно, к повышению КПД двигателя.

**Основные направления совершенствования рабочего процесса**

Следует выделить следующие четыре основных направления совершенствования рабочего процесса ДД:

1. Повышение КПД при работе как в газовом, так и в дизельном режимах.
2. Повышение удельной мощности.
3. Повышение приемистости (ускорения) двигателя при резких набросах нагрузки без снижения КПД двигателя.
4. Увеличение запаса по детонации для обеспечения возможности работы на ВФШ.

**Возможности совершенствования ДД и ГД**

Контроль детонации является ключевым фактором, определяющим потенциал увеличения удельной мощности и КПД двигателя, работающего по циклу Отто.

Существует целый ряд факторов, способствующих возникновению детонации, в том числе низкое значение метанового числа газа, неоднородность заряда, колебания состава рабочей смеси от цилиндра к цилиндру, наличие горячих зон в камере сгорания, отложения, испарения смазочного масла, колебания давления в массе несгоревшего газа, находящегося в цилиндре, и т. п.

Прогнозирование детонации — весьма сложная задача, решение которой требует тщательной проработки, в частности, при проектировании системы приготовления рабочей смеси и ее распределения по цилиндрам, а также при создании

системы охлаждения (здесь упомянуты лишь несколько важнейших аспектов проблемы).

С точки зрения турбонаддува наибольший интерес представляет временной график изменения давления несгоревшего газа в цилиндре, поскольку от этого напрямую зависят требования к системе наддува.

#### Повышение КПД в газовом и дизельном режимах

Как уже говорилось выше, возникновение детонации зависит от температуры в цилиндре и от функции изменения давления газа во времени. Чем больше время существования несгоревшего газа при высоких значениях температуры и давления, тем выше опасность детонации [8, 9]. Для данной конфигурации головки цилиндра, конструкции кулака привода клапана и уровня температуры в ресивере это означает ограничение скорости повышения давления и  $p_{me}$ . Чем выше необходимая удельная мощность, тем ниже допустимый максимум степени сжатия  $\epsilon$  [10].

Для данного значения коэффициента избытка воздуха снижение объемного коэффициента наполнения цилиндра  $\lambda_l$  (т. е. усиление эффекта Миллера) приводит к снижению температуры цикла, что позволяет увеличить степень сжатия и/или удельную мощность. Однако при этом для поддержания постоянства коэффициента избытка воздуха  $\lambda_v$  необходимо повысить давление наддува, как видно из уравнения [2]. Одноступенчатая система турбонаддува позволяет реализовать лишь умеренный цикл Миллера, поскольку возможности повышения степени наддува при этом ограничены. В существующих на сегодняшний день двигателях среднее эффективное давление составляет порядка 20 бар при степени сжатия  $\epsilon = 11 \dots 13$ . Учитывая ограничения, свойственные газовому режиму, снижение КПД особенно ощутимо в дизельном режиме, где желательно иметь степень сжатия  $\epsilon = 16$ .

Как видно из рис. 2, увеличение степени сжатия существенно повышает КПД цикла. Графики построены в предположении, что значения удельной мощности, коэффициента избытка воздуха и начальной температуры цикла являются постоянными, двигатель работает по идеальному циклу с ограничением давления («процесс Зайлигера»), а рабочая смесь по своим свойствам считается идеальным газом. Сплошные линии показывают вариации между изохорным и изобарным процессами при различных уровнях максимального давления цикла. Следовательно, каждая такая линия соответствует постоянному соотношению  $p_{max}/p_i$ . Из приведенного графика виден неиспользуемый потенциал дизельного цикла при степени сжатия  $\epsilon = 12$ . Ее повышение до обычного значения порядка  $\epsilon = 16$  позволит увеличить КПД цикла более чем на  $\Delta\eta = 5\%$ .

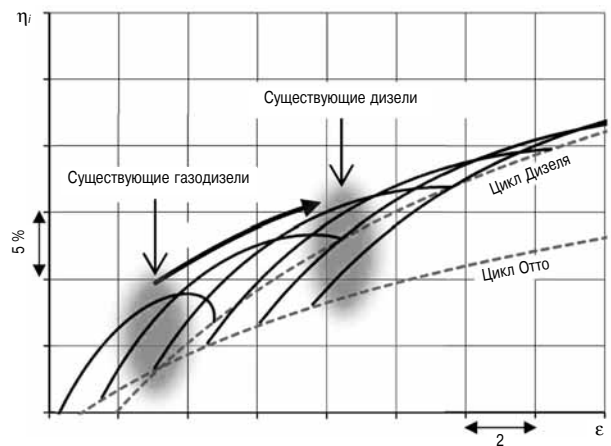


Рис. 2. КПД термодинамического цикла без тепловых потерь. Серые кривые отражают вариации между пределами изохорного и изобарного циклов для различных уровней  $p_{max}/p_i$  при постоянном уровне коэффициента избытка воздуха  $\lambda_v$

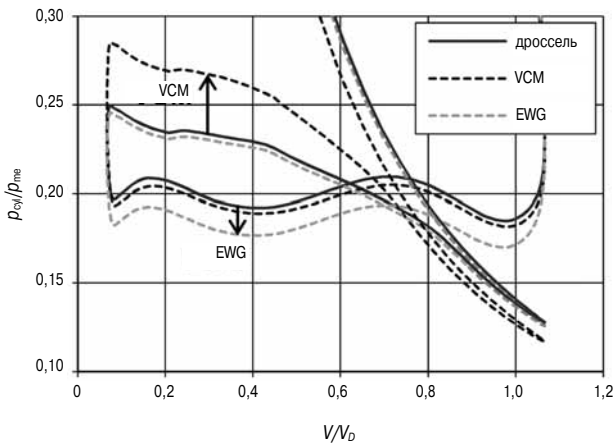
За счет усиления эффекта Миллера можно будет повысить степень сжатия до 16, что позволит увеличить КПД в обоих рабочих режимах. При этом необходимо существенное повышение давления наддува. При увеличении среднего эффективного давления цикла до 24 бар и выше требуемый уровень давления наддува с помощью одноступенчатой системы достигнуть быть не может, поэтому необходим переход к двухступенчатому наддуву.

В то же время чисто газовые двигатели по КПД превосходят газодизели за счет применения цикла Миллера и двухступенчатого наддува. Что же касается удельной мощности, то по этому показателю газовые двигатели приближаются к уровню серийно выпускаемых дизелей [2, 3]. Степень сжатия также приближается к цифрам, типичным для серийных дизелей.

Двухступенчатый наддув по своей эффективности намного превосходит одноступенчатый главным образом за счет применения промежуточного охлаждения. Чем выше становится общая степень повышения давления, тем эффективнее оказывается двухступенчатый наддув. Повышение КПД системы турбонаддува приводит к увеличению перепада давления на двигателе, что улучшает параметры газообмена.

#### Повышение приемистости двигателя без снижения КПД

Средства управления элементами воздушного тракта, такие как дроссельные клапаны и компрессор рециркуляции, менее эффективны с точки зрения их влияния на КПД двигателя, но их быстроедействие значительно выше по сравнению со средствами управления, расположенными на стороне выпуска, поэтому для повышения приемистости двигателя при резком изме-



**Рис. 3. Увеличение эффективности газообмена с помощью EWG и VCM, в сравнении с дроссельным клапаном (или компрессором в линии рециркуляции)**

нении нагрузки или разгоне они предпочтительнее. Если коэффициент избытка воздуха регулируют с помощью клапана переменного сечения (например, типа VCM), то управляющий элемент находится прямо перед входом в цилиндр и, следовательно, влияет на величину воздушного заряда даже быстрее, чем дроссельные клапаны и компрессор рециркуляции. Кроме того, потери газообмена в этом случае существенно меньше, чем при регулировании дросселем или компрессором, и находятся примерно на том же уровне, что и при использовании EWG (рис. 3). При использовании клапана VCM потери отработавших газов или воздуха в компрессоре отсутствуют. Следовательно, давление в воздушном ресивере возрастает. Для поддержания нужного уровня коэффициента избытка воздуха  $\lambda_V$  в соответствии с уравнением (2) коэффициент заряда  $\lambda_L$  снижается за счет более раннего закрытия впускных клапанов (если используется цикл Миллера). Давление на выпуске остается примерно на том же уровне, что и при регулировании дросселем, при равных значениях мощности двигателя и коэффициента избытка воздуха. Повышение перепада давления на двигателе ведет к снижению потерь газообмена, что отчасти уравновешивается увеличением потерь в цикле Миллера. К тому же, помимо уменьшения потерь газообмена, снижение температуры цикла из-за усиления эффекта Миллера значительно увеличивает КПД термодинамического цикла.

**Повышение удельной мощности и работа двигателя на ВФШ**

При моделировании детонации установлено, что помимо температуры, давления, коэффициента избытка воздуха и свойств газа, важную роль в ее возникновении играет время пребывания несторевавшей рабочей смеси в цилиндре. Чем дольше газовая смесь находится при определенном

уровне давления и температуры, тем больше вероятность наступления детонации. Именно по этой причине эксплуатация газового двигателя при пониженной скорости и повышенном крутящем моменте (т. е. при высоком значении  $\rho_{me}$ ) является наиболее проблематичной, поскольку время пребывания топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателя при этом возрастает. Эта проблема может быть решена усилением эффекта Миллера. Данное решение позволяет снизить температуру процесса, тем самым уменьшив риск детонации, что, в свою очередь, даст возможность поднять удельную мощность и крутящий момент при пониженной скорости.

**Разработка новых концепций ДД и ГД на основе математического моделирования**

Теоретическое исследование на основе моделирования началось с создания математической модели на основе экспериментальных исследований, проведенных на опытном двигателе с одноступенчатым наддувом и фиксированной заклинкой кулаков привода клапанов с применением умеренного цикла Миллера. На двигателе использованы стандартная система впрыска основного дизельного топлива, системы CR для впрыска пилотного топлива и подачи газа через впускные каналы. Данная модель была развита за счет включения в нее следующих функций:

- > система двухступенчатого наддува;
- > повышенная степень сжатия  $\epsilon$ ;
- > усиленный эффект Миллера;
- > регулируемый клапанный привод.

