ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 4 (254)
октябрь–декабрь 2013

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д.
3-D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндро-поршневой группы двигателей внутреннего сгорания 3

Ларцев А.М.
Особенности производства двигателей воздушного охлаждения большой мощности 9

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.
Очередной шаг в развитии двухступенчатых систем наддува (обзор докладов конгресса CIMAC) 12

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

Пунда А.С., Дмитренко В.И.
Повышение энергоэффективности морских судов за счет оптимизации скорости хода 25

ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ

Маслов А.П. Задорожная Е.А., Еникеев Р.Д., Черноусов А.А.
Информационное пространство для определения геометрических размеров базовых деталей двигателя 31

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Гребнев В.М., Разуваев А.В., Костин Д.А.
Метод расчета системы утилизации теплоты стационарной энергетической установки 37

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

К. Кристен, Д. Бранд
IMO Tier 3: газовые и двухтопливные двигатели — экологически чистое и эффективное решение (материалы конгресса CIMAC 2013) 42

Новости CIMAC (отсрочка введения стандарта IMO Tier 3) 56

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Russinkovsky S.Yu. and Chainov N.D.
3-D Simulation of Heat Exchange Boundary Conditions as a Means of Piston Block Parts' Thermal Analysis 3

Lartsev A.M.
High Powered Air-Cooled Engines: Serial Production Specifics 9

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I.
Development of Two-Stage Turbocharging Systems (Review of Topical Papers Presented at CIMAC-2013) 12

ENVIRONMENTAL ISSUES

Punda A.S. and Dmitrenko V.I.
Sea-Craft Speed Optimization as a Means of Energy Efficiency Enhancement 25

CALS TECHNOLOGIES

Maslov A.P., Zadorozhnaya E.A., Yenikeyev R.D. and Chernousov A.A.
Information Environment for Basic Engine Parts Sizing 31

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Grebnev V.M., Razuvayev A.V. and Kostin D.A.
Analysis of Stationary Power Unit Heat Recuperation System 37

ENGINE BUILDING NEWS

C. Christen and D. Brand
IMO Tier 3: Gas and Dual Fuel Engines as a Clean and Efficient Solution (CIMAC 2013) 42

News from CIMAC (stalling in the introduction of IMO Tier 3 regulation) 56

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	*техн. директор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
В.А. Рыжов	*гл. конструктор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
Е.С. Васюков	*техн. директор*	*ЗАО УК БМЗ, г. Брянск*
В.А. Егоров	*ген. директор*	*ОАО РУМО, Н. Новгород*
А.К. Лимонов	*гл. конструктор*	*ОАО РУМО, Н. Новгород*
М.В. Бояркин	*гл. конструктор*	*ОАО ХК «Барнаултрансмаш», г. Барнаул*
В.М. Гребнев	*техн. директор*	*ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково*
Р.Х. Хафизов	*зам. гл. констр. по двиг.*	*ОАО КамАЗ, г. Набережные Челны*
А.А. Матюшин	*генеральный директор*	*ОАО ЗМЗ, г. Заволжье*
В.И. Федышин	*директор*	*МАН Ферросталь, Санкт-Петербургский филиал*
В.В. Коновалов	*1-й зам. ген.директора*	*ОАО «Звезда», Санкт-Петербург*
В.С. Мурзин	*дир.-гл. конструктор*	*ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск*
А.П. Маслов	*вед. инж.-конструктор*	*ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск*
А.С. Калюнов	*начальник ИКЦ*	*ООО НЗТА, г. Ногинск*

НИИ

В.С. Папонов	*ген. директор*	*ОАО НИКТИД, г. Владимир*
Д.П. Ильющенко-Крылов	*гл. инженер*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.А. Сорокин	*зав. отделом*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.И. Ерофеев	*нач. отдела*	*I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург*
В.В. Альт	*директор*	*ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск*
Ю.А. Микутенок	*президент*	*ООО НПХЦ «Миакрон-Нортон»*
Б.А. Зеленов	*директор*	*НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург*
А.М. Махмудов	*с.н.с.*	*ФГУП ГНЦ РФ «ЦНИИ им. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург*

ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	*зав. кафедрой ДВС*	*СПбГПУ, Санкт-Петербург*
Н.Д. Чайнов	*проф. кафедры Э-2*	*МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва*
О.К. Безюков	*зав. кафедрой ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.А. Иванченко	*зав. кафедрой СЭУ*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
Л.В. Тузов	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.С. Пунда	*проф. кафедры ДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
В.К. Румб	*проф. кафедры ДВС и АСЭУ*	*ГМТУ, Санкт-Петербург*
А.В. Смирнов	*нач. кафедры Д иТУ*	*ФГОУ ВПО ВИТИ, Санкт-Петербург*
В.О. Сайданов	*проф. кафедры Д иТУ*	*ФГОУ ВПО ВИТИ, Санкт-Петербург*
А.А. Обозов	*профессор кафедры ТД*	*ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск*
С.П. Косырев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*
А.В. Разуваев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.
Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный инженерно-технический институт» (ВИТИ), филиал «Военной академии тыла и транспорта», Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).
Электронные версии журнала (2005–2013 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 03.12.2013
Подписано в печать 20.12.13
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 345. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: (812) 719-73-30
Факс: (812) 719-73-16

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

Типография «СВЕТЛИЦА»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2013. № 4 (254)

УДК 621.431

3-D МОДЕЛИРОВАНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

С.Ю. Руссинковский, к.т.н., главный конструктор
ООО «Завод инновационных продуктов Концерна "Тракторные заводы"», г. Владимир
Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Представлены основные положения методики математического моделирования согласованных между собой взаимозависимых тепловых граничных условий для расчета температурных полей, полей деформаций и напряжений элементов ЦПГ(поршень–кольца–гильза цилиндра и головка цилиндра–клапаны). Выполнен анализ различных условий и видов теплообмена на поверхностях этих деталей. Показано, что температурные поля сопряженных деталей должны быть согласованы между собой и моделироваться совместно в рамках решения общей задачи моделирования ТНДС ЦПГ поршневого двигателя. Приведено описание программы реализующей предлагаемую методику и результаты расчета 2-D и 3-D температурных полей с ее использованием.





При работе дизеля на установившемся режиме поля температур базовых деталей, таких как поршень, втулка (гильза) цилиндра, крышка (головка) цилиндра и даже клапаны практически стационарны. Изменение температуры в течение рабочего цикла невелики и быстро затухают по глубине.

При расчете теплового состояния деталей наиболее напряженным является режим полной мощности, на котором, как правило, температуры деталей достигают своих максимальных значений.

При моделировании температурных полей деталей цилиндропоршневой группы и узла крышка–клапаны решаются схожие задачи расчета температур сопряженных деталей: в первом случае узла поршень–кольца–втулка цилиндра, во втором — крышка–впускные и выпускные клапаны. Особенность этих задач заключается в том, что в обоих случаях температурные поля сопряженных деталей влияют друг на друга и должны быть согласованы при их математическом моделировании. При расчете, например, теплового состояния поршня приходится задаваться условиями теплообмена со стороны втулки, а при расчете температурного поля втулки — со стороны поршня, включая температуру указанных деталей, которая априори неизвестна. Конечно, возможен традиционный подход, но это длительная трудоемкая и приближенная процедура.

В случае сопряжения крышка цилиндра–клапаны имеет место аналогичная ситуация: при расчете температурного поля крышки приходится задаваться температурами фасок клапанов, а при расчете температур клапанов — температурами посадочных поверхностей седел в днище крышки (речь идет о стационарных температурах деталей).

Современные системы вычислительной техники позволяют проводить совместное моделирование температурных полей сопряженных деталей во всех узлах двигателя, в том числе цилиндропоршневой группы и узла крышки (головки) цилиндров–клапанов. Детали рассматриваемых узлов геометрически весьма сложны, особенно крышка цилиндра, поэтому в общем случае требуется применение объемных (трехмерных) конечно-элементных моделей. Однако в первом приближении, особенно в случае цилиндропоршневой группы, возможно использовать и двухмерные осесимметричные модели. Дело в том, что втулка (гильза) цилиндра 4-тактных двигателей обычно представляет собой тело вращения, головка поршня также во многих случаях может рассматриваться как осесимметричная. Разумеется, наличие бобышек поршня в осесимметричном варианте учесть нельзя. Помимо геометрической асимметрии, в осесимметричной постановке невозможно

учесть особенности теплообмена между поршнем и цилиндром, связанные с работой кривошипно-шатунного механизма тронкового двигателя (в частности перекладки поршня в течение рабочего цикла). Поэтому, строго говоря, в конечно-элементную модель следует включать, по крайней мере, головку поршня с учетом возможности моделирования вторичной динамики (перекладок) по углу поворота кривошипа в течение рабочего цикла двигателя. Таким образом, решение задачи моделирования согласованных полей температур сопряженных теплонапряженных деталей предполагает создание многоуровневой иерархической структуры математических моделей различного уровня сложности с повышением точности результатов анализа по мере усложнения модели.

Эффективность и практическая значимость каждого варианта многоуровневой системы связана с разработкой методики, алгоритма и рабочей программы моделирования температурного поля деталей соответствующего узла двигателя.

В качестве первого примера рассматривается определение согласованных стационарных температурных полей поршневой группы и втулки (гильзы) цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. Выбран может быть любой режим работы, но наиболее интересен режим полной мощности.

В связи с геометрической сложностью деталей ЦПГ современных двигателей при моделировании температурных полей применяются численные методы, в частности метод конечных элементов, который используется при решении задач теплопроводности в одномерной, двух- (плоской или осесимметричной) и трехмерной (пространственной) постановке. Однако в любом случае при расчете первостепенное значение имеет достоверное задание граничных условий теплообмена на поверхностях всех деталей, составляющих рассматриваемый узел двигателя.

Важно заметить, что при использовании универсальных конечно-элементных программных комплексов, таких, например, как ANSYS или NASTRAN, последние предлагается дополнить набором программ, ориентированных на поршневые двигатели, учитывающие в течение рабочего цикла движение деталей — поршень–гильза, головка цилиндра–клапаны, перекладку кольца в канавке, физические процессы на охлаждаемых и нагреваемых поверхностях — в частности теплоотдачу в охлаждающую жидкость с учетом процесса кипения, теплоотдачу в масляный слой с учетом переходных режимов контактного и бесконтактного трения, зависимость теплопроводности контактного слоя и т. д. Для этого создавались и создаются специализированные программы более узкой области применения — а именно для деталей ДВС.

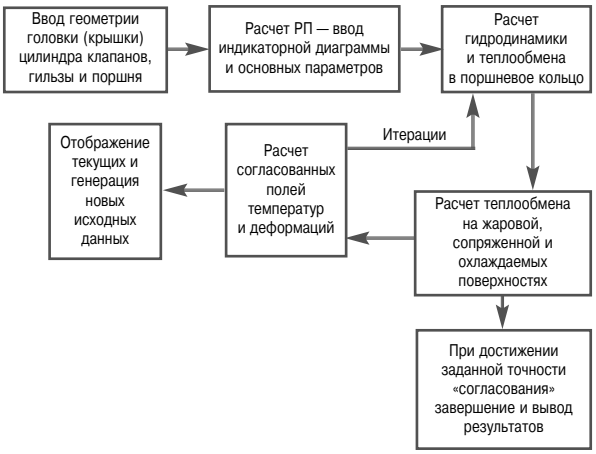


Рис. 1. Структурная схема программного комплекса ICE

Один из таких программных комплексов ICE рассматривается в данной статье, логическая структурная схема которого представлена на рис. 1.

При расчете температурных полей ЦПГ в первую очередь требуется определить параметры теплообмена в камере сгорания. Кроме этого, следует оценить и учесть взаимодействие и оценить теплообмен в сопряжениях поршень–кольцо–втулка цилиндра или в сопряжении головка (втулка)–клапаны. Наконец, требуется обоснованно назначить условия теплообмена со стороны охлаждающих сред: масла в случае поршня, воды в случае втулки и крышки цилиндра, а также условия теплообмена деталей ЦПГ с картерными газами.

В качестве условий теплообмена на стенках камеры сгорания (огневое днище поршня, крышки, тарелки клапанов) целесообразно использовать условия третьего рода — локальный коэффициент теплоотдачи α [Вт/м^2·К], осредненный за рабочий цикл двигателя, и среднюю результирующую температуру среды $T_{\text{рез}}$.