Увеличение степени сжатия дает возможность поднять КПД в дизельном режиме. Одновременно, во избежание детонации в газовом режиме, нужно усилить эффект Миллера и/или ввести задержку фазы воспламенения. Правильный выбор параметров, таких как степень сжатия, эффект Миллера (коэффициент заряда) и фазы газораспределения лимитирован не только границей зоны детонации, но и необходимостью обеспечить гарантированное сгорание пилотного топлива. Следует принять во внимание и другие ограничения, такие как предельно допустимые значения давления в цилиндре и температуры на входе в турбину.

Разработка методики прогнозирования детонации и воспламенения пилотного топлива (в газовом режиме) с помощью моделирования является весьма непростой задачей.

Для газового двигателя принята типичная схема воспламенения заряда с использованием продуваемой форкамеры. Считается, что такая система накладывает менее строгие ограничения по значениям давления и температуры, обеспечивая надежное и безопасное зажигание.

**Основные допущения**

## Сгорание

В газовом режиме скорость тепловыделения рассчитывалась с помощью модели Вибе. Параметры формы кривой сгорания в газовом режиме поддерживались постоянными во всем диапазоне нагрузок, тогда как в дизельном режиме длительность и характер сгорания пересчитывались для каждой рабочей точки по методике Woschni и Anisits, после чего дополнительно уточнялись на основе опыта АВВ. Хотя допущения о постоянной длительности и характере сгорания являются общепринятыми при анализе обычных газовых двигателей, предполагается, что на параметры сгорания оказывает влияние коэффициент наполнения  $\lambda_l$ . К сожалению, достаточно надежных моделей сгорания до сих пор не создано. Следует ожидать, что результаты проводимого в настоящее время исследования [11] позволят создать более надежную модель. При моделировании газового режима количество пилотного топлива в расчет не принимается. Считается, что тепло в процесс поступает только от сгорания газа. По завершении газообмена никакая дополнительная масса в цилиндр не поступает.

### Задержка воспламенения струи пилотного топлива $\tau_{ID}$

При работе ДД в газовом режиме зажигание газозадушной смеси происходит за счет самовоспламенения пилотного дизельного топлива. Длительность задержки воспламенения пилотного топлива оказывает заметное влияние на качество процесса сгорания; слишком короткая задержка приводит к неравномерному распределению центров возгорания по объему камеры. С другой стороны, слишком большая задержка ведет к росту числа пропусков вспышки. В любом случае угол опережения впрыска и период задержки воспламенения влияют на колебания среднего эффективного давления в цилиндре [12]. Чем больше межцикловая нестабильность данного параметра, тем больше должен быть запас по детонации и предельно допустимому давлению в цилиндре, что снижает КПД двигателя.

В настоящем исследовании для обеспечения лучшей сопоставимости результатов моделирования угол опережения впрыска оценивался по модели зажигания, основанной на изменении давления и температуры после впрыска топлива.

В рамках недавно завершенной работы [13] была создана программа для моделирования сгорания бедной рабочей смеси, воспламеняемой с помощью микровпрыска пилотного топлива. Была также разработана модель для расчета задержки воспламенения пилотного топлива. К сожалению, в период проведения настоящего исследования данная работа еще не завершена.

Для расчета времени задержки воспламенения топлива в обычных дизелях часто используют зависимость (3), описанную в [14]. Расчеты, использующие эту последнюю модель, продемонстрировали достаточно хорошее совпадение с результатами измерений, описанными выше, с использованием параметра коррекции модели  $C_0$  (рис. 4) (параметры модели  $C_1 \dots C_3$  задавались в соответствии с [14]). В исходной модели Sitkei коэффициент коррекции  $C_0$  не использовался. Этот коэффициент вводился, чтобы обеспечить сравнимость результатов испытаний при использовании топлив с различными свойствами.

Калибровка описанной модели с упомянутыми выше данными позволила добиться удовлетворительного согласования расчетных и экспериментальных результатов. Оценка примерно по 200 точкам измерения дает усредненное расхождение между расчетными и экспериментальными результатами со стандартным отклонением менее 2 °ПКВ (при номинальной частоте вращения двигателя  $n_{Eng} = 1500$  об/мин (один градус ПКВ соответствует 0,11 мс).

$$\tau_{ID} = C_0 \left[ \tau_0 + \left( \frac{C_1}{p^{0,7}} + \frac{C_2}{p^{1,8}} \right) e^{C_3/T} \right]. \quad (3)$$

Измерения охватывали только малую часть области тех рабочих режимов (т. е. значений давления и температуры в цилиндре), где удельная мощность и коэффициент заполнения  $\lambda_l$  малы. Область пониженной температуры (680–780 К) и повышенного давления (75–100 бар) представляет наибольший интерес, однако для ее построения необходима экстраполяция области калибровки модели, поэтому точность расчета определить не представляется возможным. Но, поскольку мы имеем дело с физической, а не с эмпирической моделью, такая экстраполяция, по-видимому, реальна. Различные оценки измерений, проводившихся на дизеле с высокими значениями

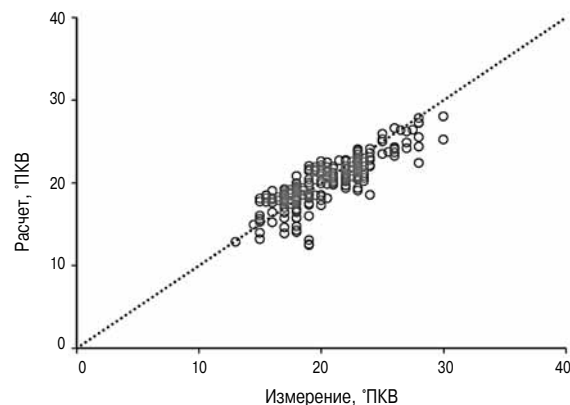


Рис. 4. Задержка воспламенения, сравнение расчетных и экспериментальных результатов

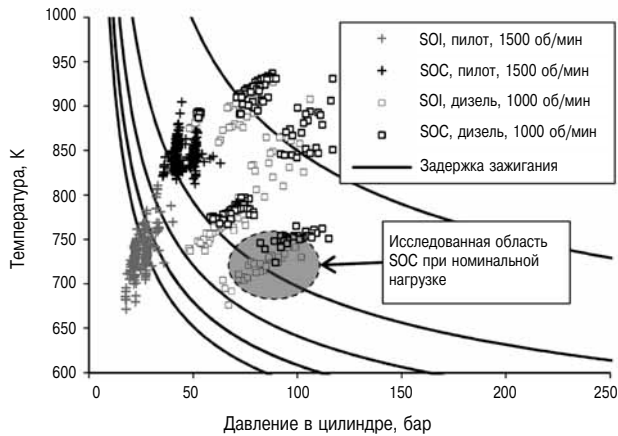


Рис. 5. Карта задержки воспламенения

удельной мощности и эффекта Миллера, подтверждают достоверность данной модели также для основного дизельного топлива (дизельный режим) при высоких давлениях и низких температурах. На рис. 5 показаны результаты сравнительных испытаний газодизеля и обычного дизеля. Серыми точками обозначено начало впрыска SOI, черными — начало сгорания (SOC). Линии постоянной задержки воспламенения — в соответствии с расчетной моделью — показаны в виде сплошных черных кривых. Затененная овальная область соответствует исследуемому диапазону температур и давлений (при номинальной нагрузке двигателя).

**Детонация**

При фиксированном значении коэффициента избытка воздуха вероятность детонации зависит от значений температуры и давления перед началом и во время протекания рабочего процесса. Использование цикла Миллера позволяет существенно снизить температуру процесса, уменьшая тем самым вероятность детонации. Напротив, уменьшение эффекта Миллера за счет изменения угла открытия выпускного клапана для улучшения приемистости двигателя, повышает вероятности детонации. Чтобы обеспечить корректное сравнение различных методов, используемых для поддержания коэффициента избытка воздуха, включая регулирование угла открытия выпускного клапана, необходимо всегда учитывать вероятность детонации. В нашем случае эта вероятность оценивалась с помощью широко распространенной феноменологической модели детонации [15, 16].

Данная модель позволяет оценить вероятность детонации на основе кривых изменения во времени давления и температуры несгоревшего газа в цилиндре. Однако эта модель не учитывает влияния неоднородности заряда, неравномерности состава смеси по цилиндрам и по циклам, наличие горячих точек в камере сгорания и возгорание

паров смазочного масла. Разработчики двигателей должны уделять указанным факторам особое внимание.

В соответствии с используемой моделью самовоспламенение несгоревшего газа происходит по истечении определенного периода времени  $\tau_{Knock}$ . Согласно уравнению (4) это время зависит от температуры, давления, коэффициента избытка воздуха и состава смеси (данные факторы учитываются в параметрах модели  $X_1 \dots X_3$ ).

$$\tau_{Knock} = X_1 \cdot p^{-X_2} \cdot e^{X_3 / T}; \tag{4}$$

Состояние заряда в цилиндре непрерывно меняется, поэтому данное уравнение должно интегрироваться по времени. Предполагается, что самовоспламенение происходит, когда значение интеграла в уравнении (5) превысит определенный уровень, обычно определяемый по результатам измерений (его можно также вычислить теоретически):

$$I_{Knock} = \int_{t_{IVC}}^{t_{end\ of\ combustion}} \frac{1}{\tau_{Knock}} dt. \tag{5}$$

В настоящем исследовании было принято постоянное значение указанного предела  $I_{Knock}$ . Это значение было выбрано на основании результатов испытаний двигателя с высокими значениями  $p_{me}$  и эффекта Миллера, где возможность детонации могла быть исключена. Разумеется, указанное допущение может быть справедливым только в ограниченном диапазоне метанового числа.

Существует целый ряд факторов, влияющих на моменты наступления самовоспламенения или детонации в цилиндре, поэтому модель не может абсолютно точно определить вероятность детонации, она лишь позволяет найти оптимальные рабочие точки при различных значениях эффекта Миллера и/или степени сжатия.

**Несгоревшие углеводороды (УНС)**

Учитывая значительный парниковый эффект, создаваемый метаном (который превышает по этому показателю  $CO_2$  примерно в 20 раз), УНС вносят свой вклад в глобальное потепление [17]. Как показано в этой работе, наибольшими выбросами УНС отличаются крупные малооборотные двигатели. Таким двигателям из-за малой частоты вращения свойственно большое время пребывания смеси в цилиндре и повышенная склонность к детонации, с которой можно бороться только обеднением смеси, с соответствующим увеличением выбросов УНС. Кроме того, камеры сгорания ДД нельзя оптимизировать для газового режима, так как их конструкция должна учитывать возможность работы и в дизельном режиме, что также ведет к росту выбросов УНС.

Моделируемые варианты

Вариант	Система турбонаддува	$p_{me}$	Диаметр цилиндра	$\epsilon$	Управление $\lambda_v$
EWG	1-ступ.	Эталон	Эталон	Эталон	EWG
EWG-2s	2-ступ.	+30 %	-6 %	+4	EWG HP+LP
VCM	2-ступ.	+30 %	-6 %	+4	VCM

В настоящем исследовании содержание несгоревшего топлива принято постоянным на уровне 4 % ( $\eta_u = 0,96$ ) и независимым от нагрузки, поскольку способа моделирования этого параметра пока не существует. Данный подход дает несколько завышенные результаты по выбросам УНС при больших значениях  $p_{me}$  и, напротив, занижает результаты при частичных нагрузках. Кроме того, с ростом степени сжатия увеличивается относительная доля мертвых объемов, что также может приводить к росту количества несгоревшего топлива и выбросов УНС. Ослабление данного эффекта может быть достигнуто за счет изменения конструкции днища поршня или увеличения отношения хода поршня к его диаметру.

#### Система подачи газа

Реализация глубокого цикла Миллера с повышением удельной мощности требует повышения давления в ресивере до 7,5 бар, что вызывает необходимость повысить давление подачи газа. В настоящей работе предполагалось, что давление в источнике газа поддерживается на нужном уровне, поэтому в расчетах КПД оно не учитывалось. Однако если на месте эксплуатации отсутствует источник питания с необходимым давлением газа, то необходимо будет учесть дополнительный расход мощности на сжатие газа. Если, например, газообразное топливо поступает при окружающих условиях по ИСО, то повышение давления газа с 7 до 10 бар, приводит к росту потребляемой компрессором мощности примерно с 1,5 до 2 % от мощности двигателя.

#### Моделирование двигателя и системы турбонаддува

Моделирование рабочего процесса выполнялось с помощью фирменного программного пакета SISY компании АВВ [18].

В дальнейшем более подробный анализ был проведен с использованием программного пакета ACTUS, также разработанного АВВ, содержащего достаточно продвинутое средство детального моделирования современных двигателей с турбонаддувом.

Было проведено сравнительное моделирование двигателя с одноступенчатым турбонаддувом и регулированием коэффициента избытка воздуха посредством EWG, и будущего двигателя с двухступенчатым турбонаддувом (табл. 1). В последнем случае усиление эффекта Миллера позволяет поднять удельную мощность двигателя, а увеличение  $p_{me}$  позволяет уменьшить диаметр цилиндра. Как показано в разделе, посвященном существующим технологиям и известным методам их совершенствования, в ДД и ГД диаметр цилиндра обычно увеличивают. Поскольку уменьшение диаметра цилиндра ведет

к снижению нагрузки на подшипники, предельное значение максимального давления при этом может быть увеличено (для перспективных двигателей рассматривается возможность дополнительного повышения давления сгорания за счет снижения диаметра цилиндра). Большое значение эффекта Миллера позволяет использовать высокие степени сжатия —  $\Delta\epsilon = +4$  и выше. Было проведено сравнительное моделирование двух систем управления коэффициентом избытка воздуха в газовом режиме при наличии двухступенчатого турбонаддува. При использовании устройства EWG-2s управление коэффициентом избытка воздуха производится с помощью перепускного клапана, обеспечивающего байпас обеих ступеней турбины. При использовании системы VCM плотность заряда изменяется с помощью регулируемого привода впускного клапана. В настоящей работе моделировалось только изменение времени закрытия впускного клапана.

При наличии двухступенчатого турбонаддува регулирование обычно осуществляется с помощью управляемого байпаса турбины высокого давления, поскольку при этом улучшаются условия газообмена. КПД двигателя при этом оказывается несколько выше. Во всяком случае, байпас турбины высокого давления в газовом режиме значительно увеличивает степень повышения давления компрессора низкого давления ДД. Следовательно, по сравнению с дизельным режимом, когда байпас ТВД желательно держать закрытым, линии работы в газовом и дизельном режимах на карте режимов компрессора существенно расходятся. Это приводит к значительному снижению КПД компрессора в дизельном режиме (на грани полного останова) или к снижению порога помпажа в газовом режиме. Именно поэтому в качестве оптимального решения для ДД в настоящей работе был выбран системный байпас турбин (с помощью перепускного клапана системы двухступенчатого турбонаддува). Тем не менее, в некоторых случаях байпас ТВД может оказаться предпочтительнее в зависимости от конкретного применения, а также от поля режимов работы компрессора.

При использовании VCM регулирование угла открытия впускного клапан во всем диапазоне

Таблица 2

Ограничения

Ограничения в газовом режиме	Ограничения в дизельном режиме
Максимальный интегральный показатель детонации	Максимальная температура на входе в турбину
Максимальная задержка воспламенения пилотного топлива	Максимальная задержка воспламенения основного топлива
Постоянное значение коэффициента избытка воздуха	Минимальное значение коэффициента избытка воздуха
Максимальное давление в цилиндре	Максимальное давление в цилиндре

предоставляет наибольшие возможности для оптимизации работы двигателя, особенно в газовом режиме с ограничениями по детонации. Однако реальный диапазон регулирования конструктивных параметров ограничен определенными пределами, гарантирующими работу двигателя и турбокомпрессора в допустимом диапазоне (табл. 2). Во избежание детонации в газовом режиме интегральный показатель детонации не должен превышать определенного предела, при этом задержка самовоспламенения пилотного топлива также не должна превышать определенного предела, гарантирующего своевременное начало сгорания.

Результаты моделирования

Оптимизация конструктивных параметров

Ожидается, что увеличение степени сжатия и эффекта Миллера должны привести к росту КПД двигателя, причем увеличение степени сжатия особенно благоприятно при работе по дизельному циклу. С целью оптимизации конструктивных параметров были проведены расчеты для газового и дизельного режимов при нескольких значениях  $p_{me}$ .

Степень сжатия ограничена соотношением хода поршня и диаметра цилиндра. Выигрыш в КПД за счет повышения степени сжатия ограничен тем, что одновременно при этом возрастают потери на трение и утечки тепла (из-за менее благоприятного соотношения поверхности и объема камеры сгорания).

Идеализованная система турбонаддува

Расчеты проводились для идеализованных компонентов системы турбонаддува в предположении постоянства их КПД. Потребление мощности компрессором рассчитывается с помощью постоянного коэффициента загрузки ступени. Значения КПД компонентов выбирались так, чтобы обеспечить высокий уровень общего КПД, типичный для двухступенчатых систем турбонаддува.

Степень сжатия, угол закрытия впускного клапана и фазы сгорания в газовом и дизельном режимах подбирались так, чтобы достичь максимального КПД двигателя при соблюдении задан-

ных конструктивных ограничений. Результаты, показанные на рис. 6, свидетельствуют о том, что повышение степени сжатия существенно увеличивает КПД двигателя. На графиках показан рост термодинамического КПД двигателя для нескольких значений  $p_{me}$  в функции от степени сжатия  $\epsilon$ . Этот рост отсчитывается от значений КПД, полученных при минимальных величинах степени сжатия и удельной мощности. Результаты моделирования показывают, что в современных двигателях еще имеется резерв роста КПД более чем на 2 %.

Поскольку для циклов Дизеля и Отто имеются ограничения по максимальному давлению в цилиндре и по детонации, рост степени сжатия обязательно должен сопровождаться усилением эффекта Миллера. Указанные ограничения приводят к уменьшению оптимальной степени сжатия по мере увеличения удельной мощности двигателя (рис. 7).

Зависимости коэффициента избытка воздуха от эффекта Миллера и от фазы начала сгорания в дизельном и газовом режимах показаны соответственно на рис. 8 и 9. На графиках также пока-

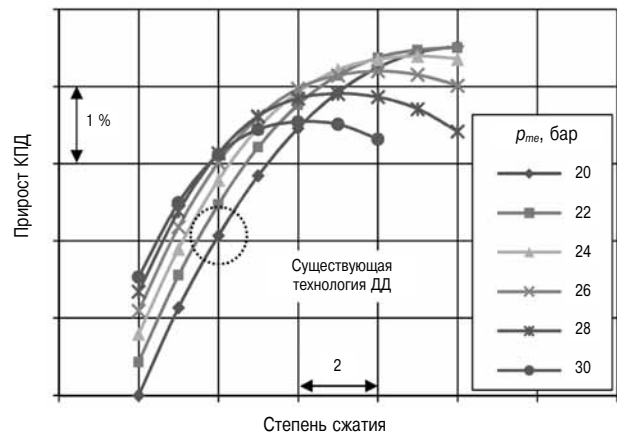


Рис. 6. Прирост КПД в зависимости степени сжатия при различных значениях  $p_{me}$ , усредненный для дизельного и газового режимов работы