Предложено довольно большое число зависимостей для расчета коэффициента теплоотдачи. Для определения текущего значения $\alpha_\text{г}$ по углу поворота коленчатого вала двигателя наибольшее распространение получила формула Вошни [1]:

$$\alpha_\text{г} = 130{,}0\, D^{-0,2} T_\infty^{-0,53} P^{0,8} \times \left[C_1 C_m + C_2 \frac{V_h T_a}{P_a V_a} (P - P_0) \right]^{0,8}, \quad (1)$$

где $C_1 = 6{,}180 + 0{,}417 C_u / C_m$ — для процессов газообмена (C_u — окружная скорость газа); $C_1 = 2{,}280 + 0{,}308 C_u / C_m$ — для процессов сжатия, сгорания, расширения; $C_2 = 0{,}00324$ — для дизелей с непосредственным впрыском.

Приведенная зависимость позволяет оценить лишь осредненный по поверхности камеры коэффициент теплоотдачи без учета его локальности.

В предлагаемую математическую модель включен алгоритм расчета локального коэффициента теплоотдачи со стороны горячих газов, базирующийся на методе расчета радиационно-конвективного теплообмена с использованием теории турбулентного пограничного слоя [2]. Включение конвективного и лучистого тепловых потоков в интегральное соотношение приводит к дифференциальному уравнению относительно потери энтальпии, по значению которой определяют локальные числа Стантона и Нуссельта (коэффициент теплоотдачи $\alpha_г$).

На рис. 2 в качестве примера представлено распределение $\alpha_г$ по радиусу днища поршня.

Через поршневые кольца отводится значительное количество теплоты от поршня во втулку цилиндра (особенно для неохлаждаемых поршней). Этим объясняются приводимые в литературе высокие значения коэффициента теплоотдачи на рабочей и торцовых поверхностях кольца. Разброс рекомендуемых значений α достигает тысяч и даже десятков тысяч Вт/м^2·К. Поэтому уточнению параметров теплообмена в уплотнительном поясе уделяется особое внимание.

Процесс теплопереноса от поршня к втулке в зоне поршневых колец связан с преодолением цепочки термических сопротивлений, включая термосопротивление самого кольца $R_к = \delta_к/\lambda_к$, где $\delta_к$ — протяженность траектории распространения теплоты в кольце, и термические сопротивления R_i (i = 1, 4) на поверхностях кольца с соответствующими поверхностями канавки поршня и втулки (рис. 3).

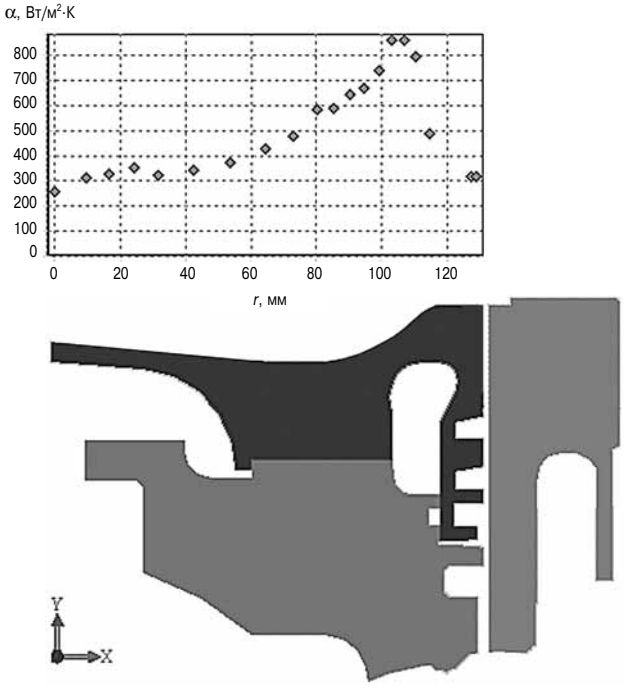


Рис. 2. Распределение осредненного за рабочий цикл локального коэффициента теплоотдачи по радиусу камеры сгорания

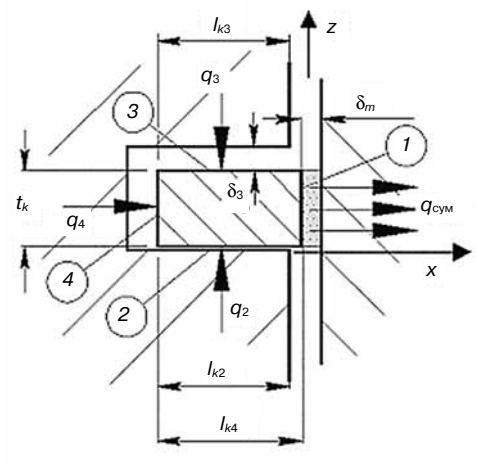


Рис. 3. Схема теплопередачи через поршневое кольцо

На поверхности контакта кольца с канавкой для оценки коэффициента теплоотдачи используется полуэмпирическая зависимость, учитывающая коэффициент теплопроводности среды (в частности, масла), заполняющей пустоты в контактирующей паре [3]. При заполнении канавки смесью масла с газами, проникающими из камеры сгорания, используют приведенный коэффициент теплопроводности эмульсии масла и газа.

Следует учесть, что коэффициенты теплоотдачи на поверхностях *2* и *3* тел α_2 и α_3 переменны по углу поворота коленчатого вала, что связано с перекладками колец в поршневых канавках под действием сил давления в заколечных объемах, сил инерции самих колец и сил трения [4].

При оценке параметров теплообмена со стороны рабочей поверхности кольца решается задача определения толщины масляного слоя δ_m и давления в заколечных объемах по методике, изложенной в работе [4]. При этом определяется давление прижатия кольца p (с учетом его собственной упругости) к втулке. Кроме того, необходимо учитывать влияние теплоты, выделяющейся при трении кольца о втулку. Теплота трения уменьшает общий тепловой поток, проходящий через рабочую поверхность кольца и увеличивает общий тепловой поток через поверхность втулки цилиндра.

При гидродинамическом режиме работы сопряжения кольцо–втулка составляющие потоков от трения на поверхностях кольца $q_{тр.к}$ и втулки $q_{тр.к}$ рассчитываются по формуле

$$q_{тр\frac{к}{г}} = \left[\frac{\mu V_к}{2\delta_m} \pm \frac{V_к \delta_m}{6}\left(\frac{dP}{dz}\right) + \frac{\delta_m^3}{24\mu}\left(\frac{dP}{dz}\right)^2\right], \quad (2)$$

где μ — динамическая вязкость масла при рабочей температуре.

Однако в районе мертвых точек происходит разрушение масляного слоя и имеет место режим граничного (смешанного) трения. Для этого случая используется метод генерирования индивидуальных диаграмм (кривых) Штрибека для заданной геометрии кольца [5].

В работе [5] приводятся приближенные соотношения, позволяющие оценивать коэффициенты трения как в гидродинамической области работы кольца, так и в области смешанного трения (рис. 4).

Рассчитывается тепловой поток от трения и выделяющаяся от трения теплота, представляемая как тепловой источник: $q_v = q_{тр}/\delta_m$.

Критическое значение $S_{кр}$ соответствует минимальной толщине слоя масла, эквивалентной суммарной высоте микронеровностей кольца и втулки цилиндра.

Локальные текущие значения параметров теплообмена в одни и те же моменты времени на поверхности кольца (поршня) и втулки цилиндра не являются одинаковыми из-за влияния q_v. На поверхности кольца и втулки соответствующий коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$q_{\text{экв}\frac{\text{к}}{\text{г}}} = \frac{\lambda_m}{\delta_m}\left[1 \pm \frac{q_v\delta_m^2}{2\lambda_m(T_\text{к} + T_\text{г})}\right], \qquad (2a)$$

где величину q_v определяют по величине $q_{\text{тр.к (г)}}$ из уравнения (2).

Исходя из принципа суммирования термических сопротивлений при последовательном их соединении, эквивалентный коэффициент теплоотдачи между втулкой и i-м участком канавки поршня, определяется как

$$\frac{1}{\alpha_{\text{экв}.i\text{г}}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{l_{ki}}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_i}, \qquad (3)$$

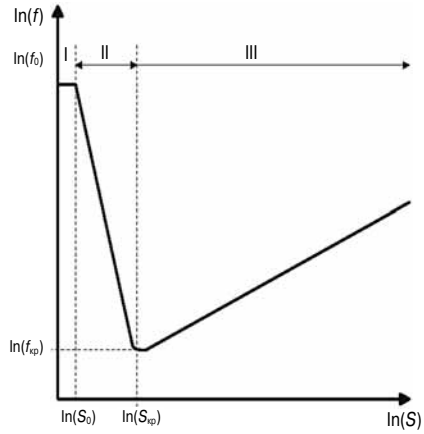


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения от безразмерного параметра $S = \mu V_k/pt_k$ (кривая Штрибека):
I — режим граничного трения; II — режим смешанного трения; III — режим гидродинамического трения

где l_{ki} — протяженность траектории теплового потока; α_1 вычисляется по формуле для поверхности кольца, в которой температура кольца принимается как $T_\text{к} = (T_\text{п} + T_\text{г})/2$.

Для участка втулки, взаимодействующей через кольцо с поверхностями канавки, коэффициент теплоотдачи определяется по аналогичной формуле, где α_1 вычисляется по формуле для поверхности втулки и α_i с учетом суммирования потоков теплоты на 2, 3 и 4-й поверхностях канавки, принимается $\alpha_i = \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4$. При этом принимается осреднение температуры поршня по поверхностям канавки. Коэффициент теплоотдачи $\alpha'_4 = \alpha_4\ \overline{\alpha_i}$, где $\overline{\alpha_i} > 1$ учитывает отличие температуры газа и кольца на тыльной стороне последнего. Ввиду того, что α'_4 значительно меньше, чем $(\alpha_2 + \alpha_3)$, можно принять $\alpha_i = \alpha_2 + \alpha_3$, а $l_{ki} = 0{,}5(l_{k2} + l_{k3})$. Окончательно для участка втулки, взаимодействующей через кольцо с поверхностью канавки:

$$\alpha'_{\text{экв}.i\text{г}} = \frac{1}{\dfrac{\delta_m}{\lambda_m + \left[1 + \dfrac{q_\text{v}\delta_m^2}{\lambda_m(T_\text{п} + T_\text{г})}\right]} + \dfrac{l_{ki}}{\lambda_k} + \dfrac{1}{\alpha_i}}. \qquad (4)$$

Значение коэффициента теплоотдачи на поверхностях со стороны картерных газов $\alpha_к$ ориентировочно принимают в пределах 58–174 Вт/м^2·К [6–8].

Более точно определить значение α на указанных поверхностях поршня и втулки можно на основе теории обтекания турбулентным потоком участка трубы соответствующего диаметра.

Масляное охлаждение поршня может быть струйным, циркуляционным или инерционным.

При назначении граничных условий со стороны охлаждающей жидкости в зависимости от температуры охлаждаемой поверхности, температуры, скорости и давления жидкости в системе охлаждения имеет место один из трех режимов теплообмена: вынужденной конвекции, поверхностного кипения и докризисного развитого кипения, характерный для наиболее теплонагруженной центральной части днища и начала выпускных патрубков.

Форсирование рабочего процесса может привести к такому режиму, когда охлаждающая жидкость приобретает температуру насыщения. С этого момента режим работы контура охлаждения вступает в область развернутого кипения. Режим развернутого кипения в системах охлаждения не допускается, поскольку циркуляция теплоносителя может быть нарушена паровыми пробками, что вызовет местный перегрев охлаждаемых деталей.

Для режима вынужденной конвекции большинство предлагаемых зависимостей для коэф-

фициента теплоотдачи могут быть представлены в следующем виде:

$$\alpha_w = A + B\omega_w^{0,8}, \quad (5)$$

где A и B определяются теплофизическими свойствами охлаждающей жидкости и конструкцией проточных частей.

Из методов, обычно применяемых для построения единого процесса конвективного теплообмена из области вынужденной конвекции в область кипения с учетом требования непрерывности функции перехода при $\alpha_q/\alpha_w \le 0,5$, общий коэффициент теплоотдачи определяется вынужденной конвекцией ($\alpha_{охл} = \alpha_w$). При $\alpha_q/\alpha_w \ge 2$общий коэффициент теплоотдачи зависит только от развитого кипения ($\alpha_{охл} = \alpha_w$). Между этими случаями лежит промежуточная область $0,5<(\alpha_q/\alpha_w)<2$, в которой действуют оба фактора и теплоотдача выражается зависимостью

$$\alpha_{охл} = \alpha_w \frac{4\alpha_w + \alpha_q}{5\alpha_w - \alpha_q}. \quad (6)$$

На интенсивность теплообмена при кипении оказывает влияние большое количество факторов (давление охлаждающей жидкости, превышение температуры стенки над температурой насыщения жидкости, характер шероховатости поверхности, краевой угол смачиваемости и др.). Из многочисленных формул, предложенных различными авторами для определения коэффициента теплоотдачи при кипении, наилучшее совпадение результатов расчета температурного поля и экспериментальных данных для крышек цилиндров дает применение формулы, предложенной Кутателадзе [9]:

$$Nu^* = 7,0\cdot 10^{-4}(Re^*Kp)^{0,7}Pr^{0,35}. \quad (7)$$

На основе приведенных и аналогичных им зависимостей разработана методика и алгоритм расчета граничных условий по теплообмену деталей камеры сгорания двигателей.