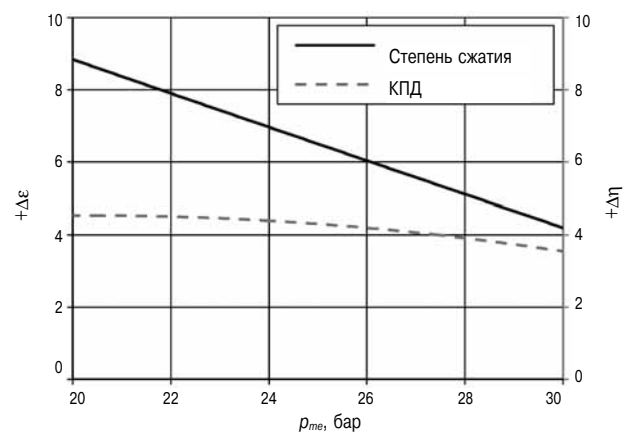
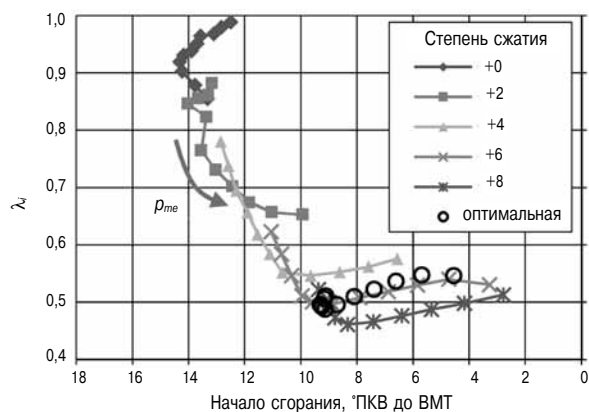
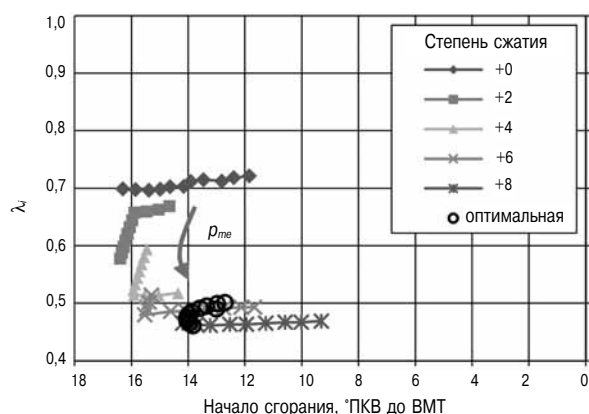


Рис. 7. Оптимальная степень сжатия и достижимый рост КПД двигателя





**Рис. 8. Дизельный режим: коэффициент заполнения в функции от времени начала сгорания**



**Рис. 9. Газовый режим: коэффициент заполнения в функции от времени начала сгорания**

зан эффект от увеличения  $p_{me}$  (от 20 до 30 бар) для различных значений степени сжатия. Рост удельной мощности показан на графиках в виде траектории, направленной против часовой стрелки. Например, при очень низких значениях степени сжатия в газовом режиме ограничивающим фактором является чрезмерное возрастание задержки самовоспламенения пилотного топлива. Следовательно, рост  $p_{me}$  приведет к более раннему началу сгорания. Увеличение эффекта Миллера также приводит к росту задержки самовоспламенения. В определенной точке достигается порог детонации, наступление которой должно быть предотвращено путем усиления эффекта Миллера. Необходимость отодвинуть момент начала сгорания возникает, когда при больших величинах степени сжатия давление в цилиндре достигает предельно допустимого значения. Упомянутые ограничения не позволяют работать в областях крайних значений  $p_{me}$  и степени сжатия. Поэтому при коэффициентах избытка воздуха свыше  $\epsilon = +8$ , не все значения  $p_{me}$  присутствуют на графике. Черными кружками обозначены оптимальные значения (рис. 8, 9).

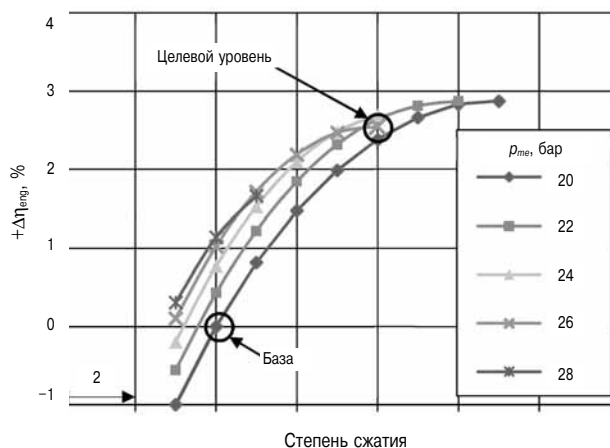
Максимальный уровень КПД в дизельном и газовом режимах достигается при значениях

эффекта Миллера, соответствующих коэффициенту заряда порядка  $\lambda_I = 0,5 \dots 0,55$  в дизельном режиме, и  $\lambda_I = 0,45 \dots 0,50$  — в газовом режиме. Однако при достаточно высокой удельной мощности указанные значения эффекта Миллера могут быть достигнуты только при наличии двухступенчатого наддува.

#### **Показатели реального турбокомпрессора**

Аналогичное исследование было выполнено с использованием характеристик реального турбокомпрессора. Размеры компонентов ТК подбирались из условия требуемого положения рабочей точки на карте режимов турбины и компрессора. Результаты данного моделирования не сильно отличались от характеристик идеализированных компонентов турбокомпрессора. Однако допустимая разность между коэффициентами наполнения в дизельном и газовом режимах ограничена шириной характеристики компрессора. Кроме того, за пределами номинального рабочего диапазона выбранных компонентов турбокомпрессора, его КПД оказался ниже, чем в идеальном случае. Это обстоятельство ограничивает возможный выбор решений.

На основе проведенной оптимизации для дальнейшего более детального изучения были выбраны параметры двигателя, показанные на рис. 10. Величины  $p_{me}$  и степени сжатия превышают аналогичные параметры существующих ДД соответственно на 6 бар и 4 единицы.



**Рис. 10. Прирост КПД в зависимости степени сжатия при различных значениях  $p_{me}$ , усредненный для дизельного и газового режимов работы**

#### **Варианты для анализа**

Основываясь на результатах оптимизации конструктивных параметров в соответствии с табл. 1 для дальнейшего анализа были выбраны два следующих варианта применения:

- а) двигатель-генератор;
- б) двигатель, работающий на ВФШ.

В последнем случае запас, доступный для регулирования двигателя с помощью EWG при

частичной нагрузке, оказывается недостаточным, учитывая возрастание  $p_{me}$  при снижении скорости двигателя. Поэтому в обоих случаях для регулирования коэффициента избытка воздуха с помощью EWG модель двигателя должна быть дополнена механизмом изменения угла закрытия впускного клапан, имеющим по меньшей мере две фиксированных уставки по времени.

**Двигатель-генератор**

На рис. 11 и 12 показан характер снижения расхода топлива в зависимости от нагрузки в дизельном и газовом режимах при использовании технологии EWG-2s и VCM по сравнению с использованием технологии EWG (принятой за базу отсчета). Как и следовало ожидать, при использовании эффекта Миллера в сочетании с двухступенчатым турбонаддувом потенциал роста КПД двигателя с рекомендуемыми параметрами весьма значителен. Согласно результатам моделирования работы ДД в обоих режимах при полной нагрузке, экономия топлива в этом случае составит от 10 до 15 г/кВт·ч. В дизельном режиме при нагрузках, близких к номинальным, более ощутимый эффект дает использование VCM, тогда как в газовом режиме EWG-2s обеспечивает более заметную экономию топлива на частичных нагрузках.

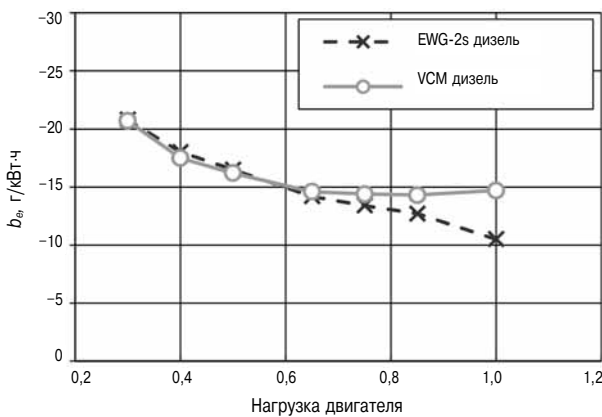


Рис. 11. Экономия топлива в дизельном режиме

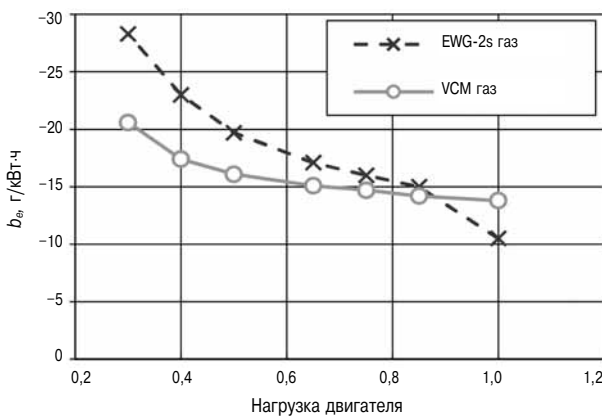


Рис. 12. Экономия топлива в газовом режиме

Недостатком VCM по сравнению с EWG-2s является то, что в этом случае управление коэффициентом избытка воздуха во всем диапазоне нагрузок основано на изменении фаз газораспределения. Требуемое снижение воздухообеспечения по мере уменьшения нагрузки за счет более позднего открытия впускного клапана приводит к сильному снижению температуры и давления в цилиндрах. В результате воспламенение пилотного дизельного топлива замедляется. Соответственно задерживается горение основного топлива, что объясняет упомянутую выше разницу в расходах топлива.

Негативное влияние чрезмерного эффекта Миллера на частичных нагрузках может быть отчасти компенсировано применением управляемого пропуска вспышек [19]. При отключении части цилиндров среднее эффективное давление в рабочих цилиндрах возрастет. Для поддержания требуемого значения коэффициента избытка воздуха необходимо увеличить наполнение цилиндра, т. е. в случае VCM эффект Миллера должен быть ослаблен за счет более позднего закрытия выпускного клапана. При этом температура и давление в цилиндре возрастают, а горение пилотного топлива интенсифицируется. Ограничением служит приближение к порогу детонации. Расчетная экономия топлива (с учетом принятых при моделировании допущений) показана на рис. 13. Пунктирной линией обозначена максимально возможная экономия топлива за счет отключения от 4 до 10 цилиндров. Дополнительная экономия топлива на частичных нагрузках весьма существенна и намного превышает аналогичный показатель, получаемый за счет применения EWG-2s в газовом режиме. При постоянных углах газораспределения и при использовании EWG возможности экономии топлива за счет отключения цилиндров весьма ограничены. В обоих случаях положительное влияние отключения цилиндров на выбросы УНС (за счет увеличения

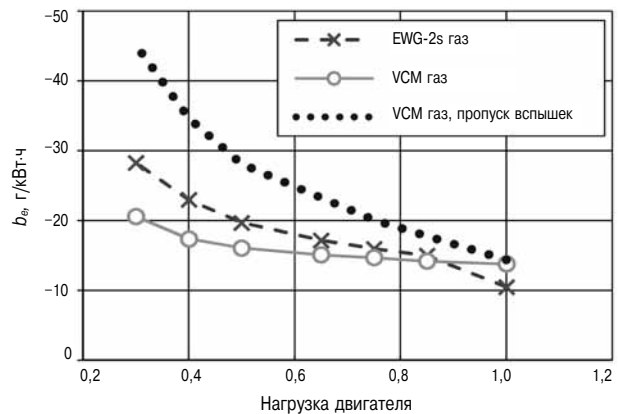


Рис. 13. Двигатель-генератор в газовом режиме, экономия топлива за счет отключения цилиндров

$p_{me}$  в оставшихся цилиндрах) не учитывалось, а КПД конверсии топлива был принят постоянным.

### Двигатель, работающий на ВФШ

Моделирование работы двигателя с EWG и VCM в режиме винтовой характеристики выполнено при тех же конструктивных параметрах, что и для двигатель-генератора (см. предыдущий раздел), поэтому значения рабочих показателей при номинальной нагрузке в обоих случаях совпадают. Однако параметры эталонного режима, выбранного для сравнения, несколько другие. В данном случае в качестве эталонной принимается частичная нагрузка, поэтому для моделирования использованы настройки турбонаддува и угла закрытия выпускного клапана, соответствующие нагрузке менее 50 %.

На рис. 14 и 15 показаны значения экономии топлива относительно эталонного режима в функции нагрузки. Результаты моделирования со всей очевидностью показывают существенное снижение расхода топлива во всем диапазоне режимов работы двигателя. Хотя при работе с постоянной скоростью при наличии VCM (без отключения цилиндров) расход топлива больше,

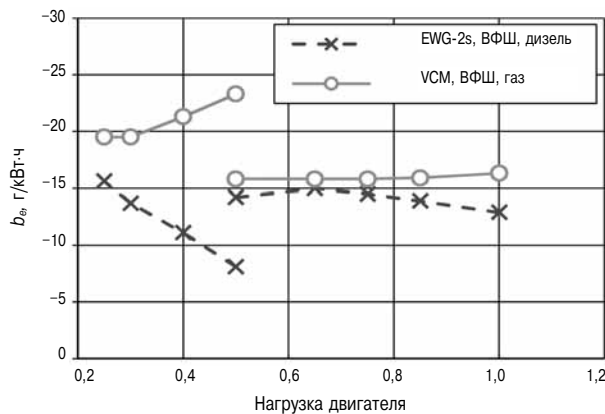


Рис. 14. Главный судовой двигатель, работающий на ВФШ, экономия топлива в газовом режиме

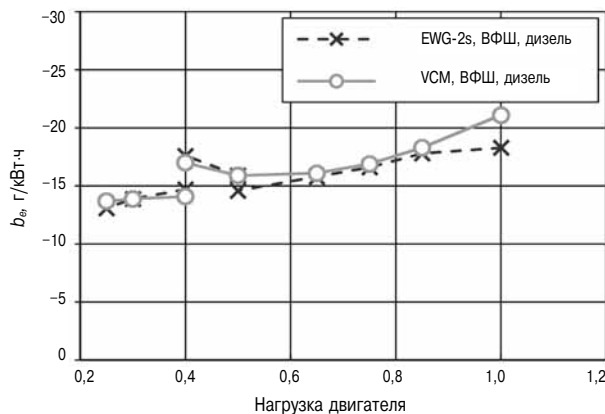


Рис. 15. Главный судовой двигатель, работающий на ВФШ, экономия топлива в дизельном режиме

чем при использовании EWG, применение VCM дает преимущество при работе по винтовой характеристике, т. е. позволяет поднять среднее эффективное давление на частичных нагрузках. При этом улучшаются условия воспламенения пилотного топлива, что частично снимает ограничения, связанные с возникновением детонации.

Причины столь значительного роста КПД наглядно проиллюстрированы на рис.16. На рисунке показаны компоненты потерь при работе по винтовой характеристике в сравнении с эталонным режимом при работе с постоянной скоростью при полной нагрузке. Как видим, благодаря изменениям параметров рабочего процесса КПД двигателя увеличивается более чем на 3 % в дизельном режиме и более чем на 2 % — в газовом. Термодинамический КПД растет под влиянием следующих факторов: увеличение степени сжатия, повышение предельно допустимого уровня максимального давления в цилиндре, а также снижение температуры процесса (рост КПД из-за эффекта Миллера  $\Delta\eta_{\text{Miller, cycle}} = 0,5 \dots 1 \%$ ). Кроме того, растет эффективность газообмена благодаря значительному увеличению КПД турбонаддува и оптимизации фаз газораспределения ( $\Delta\eta_{GE} = 0,5 \dots 1 \%$ ). Предполагается, что среднее эффективное давление механических потерь в дизельном режиме растет с увеличением  $p_{me}$ , тогда как в газовом режиме оно остается постоянным и от  $p_{me}$  не зависит. Поэтому при использовании EWG-2s или VCM в газовом режиме увеличение  $p_{me}$  приводит к росту механического КПД по отношению к эталонному варианту газового режима.

Полученные результаты с небольшими уточнениями справедливы также и для случая работы при постоянной скорости и полной нагрузке двигателя.

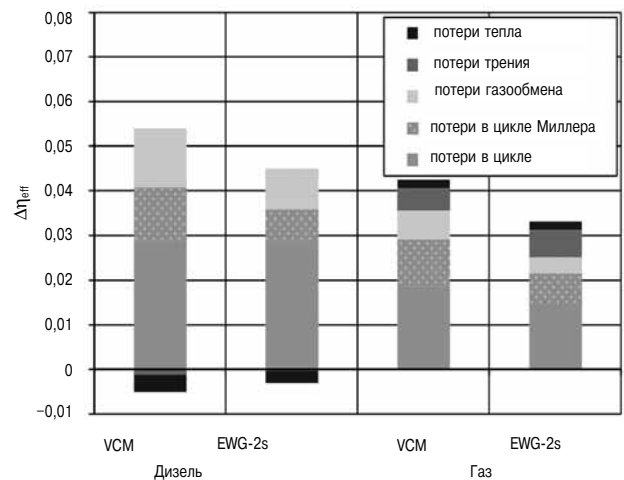


Рис. 16. Анализ потерь при работе на ВРШ в сравнении с эталонным вариантом газового режима

### Проблемы

Представленная выше концепция ДД, в котором используется глубокий цикл Миллера, высокая степень сжатия, двухступенчатый турбонаддув и регулируемое газораспределение, открывает широкие возможности для повышения КПД и удельной мощности газовых и двухтопливных двигателей. Однако значения рабочих параметров двигателя при этом оказываются за пределами их типичных диапазонов. Поэтому при анализе приходится пользоваться экстраполяцией, которая может повлечь за собой определенные проблемы.

#### Гомогенная рабочая смесь

Однородность смеси топливного газа с воздухом является одним из важнейших условий снижения выбросов  $\text{NO}_x$ , а также уменьшения риска детонации. Поэтому в двигателях с поступлением газа через впускные каналы при использовании глубокого цикла Миллера с ранним закрытием впускных клапанов — непростая задача. Предполагается, что непрерывная подача газа дает наилучшие результаты с точки зрения обеспечения однородности смеси. Однако ее применение вызывает рост выбросов УНС. Слишком раннее поступление газа усиливает скопление богатой смеси в мертвых объемах цилиндра, являющихся основным источником несгоревших углеводородов. С другой стороны, слишком поздняя подача увеличивает массу газа во впускных каналах, которая после закрытия впускных клапанов перетекает в систему выпуска во время цикла продувки.

#### Выбросы УНС

Создание моделей для расчета выбросов УНС в газовых двигателях еще не завершено. При меняющихся значениях конструктивных параметров двигателя, таких как степень сжатия и эффект Миллера, даже приблизительные расчеты оказываются достаточно сложными.

Поэтому исследовался только вариант с постоянной долей несгоревшего топлива. Разумеется, более подробная модель, учитывающая выбросы УНС, поможет получить более достоверные значения КПД двигателя.

#### Самовоспламенение пилотного топлива

При моделировании газового режима использовался цикл с относительно глубоким эффектом Миллера, предотвращающий возникновение детонации. При этом качество воспламенения пилотного топлива ухудшается. Следовательно, необходимо найти баланс между нормальным воспламенением пилотного топлива и достаточным запасом по детонации. Кроме того, согласно последним исследованиям, одним из ключевых факторов является обеспечение надежного зажигания смеси при низких температурах. Хотя в лабораторной одноклапанной камере сгорания

удалось добиться воспламенения смеси даже при температуре 720 К, опытный одноцилиндровый отсек при тех же условиях запустить не удалось [11].

#### Зажигание с помощью продуваемой форкамеры

Для газового двигателя принята типичная схема воспламенения заряда с использованием продуваемой форкамеры. Считается, что при использовании глубокого цикла Миллера такая система менее чувствительна к межцикловым колебаниям параметров, чем система зажигания газодизеля.

#### Возгорание смазочного масла

Описаны случаи возгорания смазочного масла в двигателях, работающих по циклу Отто и использующих пилотное топливо для зажигания [19]. Зона режимов (давлений и температур), где гарантируется надежное воспламенение заряда за счет горения пилотного топлива, сужается по мере роста удельной мощности двигателя.