Методика и соответствующий алгоритм предназначены для выполнения расчетов согласованных граничных условий теплообмена поршня и втулки цилиндра.

В частности поршень—кольца—гильза (втулка) цилиндра и крышка цилиндра—впускные и выпускные клапаны. В общем случае моделирование согласованных по температурам полей сопряженных деталей и условий теплообмена предусматривают рассмотрение объемных (3-D) конечно-элементных моделей деталей указанных сопряжений.

В качестве примера можно указать на моделирование согласованных температурных полей узла поршень—кольца—гильза (втулка) цилиндра, которые в первом приближении могут рассматриваться в осесимметричной постановке.

Особенность методики состоит в том, что она, моделируя тепловое взаимодействие поршня и втулки цилиндра в процессе возвратно-поступательного движения поршня, путем итерационного пересчета производит подбор согласованных между собой граничных условий на соответствующих боковых (цилиндрических) поверхностях поршня и втулки. Моделирование основано на применении изложенных выше подходов и метода конечных элементов (рис. 5). Расчет производится в осесимметричной постановке, в связи с чем не учитываются некоторые особенности, в частности, овальность поршня и его перекладки.

В качестве входных данных задаются геометрические и теплофизические параметры поршня, поршневых колец и втулки цилиндра, физические свойства окружающих сред — масла, охлаждающей жидкости, а также основные параметры рабочего процесса — индикаторная диаграмма, частота вращения коленчатого вала, длина шатуна и др.

Методика, алгоритм и реализующая их программа построены по модульному принципу, включая шесть относительно независимых структурных элементов (рис. 6).

1. Разработанные методика и алгоритм расчета граничных условий в осесимметричной постановке позволяют определить параметры теплообмена в виде условий теплообмена третьего рода для деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ и КС). Для всех поверхностей деталей ЦПГ вычисляются локальные, осредненные за рабочий цикл двигателя, значения коэффициента теплоотдачи α и соответствующая температура среды, окружающей рассматриваемый участок поверхности. Для поверхностей, образующих КС, это локальный коэффициент теплоотдачи от газа $\alpha_{г\ ср}$ и средняя результирующая по теплоотдаче температура газа, которая принимается одинаковой по всей камере сгорания.

2. Рассчитанные на базе полученных таким способом условий теплообмена значения темпе-

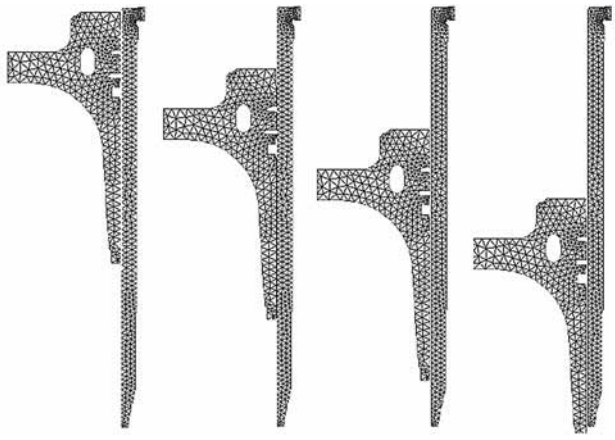
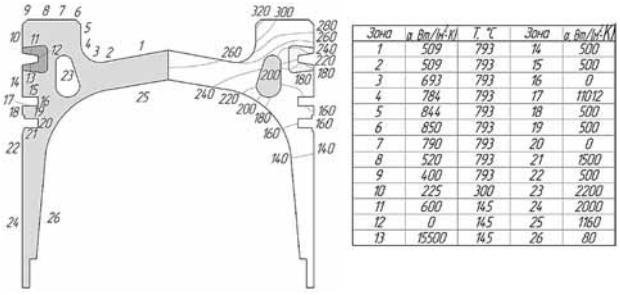


Рис. 5. Моделирование теплообмена поршня и втулки в движении



Рис. 6. Структурная схема программы ICE

ратур являются стационарными и могут сравниваться с результатами термометрирования на установившемся режиме работы двигателя. При этом для определения параметров теплообмена используется экспериментальная или расчетная индикаторная диаграмма, соответствующая рассматриваемому режиму работы двигателя. Несмотря на то, что осесимметричная модель определения условий теплообмена не учитывает ряд особенностей конструкции (наличие бобышек поршневого пальца, выточек под клапана, маслоотводящие отверстия и др.), а также изменения в течение рабочего цикла зазора между юбкой поршня и втулкой, результаты расчета температур, как правило, находятся в удовлетворительном



Зона	α, Вт/(м²·К)	T, °C	Зона	α, Вт/(м²·К)
1	509	793	14	500
2	509	793	15	500
3	693	793	16	0
4	784	793	17	11012
5	844	793	18	500
6	850	793	19	500
7	790	793	20	0
8	520	793	21	1500
9	400	793	22	500
10	225	300	23	2200
11	600	145	24	2000
12	0	145	25	1160
13	15500	145	26	80

Рис. 7. Осесимметричная модель поршня из алюминиевого сплава, его температурное поле и параметры теплообмена по зонам

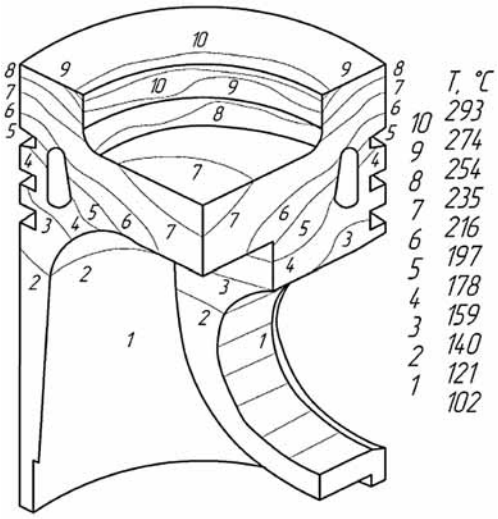


Рис. 8. Трехмерная модель и температурное поле поршня из алюминиевого сплава

соответствии с данными эксперимента. По втулке цилиндра значения температур практически совпадают.

На рис. 7–8 представлены результаты расчета по программе ICE соответственно для осесимметричной (2-D) и объемной (3-D) моделей.

Литература

1. Конструирование двигателей внутреннего сгорания : учебник для вузов /Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков ; ред. Н.Д. Чайнов — 2-е изд. — М. : Машиностроение, 2011. — 494 с.

2. *Кавтарадзе Р.З.* Локальный теплообмен в поршневых двигателях. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 592 с.

3. *Попов В.М.* Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. — М. : Энергия, 1971. — 217 с.

4. Элементы САПР ДВС / под ред. Р.М. Петриченко. — Л. : Машиностроение, 1990. — 329 с.

5. A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly/ R.Stanley, D.Taraza, N.Henein, W.Bryzik // SAE technical paper series 1999-01-0974. International Congress and Exposition Detroit, Michigan, March 1–4, 1999.

6. *О К.П., Ли К.Г., Генка П.К.* Упругогидродинамическая смазка юбки поршня // Проблемы трения. — 1988. — № 1. — С. 125–132.

7. *Устинов А.Н., Волков Ю.П.* Приближенный расчет коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности поршня в картерные газы // Двигателестроение. — 1981. — № 5. — С. 11–13.

8. *Evans G.A., Hay N.* Heat transfer model for the cocktail shaker piston // 13th International congress CIMAC, Vienna 1979. P. Д43-1-Д43-18.

9. Теория тепломассообмена / под ред. А.М. Леонтьева. — М. : Высш. шк, 1979. — 496 с.

УДК 621.436.12

ОСОБЕННОСТИ ПРОИЗВОДСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

А.М. Ларцев, к.т.н., доцент
Волгоградский государственный технический университет

Рассмотрены особенности производства двигателя воздушного охлаждения на Волгоградском моторном заводе, этапы форсирования дизеля, стоявшие перед конструкторами задачи и пути их решения. Приведены примеры вариантов сборки систем, узлов и агрегатов двигателя комплектующими различного технического уровня.

Двигателестроение в РФ переживает не лучшие времена. Среди причин такого положения называют неконкурентоспособность отечественных двигателей из-за их низкого качества. Определенные основания для такого утверждения есть, но, вместе с тем, хотелось бы на примере производства дизелей 8ЧВН15/16 на Волгоградском моторном заводе (ВгМЗ) показать, что невысокое качество многих двигателей было обусловлено несоблюдением технологии, плохим качеством комплектующих, в то время как с точки зрения конструкции и совершенства рабочего процесса выпускаемые двигатели находились на уровне зарубежных образцов. Пример производства двигателей на заводе интересен и тем, что, с одной стороны, в мировой практике до этого не было дизелей с воздушным охлаждением такой большой размерности, а с другой — на предприятии и в целом в стране отсутствовал опыт производства дизелей воздушного охлаждения большой мощности. Учитывая большой объем выполненных исследовательских работ при доводке модификаций дизеля, накопленный за годы производства двигателей опыт представляет интерес не только в практическом, но и в научном плане.

Преимущества и недостатки двигателей воздушного охлаждения хорошо известны [2, 3]. При выборе двигателя для легких транспортных средств, переносного мотоинструмента отсутствие системы жидкостного охлаждения оказывается решающим обстоятельством, в силу которого предпочтение в большинстве случаев отдается двигателям с воздушным охлаждением. На тяжелой транспортной и строительной технике в настоящее время преимущественно устанавливают двигатели жидкостного охлаждения.

Считается, что двигатель жидкостного охлаждения, допускающий в силу меньшей теплонапряженности более высокий уровень форсирования по среднему индикаторному давлению и обладающий, как правило, большей жесткостью конструкции, имеет преимущество по удельным показателям, надежности и долговечности. Такое мнение в большинстве случаев оправдано, однако для техники, работающей в районах с экстремально холодным климатом, двигатели с воздушным охлаждением становятся серьезной альтернативой двигателям жидкостного охлаждения. Отсутствие относительно сложной системы жидкостного охлаждения, в которой всегда существует некоторая вероятность отказов, становится в указанных условиях важным преимуществом. Подтверждением последнему служит то, что в России в районах Крайнего Севера и Восточной Сибири значительная часть используемой тяжелой автотракторной техники имеет дизельные двигатели воздушного охлаждения: грузовые автомобили «Tatra», «Magirus-Deutz», тракторы Т-330.

К современной моторной технике предъявляются, как правило, высокие требования по удельной мощности и топливной экономичности. Эти требования в полной мере относятся и к машинам с двигателями воздушного охлаждения. Вместе с тем известно, что двигатели воздушного охлаждения в силу конструктивных особенностей имеют более низкие значения среднего эффективного давления, чем двигатели такой же размерности с жидкостным охлаждением. В связи с этим весьма важной задачей является форсирование двигателей воздушного охлаждения при условии сохранения нормативной надежности и ресурса.

Существо проблем, которые возникают при форсировании двигателей воздушного охлаждения, и возможные пути их решения можно рассмотреть на примере развития семейства дизельных двигателей для промышленных тракторов, выпускавшихся на Волгоградском моторном заводе с 1968 по 2006 г.

Несколько слов о серийном производстве моторного завода. Завод имел уникальное спе-

циализированное механообрабатывающее оборудование, опытное производство, исследовательские лаборатории, оснащенные по последнему слову техники. Сертифицированная испытательная станция могла проводить все виды стендовых испытаний. Одно перечисление фирм, поставлявших исследовательское оборудование, дает представление об уровне опытного производства: AVL (испытательные стенды, одноцилиндровые установки), SHENK (тормозные стенды), ELIN (балансирные машины), BOSH (стенды для исследования топливной аппаратуры), HORIBA (газовые анализаторы), HARTRIDGE (дымомеры), OLIVETTI (специализированная вычислительная и управляющая техника), SHINKEN (вибростенды), BRUEL&KJER (виброакустическая аппаратура), TELEFUNKEN (телеметрия температур), DANTEK и ELVIN (аэродинамическая аппаратура), SACK (балансирные машины) и т. д.

Первоначальный вариант двигателя, известного под маркой 8ДВТ-330 [1], имел номинальную мощность 270 кВт при частоте вращения 1700 об/мин. Указанной мощности соответствовало среднее эффективное давление p_e = 0,85 МПа. В процессе совершенствования двигателя его рабочий объем оставался неизменным (22,6 дм^3), а мощность последовательно увеличивалась и была доведена до 375 кВт при n = 1800 об/мин. Среднее эффективное давление выросло до 1,11 МПа. На каждом этапе форсирования экспериментальным цехом завода выполнялся большой объем научно-исследовательских работ по доводке конструкции систем, узлов и агрегатов двигателя. Изменение основных показателей дизелей по мере завершения каждого из последовательных этапов представлено в табл. 1.

Какие же основные проблемы пришлось преодолеть при форсировании дизелей, и существуют ли резервы для дальнейшего повышения мощности?

Первая и главная проблема форсирования двигателей воздушного охлаждения, в особенности дизельных, заключается в обеспечении допустимого уровня тепловой напряженности элементов

Таблица 1

Этапы последовательного форсирования дизелей с воздушным охлаждением производства ВгМЗ

Модификация двигателя	n, об/мин	P_e, кВт	$M_к$, Н·м	b_e, г/кВт·ч	p_z, МПа	p_e, МПа
8ДВТ-330	1700	272	1910	211	9,5	0,85
В-400	1700	305	2081	211	10,4	0,95
В-450	1750	335	1829	215	10,5	1,02
В-470	1750	345	1883	217	11,2	1,05
В-500	1800	375	1990	219	11,5	1,11

конструкции цилиндропоршневой группы и головки цилиндров. Сложности решения этой проблемы связаны не только с тем, что теплоотдача в поток воздуха значительно меньше теплоотдачи в жидкость, но и с тем, что крайне трудно обеспечить целенаправленный подвод воздуха в наиболее критичные зоны головки цилиндров. Повышение интенсивности теплоотвода за счет увеличения расхода и, соответственно, скорости движения охлаждающего воздуха приводит к нежелательному росту затрат работы на привод вентилятора, порождает новую проблему большой шумности работы двигателя и без изменения конструкции оребренных деталей часто не приводит к необходимому результату. Следует также подчеркнуть, что сложность задачи поддержания приемлемой тепловой напряженности деталей дизеля возрастает по мере повышения степени наддува.

В ходе работ по форсированию дизелей на ВгМЗ был осуществлен ряд мероприятий, направленных на решение проблемы тепловой напряженности конструкции. Это, в первую очередь, выбор конструкции и параметров оребрения цилиндра и головки цилиндра. Особое внимание было уделено оребрению наиболее теплонапряженных зон головки цилиндров, в частности зоны расположения форсунки. За счет выбора параметров оребрения и отливки в кокиль удалось существенно улучшить равномерность температурного поля в головках цилиндров и условия работы форсунок. Была проведена настройка системы воздушного охлаждения двигателя в целом, начиная от направляющего аппарата и заканчивая системой дефлектирования. Значительный объем исследовательских и опытно-конструкторских работ был направлен на совершенствование системы смазки с целью повышения ее вклада в стабилизацию температурных полей двигателя.

Вторая основная проблема, возникающая при повышении мощности двигателя воздушного охлаждения, связана с меньшей, чем у двигателей жидкостного охлаждения, жесткостью конструкции. Отсутствие единого блока цилиндров приводит к тому, что по мере повышения мощности и нагрузок на основные детали двигателя заметно возрастают деформации картера и коленчатого вала и, как следствие, ухудшаются условия работы коренных опор. Для решения этой проблемы проводились работы по оценке деформации картера, зеркала цилиндра двигателя в зависимости от уровня силового нагружения. Оценивался уровень крутильных колебаний коленчатого вала. В результате для рассматриваемых двигателей удалось избежать крайне нежелательных с точки зрения производства изменений в конструкции картера и увеличения диаметра коренных

шеек коленчатого вала и обеспечить требуемую работоспособность коренных подшипников только за счет увеличения несущей способности вкладышей коленчатого вала.

В свете изложенного перед сотрудниками ВгМЗ стояла сложная задача: создание тяжелого тракторного двигателя с различными уровнями форсирования, предназначенного для эксплуатации в экстремальных условиях и обладающего приемлемой ценой для отечественного потребителя. Решение ее потребовало проведения большого объема опытно-конструкторских работ, которые позволили создать несколько модификаций двигателя 8ЧВН15/16, имеющего широкий диапазон вариантов комплектации деталями, узлами и агрегатами как импортных, так и отечественных производителей. Соответственно и качество конечной продукции имело различный уровень. В табл. 2 показаны варианты комплектации двигателя 8ЧВН15/16 деталями и узлами, определяющими технический уровень двигателя, от различных производителей.

Серийно на предприятии выпускались две модификации дизеля 8ЧВН 15/16: 8ДВТ-330 и В-400 (см. табл. 1), предназначенные для установки на промышленные трактора. Фактически в зависимости от комплектации (см. табл. 2) заводом под одной и той же маркой производились разные по своему техническому уровню двигатели. Также они отличались по показателям надежности, долговечности и, естественно, ценой. Важно отметить, что при оснащении дизеля высококачественными деталями, узлами, агрегатами, а также при соответствующем качестве изготовления заводских позиций, двигатель 8ЧВН15/16 находился на уровне зарубежных образцов.

В целом проведенные научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы позволили увеличить мощность дизеля почти на 40 % и на 30 % повысить значение среднего эффективного давления. При этом нет оснований считать, что достигнутый уровень форсирования является предельным и ресурсы двигателя полностью исчерпаны. Результаты ряда предварительных экспериментов показывают, что дизели воздушного охлаждения данной размерности могут работать при p_e = 1,3 МПа, однако практическое достижение такого уровня форсирования при условии обеспечения приемлемых показателей по топливной экономичности и нормативных надежности и ресурса, требует как дальнейших исследований, так и комплексной оптимизации существующих технических решений.

Таблица 2

Варианты комплектации двигателя 8ЧВН15/16

Узел, деталь	Производитель	
Топливный насос высокого давления	«Bosh», Германия «Motorpal», Чехия	Завод ЯЗТА, Россия
Топливные форсунки	«Bosh», Германия	Завод «Чугуевская топливная аппаратура», Украина.
Агрегаты наддува	«Holset», Англия «Schwitzer», Германия	«Дергачевский завод турбокомпрессоров», Украина
Поршневые кольца	TPR, Япония	«Ставропольский завод поршневых колец», Россия
Вкладыши коренных и шатунных опор коленчатого вала	«Glico», Германия	«Завод подшипников скольжения», Тамбов, Россия
Головка цилиндров	«Fata Aluminium SPA»*, Италия	—
Поршень	«Fata Aluminium SPA»*, Италия	—

* Оборудование для изготовления отливок

Литература

1. *Меньшенин Г.Г.* Динамика развития дизелей Волгоградского моторного завода в первой трети XXI века // Двигателестроение. — 2002. — № 1. — С. 3–5.

2. *Ларцев А.М.* Перспективы совершенствования дизелей воздушного охлаждения большой мощности / А.М. Ларцев, Е.А. Федянов // Известия ВолГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 12 / ВолГТУ. — Волгоград, 2012. (Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки»; вып. 4). — С. 41–43.

3. *Поспелов Д.Р.* Конструкция двигателей воздушного охлаждения. — М. : Машиностроение, 1973. — 352 с.

УДК 621.43.052

ОЧЕРЕДНОЙ ШАГ В РАЗВИТИИ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ СИСТЕМ НАДДУВА (обзор докладов конгресса CIMAC)

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н.
ООО «ТУРБОКОМ»

Двухступенчатая система наддува (ДСН) относится к самым эффективным средствам улучшения топливной экономичности двигателей и снижения эмиссии NO_x. В связи с необходимостью обеспечить требования IMO Tier 3 в двигателестроении широким фронтом ведутся работы по созданию ДСН с системами EGR для крупных судовых среднеоборотных дизелей и газовых двигателей. Разработка новых проточных частей компрессоров и турбин обеспечила достижение общей степени повышения давления $\pi_к = 12$ при КПД около 80 %. Дается краткий анализ развития ДСН и результаты, представленные на конгрессе CIMAC 2013 производителями турбокомпрессоров.

В связи с необходимостью повышения мощности и улучшения топливной экономичности дизелей вопросы создания систем двухступенчатого наддува (ДСН) привлекали исследователей уже в 60–70-е гг. прошлого столетия. Однако в выполненных установках диапазон степеней повышения давления не превышал значений 4,0–6,0, поэтому создание надежных и эффективных одноступенчатых турбокомпрессоров (ОСН) с аналогичными параметрами отодвинуло широкие исследования ДСН на более поздний период. И только обострившиеся проблемы по снижению эмиссии NO_x с отработавшими газами ускорили возвращение к этим системам.

Достаточно глубокий анализ ДСН, как средства снижения выбросов NO_x на 4-тактных среднеоборотных дизелях, был представлен на конгрессе CIMAC 2007 [1–3]. Фирма ABB [1] дала краткий обзор мер по снижению эмиссии NO_x и проанализировала возможности снижения эмиссии NO_x на базе моделирования работы системы рециркуляции отработавших газов (EGR) совместно с ДСН. Фирма Вяртсиля [2] привела результаты моделирования и экспериментальных исследований двигателя Wartsila W20V32 со средним эффективным давлением (p_{me}) 27,3 бара. Двигатель работал по циклу Миллера с ДСН и управляемыми фазами газораспределения. Результаты исследований показали, что сочетание цикла Миллера с ДСН и укороченной продувкой делает возможным одновременное снижение удельного расхода топлива на 2–3 % и выброса NO_x на 50 %. Эти исследования показали, что ДСН может стать коммерчески привлекательной альтернативой одноступенчатому наддуву.

На конгрессе CIMAC 2010 было уже семь докладов, в которых представлены первые системы ДСН для среднеоборотных и быстроходных газовых двигателей и дизелей.

Фирма ABB рассмотрела комплекс вопросов по оптимальной адаптации ДСН к среднеоборотному двигателю со средним эффективным давлением $p_{me} = 24$ [4, 5] оптимальное соотношение среднего эффективного давления и требуемым давлением наддува устанавливается с помощью моделирования. Результаты расчетов показали, что эмиссия NO_x уменьшается линейно с ростом $\pi_к$, а удельный расход топлива имеет четкий минимум, соответствующий $\pi_к = 7$. Была дана оценка распределения $\pi_к$ между ступенями низкого давления (НД) и высокого давления (ВД) для получения максимального КПД системы. Выполнен поэтапный параметрический анализ для оценки возможности снижения расхода топлива и эмиссии NO_x при переходе от ОСН к ДСН.

В докладах [5–7] фирма Wartsila сообщала, что приступила к разработке промышленной ДСН для среднеоборотного двигателя W20V32, состоящей из четырех ТК (по одному ТК ВД и НД на каждый блок) с промежуточным охлаждением воздуха. Вся система скомпонована на одном конце двигателя. При настройке двигателя на режим максимальной экономичности было достигнуто снижение удельного расхода топлива на 8,4 г/кВт·ч при содержании $NO_x = 576$ ppm. При настройке на минимальный выброс $NO_x =$ = 538 ppm – снижение удельного расхода составило 4,7 г/кВт·ч [7, 5].

В рамках исследовательского проекта HERCULES фирма MAN провела испытания двигателя 6L32/44CR с ДСН, устройством переменного закрытия впускного клапана (цикла Миллера) и регулируемой турбиной ТК ВД [8, 5]. По резуль-

татам исследований фирма MAH рассматривает ДСН как базу для достижения требований IMO Tier 3 в сочетании с EGR или SCR.

Для удовлетворения заданных пределов эмиссии двигателями внедорожного применения согласно требованиям Директивы ЕС 97/68/EG (ступень IIIB) фирма MTU разработала новый ряд двигателей серии 4000 R44, соответствующий этим требованиям [9, 10]. Новый ряд 4000 перекрывает диапазон мощностей от 1000 до 3000 кВт для применения в дизель-электрических или дизель-гидравлических локомотивах и маневровых тепловозах. Обеспечение требований по снижению выбросов обеспечивается управляемой рециркуляцией охлажденных отработавших газов и ДСН с тремя ТК (два ТК НД и один ТК ВД с промежуточным охлаждением). Показана компоновка всех элементов системы на 16-цилиндровом V-образном двигателе.

Фирма «Caterpillar» в рамках программы EMI MIN на основе результатов моделирования установила, что приблизительно 20 % охлажденного выпускного газа будет достаточно для достижения требований для судовых дизелей на уровне IMO Tier 3 без ухудшения топливной экономичности [11].