#### Камера сгорания

При проектировании камеры сгорания ДД всегда приходится искать компромисс между спецификой работы в дизельном и в газовом режимах при использовании обедненной гомогенной смеси. В дальнейшем, по мере повышения степени сжатия, конструкция камеры сгорания будет неизбежно усложняться. Возможной альтернативой такому развитию является увеличение соотношения диаметра цилиндра и хода поршня.

#### Вклад фирмы АВВ

##### Power2: Системы двухступенчатого турбонаддува фирмы АВВ

Как показало настоящее исследование, увеличение удельной мощности двухтопливных и газовых двигателей при увеличении степени сжатия и КПД двигателя может быть достигнуто только при условии использования цикла Миллера. Система одноступенчатого турбонаддува не может обеспечить нужных значений коэффициента избытка воздуха и давления наддува, поэтому возникает необходимость применения двухступенчатого наддува. Такие системы в последние годы были разработаны АВВ, и первое их поколение уже успешно работает. Существующие системы наддува способны обеспечить КПД турбонаддува порядка 75 %. Первое семейство таких систем — Power2® — уже доступно на рынке. Одновременно идет создание систем следующего поколения, способных удовлетворить перспективные потребности заказчиков АВВ [21].

#### Управление клапанами

Для двигателей с глубоким циклом Миллера характерно ухудшение качества сгорания на долевых нагрузках. При этом ухудшаются показатели приемистости и пусковые характеристики как дизелей, так и газовых двигателей. Известно, что

применение регулируемого привода клапанов помогает решить эту проблему [22, 23].

Создание системы привода клапанов с электрогидравлическим управлением АВВ ведет совместно с фирмой «Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG», известной своими разработками в области компонентов автомобильных двигателей. Данная система, основанная на технологии Schaeffler's UniAir/MultiAir®, отвечает требованиям применения на четырехтактных двигателях мощностью свыше 400 кВт [24, 25]. Эта технология реализована в изделии VCM (Valve Control Management), позволяющем изменять углы открытия/закрытия и высоту подъема впускных и/или выпускных клапанов с помощью управляемого электрогидравлического привода. Опытный образец системы (рис. 17) был успешно испытан на действующем опытном двигателе [23].

Мощность электрогидравлического привода при испытаниях оказалась очень низкой. Это означает, что прирост КПД от работы двигателя в термодинамически более благоприятных условиях не будет снижен из-за потерь мощности на привод клапанов.

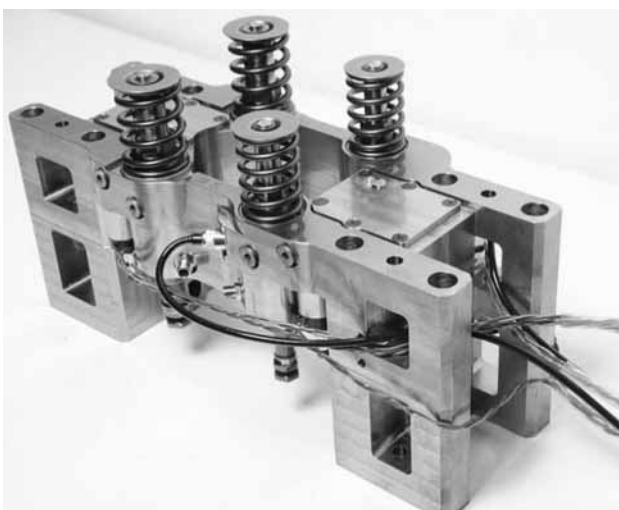


Рис. 17. Опытный образец модуля VCM с индивидуальной регулировкой выпускных и впускных клапанов

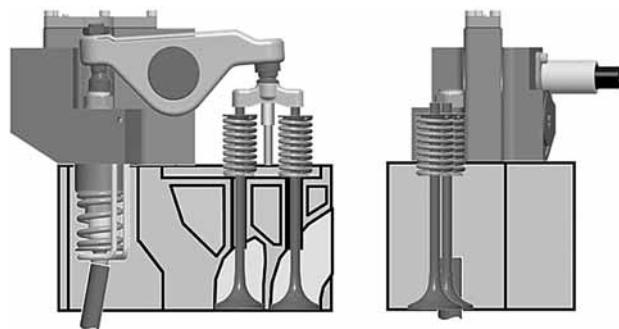


Рис. 18. Принципиальная схема управления углом открытия впускного клапана

При доводке опытного образца VCM основное внимание уделяется функциональности и надежности, не принимая во внимание вопросы стоимости и компактности. Тем не менее, параллельно ведутся исследования модулей VCM применительно к специфике конкретных заказчиков. Результаты одного такого исследования показаны на рис. 18, где изображена схема управления углом открытия впускного клапана.

#### Выводы

На основании выполненных исследований на модели показано, что показатели КПД и удельной мощности газового и двухтопливного двигателей могут быть существенно повышены за счет применения двухступенчатого наддува и управления фазами газораспределения. Рост удельной мощности позволит уменьшить диаметры цилиндров современных ДД и газовых двигателей до значений, свойственных дизелям с теми же габаритными размерами.

Для реализации представленной концепции необходимо наличие следующих компонентов:

- высокоэффективная система двухступенчатого турбонаддува с давлением наддува, достаточным для использования глубокого цикла Миллера. Указанным требованиям полностью удовлетворяет система АВВ Power2®;
- система управления закрытием впускных клапанов, обеспечивающая оптимизацию коэффициента избытка воздуха, а также переключение между дизельным и газовым режимами с оптимизацией соотношения видов топлива (например, система VCM® фирмы АВВ);
- система впрыска пилотного топлива с возможностью гибкого регулирования момента начала воспламенения;
- оптимальная (но постоянная) степень сжатия;
- элементы конструкции двигателя, способные выдержать  $p_{me} = 26$  бар и давление сгорания до 220 бар;

Эти требования могут быть обеспечены с помощью управляемого перепуска на выпуске. Однако управление с помощью VCM дает следующие преимущества:

- лучшая приемистость при переменной нагрузке, особенно в дизельном режиме [22];
- большой запас по отношению к порогу детонации;
- лучшие пусковые характеристики в газовом режиме;
- экономичное управление коэффициентом избытка воздуха без использования устройств, подверженных воздействию горячих отработавших газов (при работе на мазуте).

Внедрение описанной в настоящем докладе концепции ГД и особенно ДД позволит лик-

видировать существующий разрыв в значениях КПД и удельной мощности дизелей, ГД или ДД.

В настоящее время судовые ГД и ДД уже работают в зонах контролируемых выбросов (ЕСА), где действуют строгие ограничения выбросов  $\text{NO}_x$  и  $\text{SO}_x$ . Поэтому с точки зрения достижения требований IMO Tier 3 они являются весьма перспективной альтернативой дизелям, оборудованным системами EGR или SCR.

Дальнейшую реализацию технического потенциала данной концепции предполагается вести в следующих основных направлениях:

➤ экспериментальное изучение и, при необходимости, усовершенствование процесса зажигания (с помощью пилотного топлива) и сгорания в двигателях, работающих по циклу Отто, при использовании глубокого цикла Миллера.

➤ внедрение и испытания систем управления газовым двигателем, оборудованным системой двухступенчатого наддува, при работе по винтовой характеристике.

#### Литература

1. *Wik C.* Two-Stage Turbo Charging on Medium Speed Engines — Results from the LERF-test facility. 16 Aufladetechnische Konferenz 2011, Dresden.
2. *Haidn M et al.* Zweistufige HochdruckTurboaufladung fur Gasmotoren mit hohem Wirkungsgrad. 15. Aufladetechnische Konferenz 2010, Dresden
3. *Klinkner M.* Aufladung und Verbrennung des J920 der Jenbacher Gasmotorensparthe von GE. 16. Aufladetechnische Konferenz 2011, Dresden.
4. *Holand P.* Improved Transient Response with Two Stage Turbocharging for Medium Speed Diesel Engines. 17. Aufladetechnische Konferenz 2012, Dresden.
5. *Codan E. et al.* Two-Stage Turbocharging Flexibility for Engine Optimization. Paper № 293, CIMAC Congress 2010, Bergen.
6. *Portin K.* Wartsila DF (DF) Engines for Offshore Applications and Mechanical Drive. Paper № 112, CIMAC Congress 2010, Bergen.
7. *Boeckhoff N. et al.* Operational Experience of the 51/60 DF from MAN Diesel SE. Paper № 37, CIMAC Congress 2010 Bergen.
8. *Fayette Taylor C.* The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, MIT Press, Revised Edition, 1985
9. *Heywood J.B.* Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill International Editions, 1988.
10. *Klausner J. et al.* The gas engine of the future - innovative combustion and high compression ratios for highest efficiencies. Paper № 312, CIMAC Congress 2010, Bergen.
11. FVV Project 1017, Calculation of burning rates of lean concept gas engines with extreme Miller/Atkinson for different gaseous fuels on the basis of phenomenological models.
12. *Krishnan S. R. et al.* Strategies for Reduced  $\text{NO}_x$  Emissions in Pilot-Ignited Natural Gas Engines. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126, 2004, — P. 665–671.
13. *Schlatter S., Walther H-Ph.* Erstellung eines phanomenologischen Modells zur Vorausberechnung des Brennverlaufes von Gasmotoren mit Piloteinspritzung. FVV Heft 951-2012.
14. *Sitkei G.* Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Springer-Verlag, Berlin 1964.
15. *Dimitrov D. et al.* Eine Methode zur Vorausberechnung des Klopfverhaltens von Gasmotoren. 4. Dessauer Gasmotoren Konferenz, 2005.
16. *Soylu S.* Prediction of knock limited operating conditions of a natural gas engine. Elsevier Science Ltd., 2003.
17. CIMAC WG17 Gas Engines. Methane and Formaldehyde Emissions of Gas Engines.
18. *Codan E. et al.* Das Programmpaket von ABB Turbo Systems AG fur das Design und die Optimierung von Aufladesystemen. Proc. 1st Conference on engine process simulation and supercharging, Berlin, 2005, — P. 60–76
19. *Klimstra J et al.* The Technology and Benefits of Skip-Firing for Large Reciprocating Engines. ICES2005-1073, ICES 2005, Chicago.
20. *Yasueda S., Takasaki K., Hiroshi T.* The Abnormal Combustion Affected by Lubricating Oil Ignition in Premixed Gas Engines. ICES2012-81042, ICES 2012, Torino.
21. *Behr T., Hubacher M., et al.* 2nd Generation of two-stage Turbocharging Systems by ABB. Paper № 134, CIMAC Congress 2013, Shanghai.
22. *Mathey C.* Variable Valve Timing — A necessity for future large diesel and gas engines. Paper № 298, CIMAC Congress 2010, Bergen.
23. *Christen C., Codan E.* Engine Control and Performance Enhancement with Variable Valve Train for Gas Engines. 16. Aufladetechnische Konferenz 2011, Dresden.
24. *Bernard L. et al.* Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem MultiAir-Verfahren. MTZ 12/2009.
25. *Haas M., Rauch M.* Elektrohydraulischer Vollvariabler Ventiltrieb. MTZ 03/2010.