Таким образом, к 2010 г. был выполнен широкий диапазон исследований и представлены первые промышленные образцы систем двухступенчатого наддува для среднеоборотных и быстроходных газовых двигателей и дизелей. Появились первые серийные двигатели на рынке с подтвержденными заявленными характеристиками, которые дают возможность почувствовать преимущества ДСН. На сегодня около 50 систем первого поколения ДСН фирмы ABB находится в эксплуатации и отработали более 10 000 ч [12].

На конгрессе CIMAC 2013 представлены разработки новых турбокомпрессоров, учитывающие особенности их работы в составе ДСН и обеспечивающие дальнейшее увеличение общей степени повышения давления до 12.

Далее приводятся рефераты докладов на конгрессе CIMAC 2013, посвященных созданию перспективных систем наддува.

Второе поколение двухступенчатой системы наддува для среднеоборотных газовых и дизельных двигателей [12].

При разработке современных двигателей необходимо одновременно обеспечить: высокий КПД, низкие эксплуатационные расходы, высокую форсировку с соблюдением норм по вредным выбросам. Кроме того, должна быть рассмотрена исходная стоимость затрат для короткого срока окупаемости и обеспечения конкурентоспособности ДВС с газовыми турбинами.

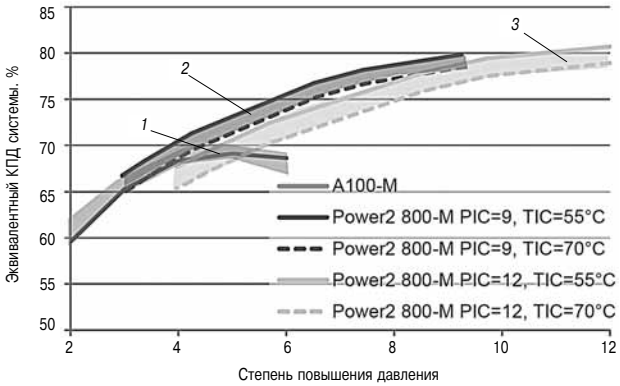


Рис. 1.1. Зависимость КПД системы наддува от степени повышения давления при температуре воздуха на выходе из межступенчатого охладителя TIC 55 и 70° С:
1 — одноступенчатая система наддува — турбокомпрессор A100-M; *2* — двухступенчатая система наддува Power2 800-M при $\pi_к$ = 9,0; *3* — двухступенчатая система наддува Power2 800-M при $\pi_к$ = 12,0

Исходя из этих требований фирма ABB разработала ДСН второго поколения Power2 800-M, состоящую из двух отдельных турбокомпрессоров. Система спроектирована на общую степень повышения давления до 12 и КПД до 80 % (рис. 1.1). Распределение степеней повышения давления по ступеням НД и ВД не дается. Но учитывая, что на приведенных характеристиках компрессоров максимальные значения $\pi_к$ имеют отношение 1/1,2, то степень повышения давления в НД равна 3,15, а в ВД— 3,8.

Как показали результаты моделирования, использование полных возможностей цикла Миллера и ДСН позволяет снизить эмиссию NO_x на 70 %, а расход топлива на 9 %. Однако этого недостаточно, чтобы обеспечить требования IMO Tier 3, для чего дополнительно необходимы система EGR или очистка газов.

Для второго поколения ДСН разработана полностью новая конструкция турбокомпрессоров. Концепция нового ряда турбокомпрессоров НД и ВД характеризуется тремя признаками: оптимальной характеристикой, легкостью обслуживания и компактностью.

Система включает четыре типоразмера турбокомпрессоров для наддува среднеоборотных двигателей с размерами цилиндра от 300 до 500 мм.

Турбокомпрессоры как ВД, так и НД выполнены с осевыми турбинами, чтобы достичь требуемых больших расходов и обеспечить оптимальную компоновку на двигателе (рис. 1.2 и 1.3).

Компрессор ступени НД имеет высокий КПД и широкую характеристику в зоне больших расходов (рис. 1.4). В ступени ВД используются два варианта компрессора, чтобы перекрыть требуемую область давлений с высоким КПД (рис. 1.5). Для более высоких давлений разработана новая

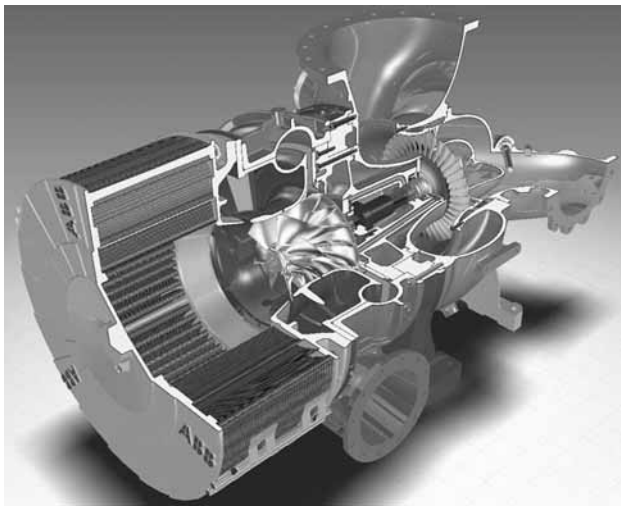


Рис. 1.2. Турбокомпрессор Power2 800-М низкого давления

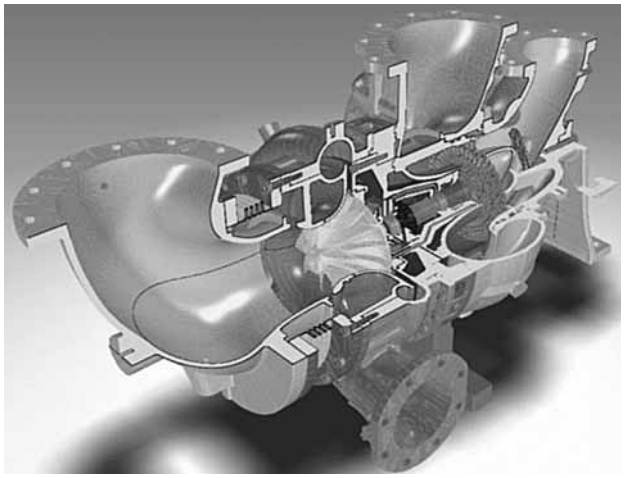


Рис. 1.3. Турбокомпрессор Power2 800-М высокого давления

ступень. Для более низких давлений ступень заимствована из системы первого поколения.

Затененные области характеристик включают зоны с КПД выше 80 %. Все ступени в расчетных точках имеют КПД 84 %.

Спроектированы новые проточные части турбин с учетом специфических характеристик ДСН, т. е. большие проходные сечения в ступени ВД и высокие КПД в ступени НД.

Турбина ВД перекрывает широкую область расходов из-за широкого диапазона давлений и температур на входе. При ограниченном среднем диаметре турбины для оптимального согласования совместной работы с компрессором была разработана компактная ступень турбины с увеличенной пропускной способностью на 20 % (рис. 1.6). Требуемый диапазон удельных объемных расходов для турбины НД сдвинут к нижнему пределу по сравнению с турбинами ОСН, что позволило увеличить ее КПД (рис. 1.7). Максимальный адиабатический КПД турбины НД

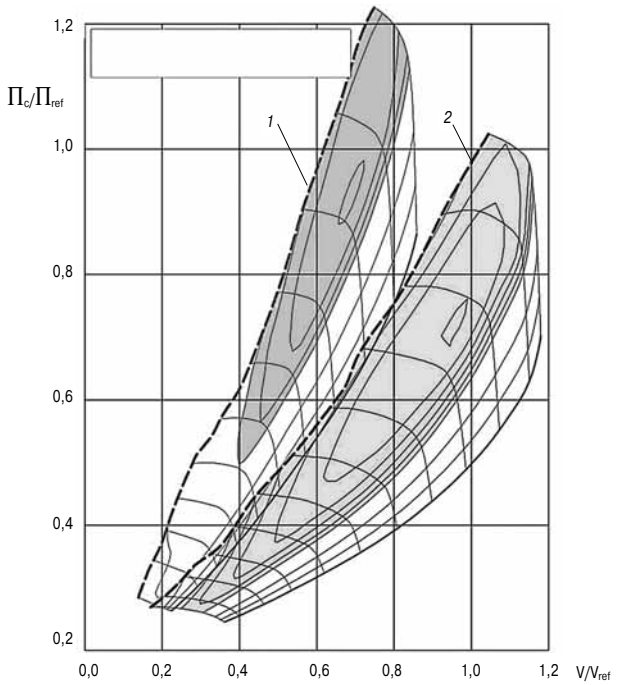


Рис. 1.4. Характеристики компрессоров одноступенчатого ТК (*1*) и ступени низкого давления ДСН (*2*)

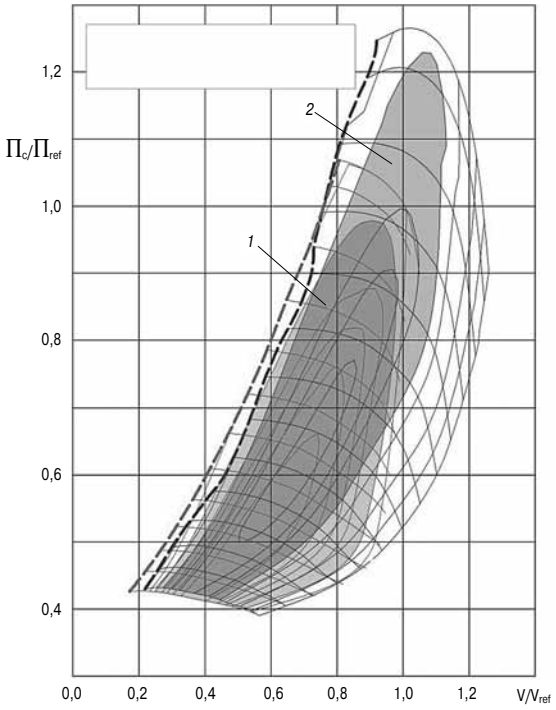


Рис. 1.5. Два варианта характеристик компрессора высокого давления двухступенчатой системы наддува: *1* — вариант на более низкие давления; *2* — вариант на более высокие давления

составляет 89 %, что обеспечивает высокий полный КПД системы.

В случае применения ДСН удобство и сокращение требуемого времени обслуживания двигателя становится особенно важным, так как

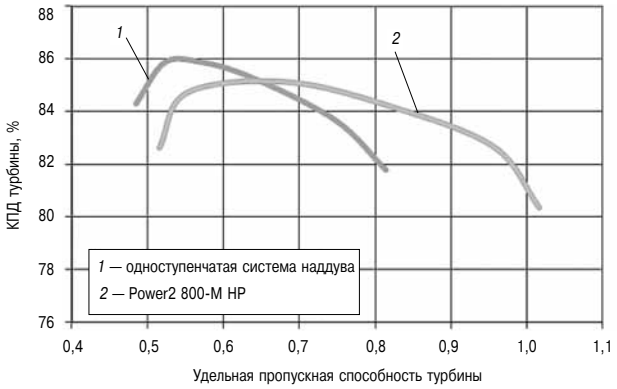


Рис. 1.6. Сопоставление КПД турбины одноступенчатого ТК (*1*) и турбины высокого давления (*2*) двухступенчатой системы наддува Power2 800-M

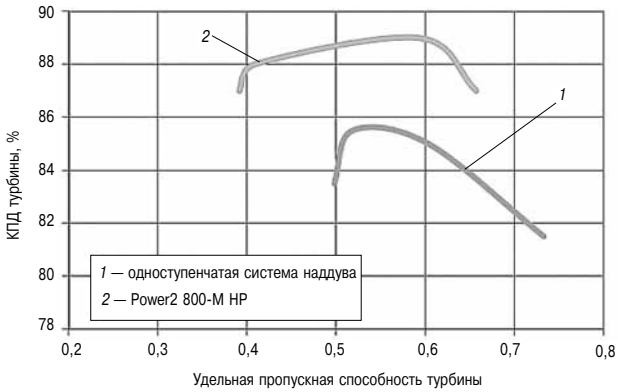


Рис. 1.7. Сопоставление КПД турбины одноступенчатого ТК (*1*) и турбины низкого давления (*2*) двухступенчатой системы наддува Power2 800-M

число ТК удваивается. Для ТК среднеоборотных двигателей характерно наличие картриджа, состоящего из ротора и подшипников, установленных непосредственно в корпус. После снятия воздушных корпусов становится возможным быстро извлечь картридж с холодной стороны ТК.

Идея расширенного картриджа состоит в том, что турбокомпрессор имеет внешнюю оболочку, состоящую из корпуса компрессора и газовых корпусов, и расширенный картридж, который содержит полную внутреннюю часть ТК (рис. 1.8). Чтобы сменить такой картридж при обслуживании, достаточно удалить входной корпус компрессора. Все остальные стыковочные связи с двигателем, такие как подвод масла, выходной фланец воздуха, фланцы газовыпускного и газоприемного корпусов остаются нетронутыми. Кроме того, нет необходимости удалять изоляцию.

Для быстрой замены картриджа было разработано специальное приспособление, которое позволяет извлечь или вставить картридж в оболочку турбокомпрессора. При этом грузоподъемное устройство требуется только при удалении картриджа из машинного отделения.

Конструкция турбокомпрессоров предусматривает возможность осмотра эндоскопом. С его

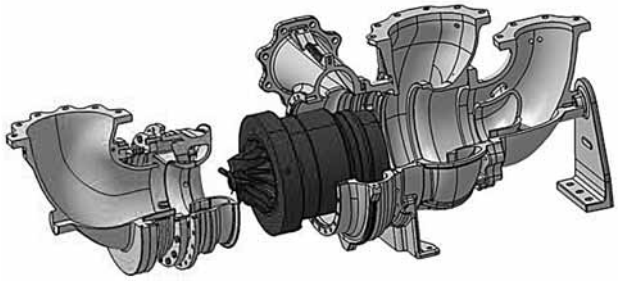


Рис. 1.8. Расширенный картридж ТК

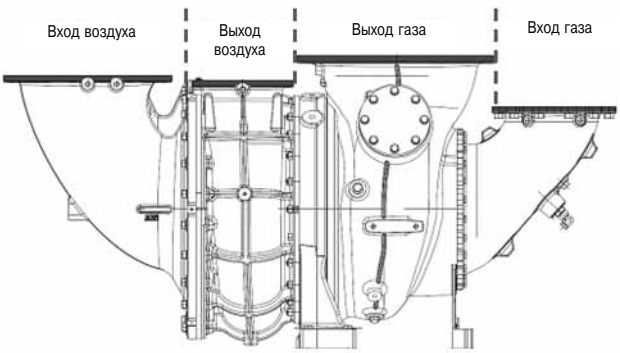


Рис. 1.9. Осевой размер ТК низкого давления, определяемый диаметрами фланца

помощью ступени компрессора и турбины могут быть обследованы без извлечения картриджа.

Установка ДСН на двигателе требует компактной конструкции ТК. Для обеспечения компактности и качества аэродинамических характеристик требуется решение задачи оптимизации при проектировании. Фирма ABB выполнила аэродинамическую оптимизацию каналов входного корпуса компрессора, газоподводящего и газовыпускного корпусов турбины, что позволило сохранить высокий КПД системы, и при этом уменьшить габариты ТК. Осевая длина ТК была снижена до минимума, который определялся диаметрами фланцев корпусов (рис. 1.9). Размеры диаметров этих фланцев показывают (см. рис. 1.2 и 1.3), что они обеспечивают низкие скорости и высокие КПД.

При разработке корпусных деталей была учтена возможность установки устройств очистки проточных частей. Для турбины был использован новый тип сопла, а для компрессора — новая система впрыска очищающей жидкостью.

Утечка воздуха в систему маслоснабжения двигателя, известная как прорыв газов, представляет нежелательное явление, которое ведет к снижению КПД ТК. Высокий уровень давления в ТК ВД значительно увеличивает перепад давлений на уплотнениях вала и вероятность утечек. В связи с этим были разработана новая конструкции уплотнений, обеспечивающих снижение утечек на 75 %.

Новые турбокомпрессоры для современных крупных двигателей с низкой эмиссией и высокими характеристиками [13]

Для выполнения требований IMO Tier 3 фирма KBB (Kompressorenbau Bannewitz GmbH) в рамках программы K2B разработала новые ряды ТК для ДСН. Они обеспечивают наддув, газовых двигателей и двигателей, работающих на тяжелом топливе, мощностью от 0,5 до 5 МВ при значениях $\pi_к$, достигающих 10.

Для ступени НД используется ТК с радиальной турбиной на основе ТК HPR или ST или вновь разработанный ТК HPA с осевой турбиной (рис. 2.1). Оптимизированные для работы на частичных нагрузках ТК HSR с радиальной турбиной используются для ступени ВД (рис. 2.2).

Ступени ВД и НД ДСН имеют следующие конструктивные особенности:

➢ новые проточные части компрессора и турбины, обеспечивающие оптимальное согласование ступеней НД и ВД, в том числе расширенные характеристики компрессора с высоким КПД для управления системой наддува;

➢ присоединительные размеры ТК НД, идентичные ОСН предшествующего поколения;

➢ специальные подшипники с увеличенным сроком службы и уплотнения с минимальным прорывом газов;

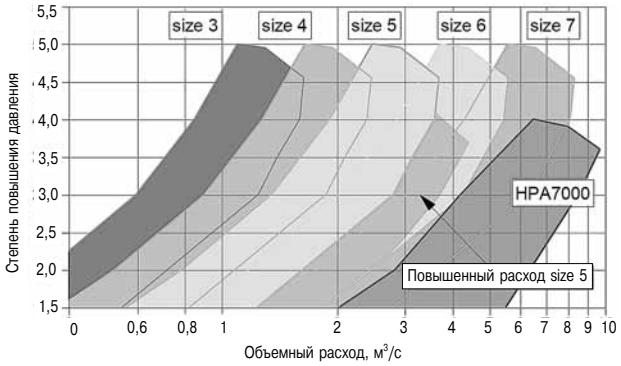


Рис. 2.1. Ряд ТК низкого давления с радиальной и осевой (HPA) турбинами для ДСН

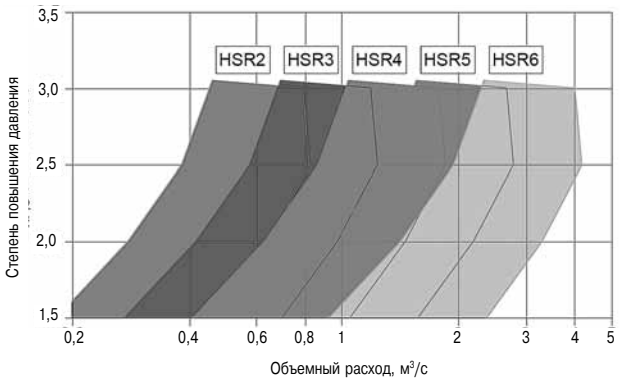


Рис. 2.2. Ряд ТК высокого давления с радиальной турбиной для ДСН

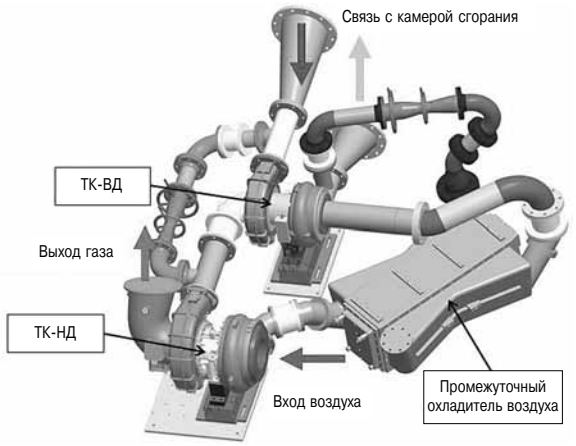


Рис. 2.3. Стенд для испытания турбокомпрессоров в двухступенчатой системе наддува

➢ неохлаждаемые корпуса подшипников (оптимальный вариант — охлаждаемый корпус);

➢ систему промывки турбины.

Для проверки характеристик и выполнения всесторонних испытаний на соответствие заданным техническим требованиям был введен в строй специальный стенд для испытаний ДСН (рис. 2.3). Стенд оборудован регулируемыми системами перепуска газов в компрессоре и турбине ТК высокого давления, что позволяет получить оптимальные эксплуатационные характеристики для основных применений ДСН на двигателях мощностью до 2МВ. Кроме того, испытательный стенд обеспечивает возможность встраивания системы EGR.

Фирма KBB выполнила настройку ДСН на двигателе с помощью одномерного моделирования совместной работы двигателя с системой наддува по программе GT Power 1-D от фирмы «Gamma Technologies». Эта программа широко используется в мире и позволяет всесторонне оценить взаимодействие двигателя, ТК и элементов системы управления на постоянных и неустановившихся режимах.

Параметры двигателя и ДСН, использованные при моделировании

Параметр	Численное значение
Диаметр поршня, мм	365
Ход поршня, мм	420
Цилиндровая мощность, кВт/цил	650
Частота вращения, об/мин	750
Ступень низкого давления	HPA7000
Ступень высокого давления	HSR6
Система впрыска	Common Rail
Топливо:	
для контролируемой зоны эмиссии	MDO
для неконтролируемой	HFO

В качестве примера в докладе представлены результаты моделирования четырехтактного шестицилиндрового рядного двигателя.

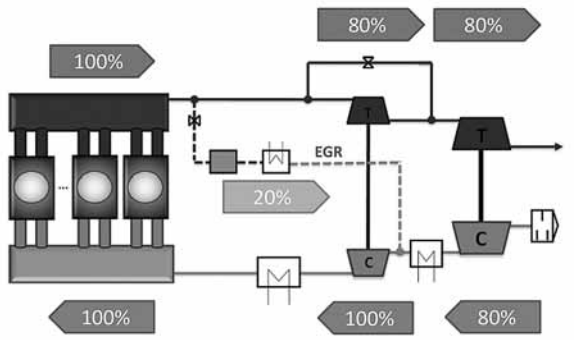


Рис. 2.4. Схема рециркуляции, принятая при моделировании

Двигатель может работать на тяжелом топливе или на легком топливе для среднеоборотных двигателей в зонах контролируемых выбросов (ECA).

На основании результатов моделирования установлено, что для выполнения требований IMO Tier 3 требуется рециркуляция около 20 % отработавших газов при работе двигателя в зонах ECA. Рециркуляция выполняется по схеме, представленной на рис. 2.4. Газ на рециркуляцию отбирается перед турбиной ВД и подается на вход в компрессор ВД. Результаты моделирования в зависимости от величины рециркуляции 8–12 % дают возможность оптимальной настройки системы (рис. 2.5). Точки совместной работы ступеней компрессора НД и ВД с двигателем при различной величине рециркуляции демонстрируют

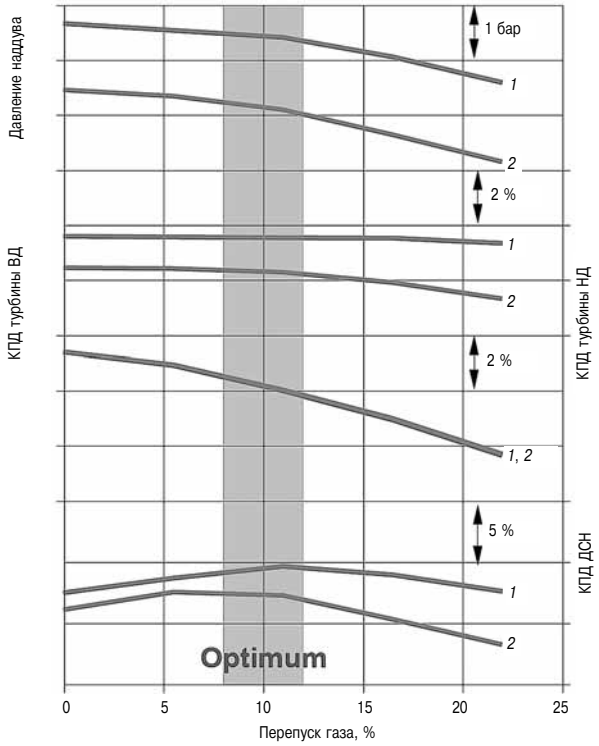


Рис. 2.5. Результаты моделирования при изменении величины перепускаемого газа:
1 — 100 %-ная нагрузка; *2* — 75 %-ная нагрузка

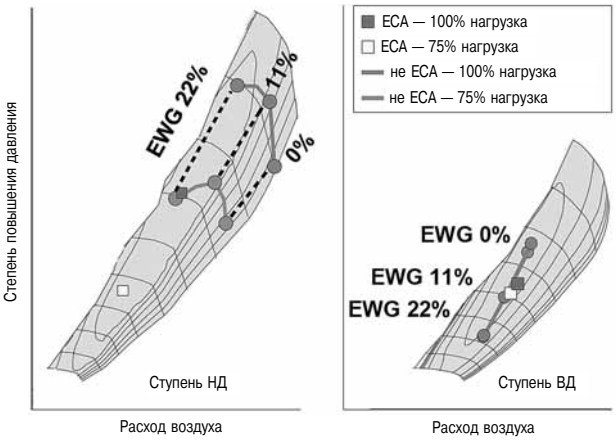


Рис. 2.6. Результаты моделирования — точки совместной работы ступеней ДСН с двигателем в зоне контролируемой и неконтролируемой эмиссии с различной величиной перепуска газа (EWG)

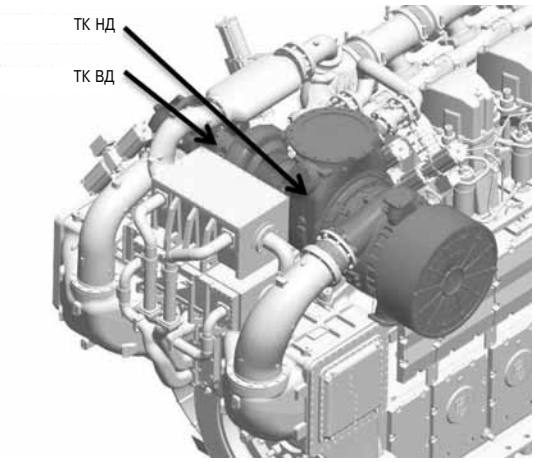


Рис. 2.7. Компоновка двухступенчатой системы наддува на двигателе

необходимость расширения широкой характеристики компрессора ступени НД (рис. 2.6).