НОВОСТИ CIMAC

## **ЗАЯВЛЕНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОЙ ДИРЕКЦИИ CIMAC (Позиция исполнительного органа об отсрочке требований IMO Tier 3)**

После окончания работы 27-го Конгресса CIMAC-2013 в Шанхае завершился срок полномочий действующей исполнительной дирекции CIMAC (Международный Совет по двигателям внутреннего сгорания). Новым президентом на следующий трехлетний срок был назначен вице-президент департамента исследований и технологий фирмы MTU Friedrichshafen доктор Кристоф Титс (Christoph Teetz). CIMAC — международная некоммерческая ассоциация, объединяющая национальных корпоративных участников из 26 стран Северной и Южной Америки, Азии и Европы, в том числе изготовителей дизельных и газовых двигателей, газовых турбин, судовладельцев, операторов рельсового транспорта, нефтяные компании, классификационные общества и научные организации. Новый президент CIMAC г-н С. Teetz будет ответственным за подготовку и проведение 28-го Конгресса CIMAC-2016, который состоится в Хельсинки, Финляндия.

Согласно заявлению нового президента CIMAC тематика следующего конгресса будет направлена на подготовку и доработку технических решений в двигателестроении, обеспечивающих выполнение новых правил сокращения эмиссии вредных веществ: в морской промышленности IMO Tier 3; для внедорожного транспорта EPA Tier 4 (США). Оба стандарта предполагают использовать технологии очистки газов и широко применять в двигателях сжиженный природный газ (LNG) как альтернативное ископаемое топливо.

Рост применения LNG, особенно в зонах ЕСА (назначенных и планируемых IMO), потребует развитие инфраструктуры и разработку мер по обеспечению безопасности на борту судов или на внедорожных машинах. Для этого необходимо разработать новый свод правил для безопасного применения этого вида топлива.

Недавно члены CIMAC были информированы о неожиданной для многих участников отсрочке введения стандарта IMO Tier 3 (в зонах ЕСА). CIMAC уже выпустил заявление, в котором выразил свою обеспокоенность решением Комитета по защите морской среды IMO (MEPC-65) отложить на пять лет (с 2016 до 2021 г.) введение стандарта IMO Tier 3. В своем заявлении CIMAC утверждает, что если предложенная IMO отсрочка будет окончательно принята на сессии MEPC-66 (в апреле 2014 г.), то это приведет к неоправдан-

ным инвестициям в двигателестроение, создаст опасность сокращения рабочих мест в судостроительной промышленности и в целом ослабит репутацию IMO.

Предложение об отсрочке введения стандарта IMO Tier 3 было сформулировано Россией и поддержано большинством членом IMO, однако получило отрицательные голоса от США, Канады и некоторых государств-членом ЕС.

По мнению CIMAC, международная судостроительная промышленность зависит от адекватного, абсолютно определенного планирования сроков введения новых экологических стандартов, поскольку ей необходимо согласовать с этими сроками свои бизнес-стратегии, новые проекты и процессы производства. Предложения об отсрочке стандарта IMO Tier 3 за два года до планируемого срока его введения в законную силу будут иметь серьезные последствия для проектов судов, запланированных к постройке после 2016 г.

Существенные инвестиции, уже вложенные изготовителями и заказчиками в новые проекты, могут оказаться напрасными, особенно для тех компаний, которые являются лидерами в создании и реализации технологий, обеспечивающих требования стандарта IMO Tier 3.

Необходимо также учитывать, что возможное решение США относительно независимого введения национальной Северо-Американской зоны ЕСА может привести к нежелательной законодательной путанице.

Поэтому новое руководство CIMAC обращается к участникам предстоящей сессии MEPC-66 IMO с просьбой принять срок введения стандарта IMO Tier 3, как и планировалось ранее, с 1 января 2016 г.

По мнению нового президента CIMAC, все научно-исследовательские инвестиции последних лет потрачены впустую с очевидными последствиями для промышленности в целом, что может создать несправедливое преимущество для тех компаний, которые еще не успели, но все же должны вложить капитал в исследования и разработки.

*С полным текстом статьи можно познакомиться в журнале Diesel & Gas Turbine Worldwide, December 2013, p. 12–13*

УДК 621.431

**Русинковский С.Ю., Чайнов Н.Д. 3-D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндро-поршневой группы ДВС // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 3–8.**

**Ключевые слова:** 3-D моделирование, теплообмен, дизели, граничные условия, метод конечных элементов, детали камеры сгорания, сопряженные детали, температурные поля.

Представлены методика и результаты математического моделирования температурных полей, полей деформаций и напряжений сопряженных деталей ЦПГ (поршень–кольца–гильза цилиндра и головка цилиндра–клапаны). Приведено описание программы, реализующей предлагаемую методику и результаты расчета 2-D и 3-D температурных полей с ее использованием. Ил. 9. Библ. 9 назв.

УДК 621.436.12

**Ларцев А.М. Особенности производства двигателей воздушного охлаждения большой мощности // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 9–11.**

**Ключевые слова:** двигатель воздушного охлаждения, технический уровень, форсирование, теплонапряженность, жесткость конструкции.

Рассмотрены особенности производства двигателя воздушного охлаждения на Волгоградском моторном заводе, этапы его форсирования и совершенствования конструкции. Приведено сравнение вариантов сборки систем, узлов и агрегатов двигателя комплектующими различного технического уровня. Табл. 2. Библ. 3 назв.

УДК 621.43.052

**Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Очередной шаг в развитии двухступенчатых систем наддува (обзор докладов конгресса СИМАС) // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 12–24.**

**Ключевые слова:** турбокомпрессоры, двухступенчатый наддув, развитие конструкций, управление наддувом, промежуточное охлаждение, рециркуляция отработавших газов, выбросы  $\text{NO}_x$ .

Показана актуальность развития систем двухступенчатого наддува (ДСН) для снижения выбросов  $\text{NO}_x$  среднеоборотных судовых дизелей и газовых двигателей до уровня IMO Tier-3. Рассмотрены системы снижения выбросов  $\text{NO}_x$  с ДСН при использовании EGR и цикла Миллера. Разработаны проточные части компрессоров и турбин с достижением степени повышения давления  $\pi_c = 12$  при КПД = 80 %. Приведено описание конструкции и характеристик ДСН различных производителей по материалам конгресса СИМАС 2013. Табл. 1. Ил. 34. Библ. 22 назв.

УДК 621.436

**Пунда А.С., Дмитренко В.И. Повышение энергоэффективности морских судов за счет оптимизации скорости хода // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 25–30.**

**Ключевые слова:** международная конвенция МАРПОЛ 73/78, выбросы  $\text{CO}_2$ , энергоэффективность морских судов, оптимальная скорость хода, режимы работы дизелей.

Рассмотрен эффективный способ снижения вредных выбросов судовых дизелей на единицу транспортной работы судна в условиях эксплуатации. Предложен алгоритм определения оптимальной скорости судна для снижения путевого расхода топлива и выбросов вредных веществ в атмосферу от судовой энергетической установки.

Табл. 3. Ил. 4. Библ. 6 назв.

УДК 55.42.31; 55.03.33

**Маслов А.П., Задорожная Е.А., Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Информационное пространство для определения геометрических размеров базовых деталей двигателя // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 31–36.**

**Ключевые слова:** CALS/ИПИ технологии, информационное пространство, определение размеров цилиндра, облик деталей КШМ, виртуальный двигатель.

Рассмотрены составляющие элементы информационного пространства для создания виртуального двигателя на основе CALS/ИПИ технологий. Предложена методология формирования геометрических размеров основных деталей двигателя на базе расчетно-теоретических методов, объединенных в информационное пространство.

Библ. 16 назв.

УДК 621.43.013

**Гребнев В.М., Разуваев А.В., Костин Д.А. Метод расчета системы утилизации теплоты стационарной энергетической установки // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 37–41.**

**Ключевые слова:** системы утилизации теплоты, тепловой баланс двигателя, метод расчета, экспериментальные исследования.

Разработан метод расчета системы утилизации вторичных энергоресурсов ДВС на основе теплотехнических параметров теплового баланса стационарного двигателя. Приводятся регрессионные зависимости составляющих теплового баланса для стационарных дизель-генераторов, работающих на различных видах топлива.

Ил. 2. Библ. 8 назв.

УДК 621.43

**К. Кристен, Д. Бранд. IMO TIER 3: Газовые и двухтопливные двигатели - экологически чистое и эффективное решение (материалы конгресса СИМАС 2013) // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 42–56.**

**Ключевые слова:** судовые газовые двигатели, двухтопливные двигатели, выбросы  $\text{NO}_x$ , эффективный КПД.

Показано, что использование в качестве топлива природного газа относится к наиболее эффективной технологии достижения перспективных норм вредных выбросов судовых ДВС. Приведены результаты научных исследований фирмы АВВ по совершенствованию эффективного КПД и снижению выбросов  $\text{NO}_x$  судовых газовых двигателей и двигателей двойного топлива (газодизелей) за счет совершенствования рабочих процессов и развития систем наддува.

Табл. 2. Ил. 18. Библ. 25 назв.