ДСН представляет собой хорошо скомпонованный агрегат благодаря использованию осевой турбины (рис.2.7). ТК HSR6 с радиальной турбиной используется как ступень ВД, а HPA7000 с осевой турбиной как ступень НД. Прямая подача газа в осевую турбину ТК НД от радиальной турбины ступени ВД является благоприятным фактором. Поступающий однородный поток гарантирует максимальный КПД турбины и минимизирует вероятность возбуждения вибраций в лопатках соплового аппарата и рабочего колеса. Перепуск газа предусмотрен на турбине ВД, чтобы управлять системой наддува.

Разработанная фирмой KBB ДСН была реализована фирмой «Anglo Belgian Corporation» на шестицилиндровом рядном двигателе 6DL36 с указанными выше параметрами (рис. 2.8) [14].

Кроме схемы рециркуляции, представленной выше, фирма KBB выполнила разработку специального EGR-турбокомпрессора (EGR-TK)



Рис. 2.8. Прототип двигателя 6DL36

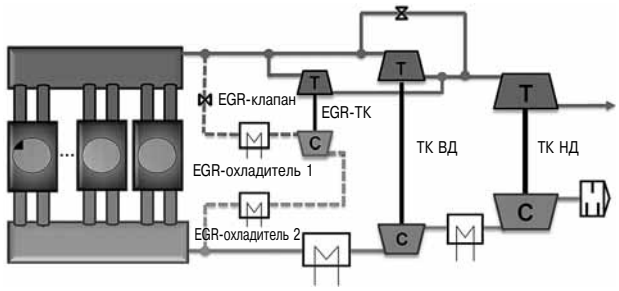


Рис. 2.9. Схема двигателя с двухступенчатой системой наддува и EGR-TK

(рис. 2.9). Компрессор EGR-TK используется для подачи газа на рециркуляцию и приводится в действие турбиной EGR-TK, которая работает на газах, непосредственно забираемых перед турбиной ВД и расширяющихся до уровня давления перед турбиной НД. В качестве EGR-TK может использоваться обычный ТК с адаптированной характеристикой турбины, так как степень повышения давления невелика, а давление после EGR-турбины достаточно велико. Правда возникают опасения, что КПД EGR-TK на частичных нагрузках будет очень низким.

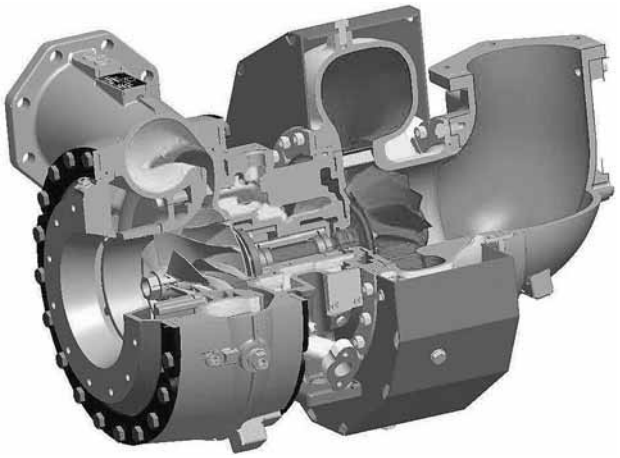


Рис. 3.1. Турбокомпрессор ТСХ14

ТСХ – новый турбокомпрессор высокого давления для двухступенчатой системы наддува [15]

Фирма PBS Turbo разработала ДСН среднего размера на основе серийного ТК TCR18 для ступени НД и нового ТК ТСХ14 (рис. 3.1) — ступени ВД с радиально-осевой турбиной [15].

Общая степень повышения давления в системе 6,1. По мнению авторов, самый высокий КПД системы достигается при равенстве степеней повышения давления в каждой ступени, но в ступени НД $\pi_{кнд}$ было увеличено, чтобы компенсировать потерю давления в промежуточном охладителе. В соответствии с этим $\pi_{кнд} = 2{,}62$, а $\pi_{квд} = 2{,}33$.

ТСХ14 создан на основе многолетнего опыта производства турбокомпрессоров TCR и NR с сохранением лопаточного диффузора и соплового аппарата. Проточные части компрессора и турбины были оптимизированы современными методами численного моделирования динамики жидкости и расчетов прочности методом конечных элементов. Изготовленные проточные части были испытаны на специальных стендах с подтверждением проектных характеристик.

Основные требования к компрессору ТСХ14 (рис. 3.2):

- ➢ максимальный КПД при степени повышения давления около 2,0;
- ➢ максимальная степень повышения давления 3,5;
- ➢ широкая характеристика компрессора, перекрывающая изменение массового расхода воздуха для использования различных методов управления давлением наддува при изменении нагрузки.

При проектировании турбины КПД был увеличен при сохранении высокой пропускной способности при низкой степени повышения давления. Были испытаны варианты колес тур-

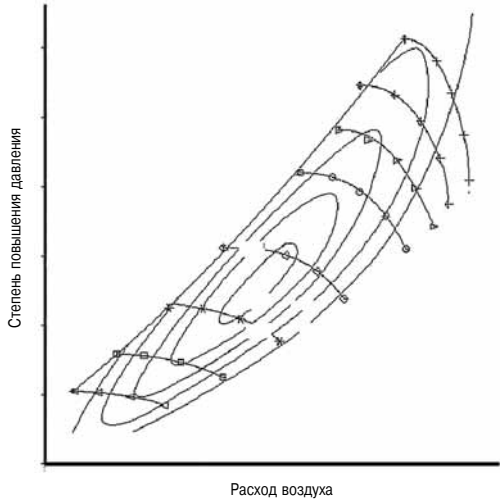


Рис. 3.2. Характеристика компрессора ТСХ14

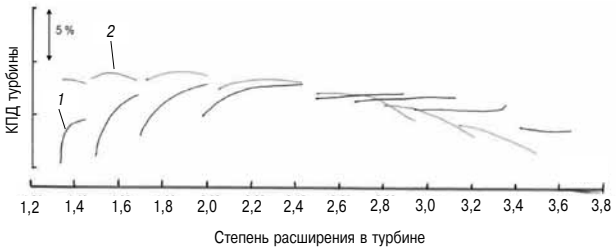


Рис. 3.3. КПД турбины с исходным колесом (*1*) и оптимизированным (*2*)

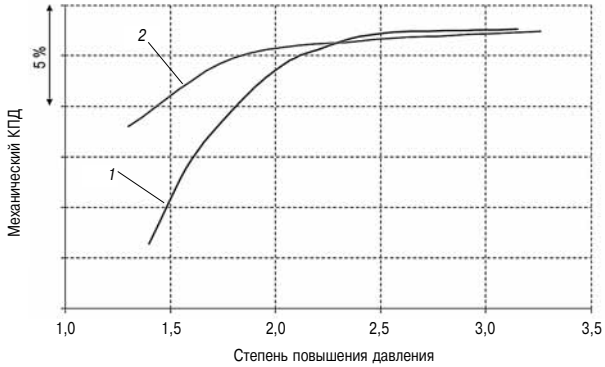


Рис. 3.4. Механический КПД турбокомпрессоров NR17/S (*1*) и ТСХ14 (*2*)

бины с различной геометрией лопаток и вариантами сопловых аппаратов, что позволило получить широкий диапазон характеристик турбины и оптимизировать ее проточную часть при более низких степенях повышения давления (рис. 3.3).

Турбокомпрессор ВД работает при сравнительно низких степенях повышения давления, поэтому его общий КПД зависит от механического КПД. Механический КПД на частичной нагрузке был повышен по сравнению со старым типом ТК, работающего с такой же степенью повышения давления (рис. 3.4). Небольшое ухудшение на высоких степенях повышения давления вызывается бо́льшим размером упорного подшипника, разработанного для принятия бо́льшей нагрузки.

Турбокомпрессор ВД имеет повышенные нагрузки на вал и подшипники. В результате последовательной оптимизации по динамике были разработаны ротор с относительно большой длиной и минимальным диаметром вала (рис. 3.5)



Рис. 3.5. Ротор турбокомпрессора ТСХ14

и плавающие подшипники с устойчивым режимом работы.

Результаты моделирования испытаний показали устойчивое движение ротора во всем диапазоне рабочих скоростей с малыми перемещениями ротора относительно зазора в подшипнике.

Для устранения протечек при высоком перепаде давлений уплотнения ротора выполнены в виде поршневых колец, высокая надежность которого подтверждена испытаниями.

Турбокомпрессор ВД в ДСН работает при высоких температурах, поэтому корпус подшипников охлаждается водой для гарантии высокой надежности при всех применениях двигателя. Корпус подшипников был проверен на устойчивость динамическому возбуждению, вызванному колебаниями, исходящими от двигателя. Моделирование прочностных характеристик было выполнено с помощью Ansys module «Random Vibration (PSD) analysis». Результаты моделирования подтвердили, что максимальная нагрузка значительно ниже предела текучести используемых материалов.

Корпуса компрессора и турбины соединяются корпусом подшипников с помощью прижимных накладок, что позволяет установить их в любое положение. Прижимные накладки гарантируют, что фланцы прижаты и герметичность обеспечена. Высокий уровень напряжений во фланцах является причиной их массивности, а высокий уровень давлений вызывает увеличенную толщину стенок улиток.

Конструкция корпуса компрессора предусматривает возможность рециркуляции для более устойчивой работы компрессора. Деформация корпуса компрессора была проверена в рабочих условиях. В области колеса компрессора она максимальная, но влияние изменения зазоров в проточной части не оказывает влияния на КПД компрессора.

Корпус турбины — одна из самых нагруженных деталей. В дополнение к давлению, вибрации и внешним силам возникает тепловая нагрузка, создающая высокие напряжения, особенно при работе на неустановившихся режимах, когда большая разность температур создает дополнительную нагрузку на корпус.

Разность температур нагружает не только корпуса, но также деформируют колесо турбины и фланцы. При деформации последних могут возникнуть проблемы с плотностью. Соединение корпуса турбины с корпусом подшипников является критическим, потому что оно должно компенсировать относительное перемещение частей с различными температурами и тепловым расширением с одновременным сохранением

плотности соединения. Надежность соединения корпусов была проверена поэтапным моделированием, включая оценку низкоцикловой усталости LCF, выполненной в результате нескольких циклов оптимизации в области с наибольшей разностью температур.

Безопасность конструкции ТК при разрыве ротора была проверена моделированием.

Осевая сила была измерена непосредственно на стенде. Результаты испытаний показали, что реальная нагрузка оказалась меньше, чем было предсказано моделированием, что дало возможность уменьшить механические потери за счет уменьшения размера упорного подшипника.