UDC 621.431

**Russinkovsky S.Yu. and Chainov N.D. 3-D Simulation of Heat Exchange Boundary Conditions as a Means of Piston Block Parts' Thermal Analysis** // Dvigatelistroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 3–8.

**Keywords:** 3-D Simulation, heat exchange, diesel engines, boundary conditions, finite element method, combustion chamber parts, mating parts, temperature patterns.

The article presents the results of mathematical simulation of temperature, deformation and stress patterns of piston block mating parts («piston–rings–cylinder liner» and «cylinder head–valves»). It includes the description of applied software based on the method in question and the results of simulation of 3-D and 2-D temperature patterns. 9 ill., 9 ref.

UDC 621.436.12

**Lartsev A.M. High Powered Air-Cooled Engines: Serial Production Specifics** // Dvigatelistroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 9–11.

**Keywords:** air-cooled engine, engineering performance standards, boost, calorific intensity, stiffness of a structure.

The article discusses the specifics of air-cooled engine production at Volgograd Motor Works, stages of engine boost and design improvement. Several options of component bundling are analyzed from the viewpoint of efficiency. 2 tables, 3 ref.

UDC 621.43.052

**Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I. Development of Two-Stage Turbocharging Systems (Review of Topical Papers Presented at CIMAC-2013)** // Dvigatelistroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 12–24.

**Keywords:** Turbochargers, two-stage turbocharging systems, engineering development, controllable turbocharging, intercoolers, exhaust gas recirculation, NO<sub>x</sub> emission.

Two-stage turbocharging systems are demonstrated as an efficient means to reduce NO<sub>x</sub> emission from medium-speed marine diesel and gas engines to meet IMO Tier-3 specifications. In particular, the papers in question discuss NO<sub>x</sub> reduction systems based on EGR and Miller cycle. Newly-developed compressors and turbines boast pressure ratio as high as  $\pi_k = 12$  @ efficiency up to 80 %. Furthermore, several turbocharging systems from various manufacturers presented at CIMAC-2013 are described in terms of design features and parameters. 34 ill., 1 table, 22 ref.

UDC 621.436

**Punda A.S. and Dmitrenko V.I. Sea-Craft Speed Optimization as a Means of Energy Efficiency Enhancement** // Dvigatelistroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 25–30.

**Keywords:** MARPOL 73/78 International Convention, CO<sub>2</sub> emissions, sea-craft fuel efficiency, optimum speed, diesel engine operating conditions.

The authors offered an efficient way to reduce specific (per transportation work unit) noxious emissions from marine diesel engine. Algorithm of vessel speed optimization has been offered to minimize fuel consumption and noxious emissions. 4 ill., 3 tables, 6 ref.

UDC 55.42.31; 55.03.33

**Maslov A.P., Zadorozhnaya E.A., Yenikeyev R.D. and Chernousov A.A. Information Environment for Basic Engine Parts Sizing** // Dvigatelistroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 31–36.

**Keywords:** CALS/IP technologies, information space, cylinder sizing, crank gear parts layout, virtual engine.

Components are discussed of information space for the development of a virtual engine based on CALS/IP technologies. A methodology is offered of engine principal part sizing based on analytic methods forming an information space. 16 ref.

UDC 621.43.013

**Grebnev V.M., Razuvaev A.V. and Kostin D.A. Analysis of Stationary Power Unit Heat Recuperation System** // Dvigatelistroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 37–41.

**Keywords:** heat recuperation systems, engine heat balance, calculation method, experimental study.

A method is offered for analysis of engine heat recuperation system based on heat balance parameters. Regressions are provided for heat balance components as applied to stationary diesel-generators operating on various fuels. 2 ill., 8 ref.

UDC 621.43

**C.Christen and D.Brand. IMO TIER 3: Gas and Dual Fuel Engines as a Clean and Efficient Solution** (CIMAC 2013) // Dvigatelistroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 42–56.

**Keywords:** marine gas engines, dual-fuel engines, NO<sub>x</sub> emissions, effective efficiency.

Usage of natural gas as a fuel is demonstrated as one of the most efficient ways to meet oncoming emission specifications. The paper discloses some results of ABB research targeted at better environmental performance and fuel economy of marine gas and dual-fuel engines due to improvement in combustion arrangement and development of turbocharging systems. 18 ill., 2 tables, 25 ref.

## Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2013 год

### РАЗВИТИЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ В РОССИИ

1. Итоги торгов по лотам подпрограммы «Создание и организация производства в РФ в 2011–2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения», разыгранных в 2013 г. (Продолжение) (№ 2. С. 3–6).

### ЮБИЛЕЙНЫЕ ДАТЫ КОЛОМЕНСКОГО ЗАВОДА

1. Рыжов В.А. 110 лет дизелестроению на ОАО «Коломенский завод» (№ 2. С. 7–14).

### РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Сорокин В.А. Разработка типоразмерных рядов судовых дизелей (№ 1. С. 3–8).
2. Васильев А.В., Федоров Н.Н. Совершенствование обобщенной математической модели механизма газораспределения ДВС на основе вариативного представления клапанных пружин (№ 1. С. 9–14).

3. Белогуб А.В., Пылев В.А., Федоров А.Ю., Ночвин И.Л. Обеспечение заданного уровня теплонапряженности поршня при форсировании тепловозного дизеля (№ 1. С. 15–19).
4. Лимонов А.К., Сеземин А.В. Совершенствование рабочего процесса газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием (№ 1. С. 20–23).
5. Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г. Оценка механических потерь современных поршневых двигателей (№ 2. С. 15–20).
6. В.А. Сорокин Производство современных среднеоборотных судовых дизелей (№ 3. С. 3–8).
7. Камалтдинов В.Г., Драгунов Г.Д., Марков В.А. Прогнозирование показателей рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала (№ 3. С. 9–15).
8. Русинковский С.Ю., Чайнов Н.Д. 3-D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндра-поршневой группы двигателей внутреннего сгорания (№ 4. С. 3–8).
9. Ларцев А.М. Особенности производства двигателей воздушного охлаждения большой мощности (№ 4. С. 9–11).

#### СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. Шестаков Д.С., Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Григорьев Н.И. Снижение пульсации потока во впускной системе поршневого ДВС с наддувом (№ 1. С. 24–27).
2. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Очередной шаг в развитии двухступенчатых систем наддува (обзор доклада конгресса СИМАС) (№ 4. С. 12–24).

#### АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

1. Медведев В.А., Янчеленко В.А. Ультразвуковая диагностика работы топливной аппаратуры дизелей большегрузных карьерных самосвалов (№ 1. С. 28–30).
2. Обозов А.А., Таричко В.И. Математическое имитационное моделирование рабочего процесса автомобильного ДВС в целях получения диагностической информации (№ 2. С. 21–25).
3. Обозов А.А., Таричко В.И. Совершенствование технического диагностирования автомобильных двигателей на основе применения методов статистической теории распознавания образов (№ 3. С. 16–22).

#### КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Богданов Б.И., Красный В.А. Литые полых цилиндрических заготовок из чугуна методом пристеночной кристаллизации (№ 3. С. 23–27).

#### ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

1. Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х., Борисенков Е.Р., Гагауллин Н.А., Румянцев В.В. Повышение экологических показателей качества автомобильных дизелей КамАЗ — основное направление их развития (№ 1. С. 31–37).

2. Новиков Л.А. Ограничение выбросов NO<sub>x</sub> на уровне IMO Tier-3 для судовых дизелей отложено до 2021 года (№ 2. С. 26–32).
3. Пунда А.С., Дмитренко В.И. Повышение энергоэффективности морских судов за счет оптимизации скорости хода (№ 4. С. 25–30).

#### ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ

1. Маслов А.П. Формирование информационного пространства по созданию силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий (№ 2. С. 33–36).
2. Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Программный пакет ALLBEA: задачи интеграции с информационной средой проектирования ДВС (№ 2. С. 37–40).
3. Терегулов Т.И., Черноусов А.А. Программный пакет ALLBEA: расчетный анализ и синтез характеристик газообмена дизеля с турбонаддувом (№ 3. С. 28–32).
4. Маслов А.П., Задорожная Е.А., Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Информационное пространство для определения геометрических размеров базовых деталей двигателя (№ 4. С. 31–36).

#### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Патрахальцев Н.Н., Мельник И.С., Петруня И.А. Повышение экономичности режимов малых нагрузок судового дизеля, работающего на винт регулируемого шага (№ 1. С. 38–41).
2. Леонтьев Л.Б., Надежкин А.В., Макаров В.М., Токликишвили А.Г. Анализ функционирования трибо-системы шейки коленчатого вала–вкладыш подшипника–смазка судовых среднеоборотных дизелей (№ 2. С. 41–47).
3. Ефремов Б.Д., Рок Д.М. Система управления двигателем при питании сжиженным газом (№ 3. С. 33–35).
4. Гребнев В.М., Разуваев А.В., Костин Д.А. Метод расчета системы утилизации теплоты стационарной энергетической установки (№ 4. С. 37–41).

#### ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ. ЛИЧНОСТИ И СОБЫТИЯ

1. Андрусенко О.Е., Матвеев Ю.И. Необычный автограф Рудольфа Дизеля (социальное мировоззрение изобретателя) (№ 3. С. 36–38).

#### НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Ф. Милло, Г. Лаварино, А. Кафари Детонация в газодизеле: сопоставление различных методов обнаружения и контроля (материалы конгресса СИМАС 2010) (№ 1. С. 42–53).
2. Ларсен Р., Рудт В. Двухтопливный двигатель MAN V&W серии ME-GI, работающий на сжиженном нефтяном газе (материалы конгресса СИМАС 2010) (№ 2. С. 48–58).
3. Мельник Г.В. Развитие двигателестроения за рубежом (по материалам конгресса СИМАС 2013) (№ 3. С. 39–53).
4. К. Кристен, Д. Бранд IMO Tier 3: газовые и двухтопливные двигатели — экологически чистое и эффективное решение (материалы конгресса СИМАС 2013) (№ 4. С. 42–55).

## Вниманию авторов

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

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

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

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

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

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

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

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

*Редакция журнала*