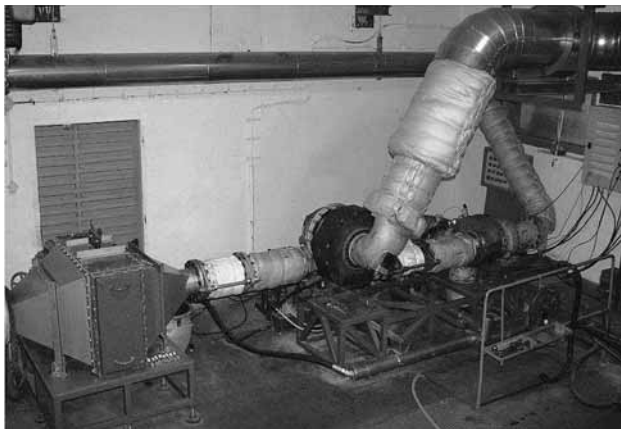


Рис. 3.6. Стенд для испытания двухступенчатой системы наддува

Основные термодинамические испытания были проведены на одной ступени. Функциональные возможности турбокомпрессора ВД для подтверждения надежности подшипников и уплотнений ротора, проверки плотности фланцев и жесткости корпусов и оценки КПД ДСН были проведены на новом испытательном стенде на максимальную степень повышения давления $\pi_к$ (рис. 3.6)

Современные четырехтактные дизели фирмы Wartsila [16]

Фирма «Wartsila» ведет исследования по снижения NO_x с ДСН на различных опытных двигателях, начиная с 2006 г. (рис. 4.1) [16]. Испытания ДСН в комбинации с другими технологиями, такими как EGR и SCR, выполнялись на опытном двигателе 6L20, а первая промышленная ДСН на двигателе W20V32 была проверена в эксплуатации.

Результаты исследования показали, что ДСН, помимо снижения NO_x, позволяет:

➢ снизить удельный расход топлива благодаря высокому КПД системы (рис. 4.2);

➢ повысить форсировку и удельную мощность благодаря высокому давлению наддува;

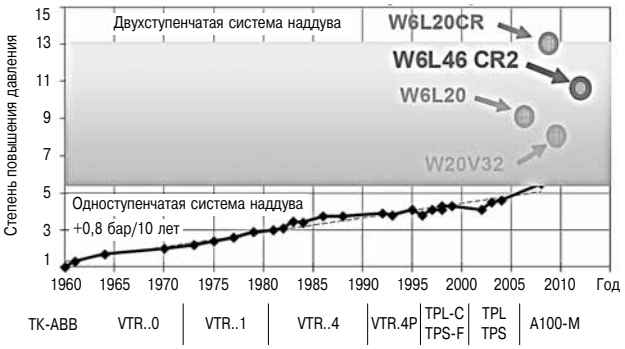


Рис. 4.1. Хронология испытаний двухступенчатых систем наддува на двигателях фирмы «Wartsila»

➢ работать на полной мощности при повышенной температуре окружающей среды благодаря большому запасу ДСН по диапазону работы.

Исследования на базе двигателя W6L46 с ДСН обеспечили создание базы для будущих поколений двигателей. Особенностью двигателя W6L46 является современная ДСН с максимальным КПД больше 75 % — последнее поколение топливной системы с многократным впрыском и давлением впрыска 2000 бар и регулируемым клапаном впуска для оптимальной настройки на частичные нагрузки.

Соответствие эмиссии NO_x уровню IMO Tier 2 было подтверждено испытаниями длительностью более 1000 часов на опытном двигателе в 2012 г. Силовая установка показала возможность увеличения мощности примерно на 20 % при улучшении эффективности двигателя в диапазоне средних и высоких нагрузок на ~6 % (рис. 4.3). Рабочие показатели были достигнуты при выполнении всех ограничений по термической нагрузке и максимальному давлению сгорания.

В 2013 г. продолжались работы по оптимизации двигателя к требованиям IMO Tier 3 с использованием наиболее перспективных концепций (SCR и EGR в комбинации с ДСН).

При разработке ДСН особое внимание было уделено ее конструктивному исполнению:

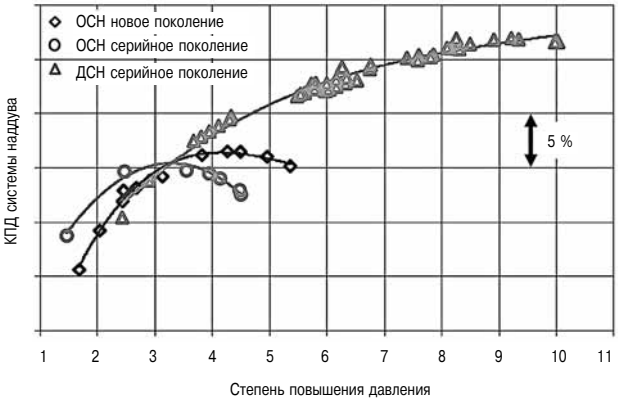


Рис. 4.2. КПД систем двух- и одноступенчатого наддува

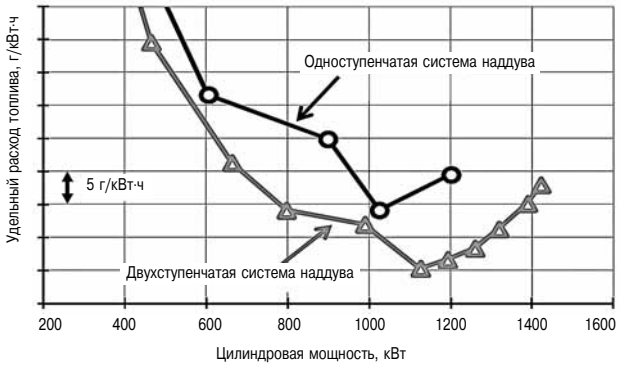
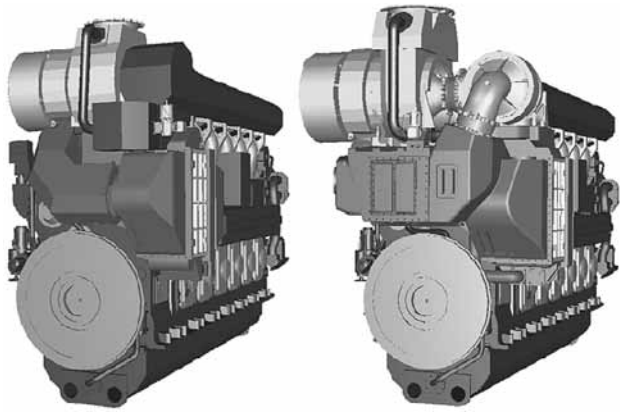


Рис. 4.3. Результаты испытаний двигателя фирмы «Wartsila» 6L46 с двухступенчатой системой наддува

➢ все элементы системы наддува должны размещается на двигателе;

➢ должны быть обеспечены компактные размеры двигателя с одновременным сохранением удобства обслуживания и хорошей эксплуатационной надежностью;



Увеличение габарита ОСН→ДСН	Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	Отношение масс
	500	650	0	1,6

Рис. 4.4. Сравнение компоновки ДСН с ОСН

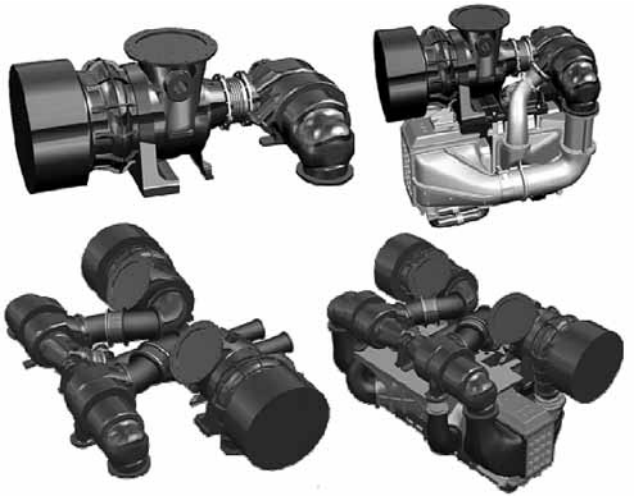


Рис. 4.5. Возможные компоновки двухступенчатой системы наддува

➢ должны быть предусмотрены необходимые средства управления (воздух / газ / охлаждающая вода) в пределах вышеупомянутого габарита.

В выбранной компоновке все элементы системы наддува размещены на стороне привода двигателя. Охладитель ТК ВД размещен на боковой стороне двигателя. Эта компоновка — лучшая по эффективности системы наддува, компактности двигателя и с точки зрения стоимости. Турбокомпрессоры ориентированы перпендикулярно друг другу, что позволяет соединить ТК по газовым трактам с минимальными потерями. Такая компоновка обеспечивает удобство обслуживания практически такое же, как на двигателе с ОСН. При этом остается свободным другой конец двигателя, доступный для размещения элементов других устройств, в том числе которые потребуются в будущем для снижения эмиссии NO_x. На рис. 4.4 приведено сравнение компоновок ДСН и ОСН для одного того же двигателя.

Для обеспечения требований по выбросам NO_x на двигателе W6L46 с ДСН используется трехступенчатый регулируемый впускной клапан (VIC). Надежность и эффективность системы подтверждена тысячами часов работы в эксплуатации.

Основываясь на проектах ДСН для двигателей W20V32 и W6L46 2, фирма «Wartsila» выполнила оптимальные компоновки на V-образных и рядных двигателях. Эти компоновки системы наддува пригодны для будущих моделей среднеоборотных дизелей и газовых двигателей среднего размера (рис. 4.5).

Вклад системы наддува в улучшение экономичности двухтактных малооборотных двигателей [17]

Основываясь на имеющемся опыте и результатах моделирования, фирма ABB оценила возможности ДСН на двухтактных двигателях. Теоретический анализ показывает, что доступность высокого КПД ДСН не позволяет увеличить давление продувочного воздуха при постоянном отношении максимального давления сгорания к среднему эффективному давлению. В отличие от четырехтактного двигателя, в двухтактном потери цикла Миллера не компенсируются положительной работой поршня. Исходя из этого, представлено два варианта применения ДСН.

Первый вариант — турбокомпаундная система с силовой турбиной при умеренной форсировке. Эта система позволяет обеспечить максимальное снижение расхода топлива во всех сопоставимых случаях. Однако согласно оценкам коммерческих проектов, реализуемых в прошлом с силовой турбиной, первоначальные затраты ожидаются очень высокими, а сроки окупаемости длительными.

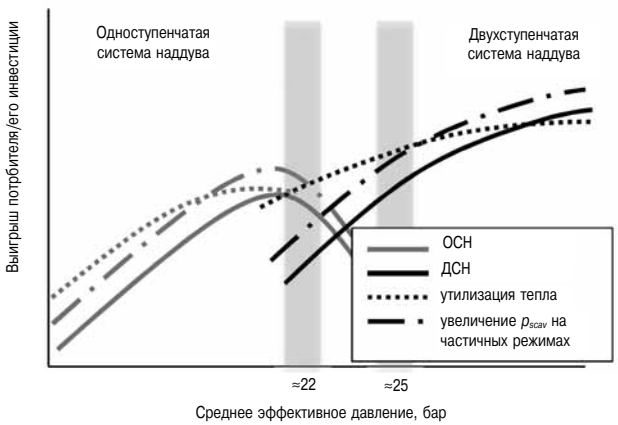


Рис. 5.1. Привлекательность инвестиций в зависимости от среднего эффективного давления

Второй вариант — чрезвычайно высокий уровень форсировки двигателя до 30 бар с соответствующим снижением размеров цилиндропоршневой группы. Этот вариант позволяет создать двигатель меньшего размера с определенным снижением расхода топлива, но при значительном сокращении остаточной энергии, доступной для работы котлов, утилизирующих теплоту отработавших газов.

Выполнение требований IMO Tier 3 для обоих вариантов может быть достигнуто использованием имеющихся методов сокращения эмиссии NO_x.

Возможность использования ДСН на двухтактном двигателе определится рентабельностью этих систем в эксплуатации в зависимости от первоначальных затрат на систему утилизации тепла, цены на топливо и профиля нагрузок двигателя. Это может быть качественно представлено в виде диаграммы (рис. 5.1), показывающей рентабельность (выигрыш, отнесенный к затратам на систему наддува) в зависимости от p_{me}. На определенном уровне p_{me} рентабельность для ОСН снижается, потому что требования к степени повышения давления и КПД не могут быть удовлетворены. ДСН позволяет эти требования выполнить, в частности, за счет увеличения давления продувки на частичных нагрузках, и поэтому, несмотря на высокую стоимость системы, у заказчика появляется заинтересованность в этой системе при высоком уровне p_{me}.

Двигатели MTU серии 1163-04 [18]

Фирма MTU — единственная, кто представил сообщение об использовании ДСН на быстроходных дизелях. Новое поколение двигателей 1163-04 (D/S = 230/280 мм) в диапазоне мощностей от 6000 до 7400 кВт (p_{me} от 24,8 до 28,8 бар) при частоте вращения коленвала от 1250 до 1325 об/мин представлено на рынок. Давление наддува увеличено с 4,6 бара до 5,7 бар со снижением удельного расхода топлива на 8 % при

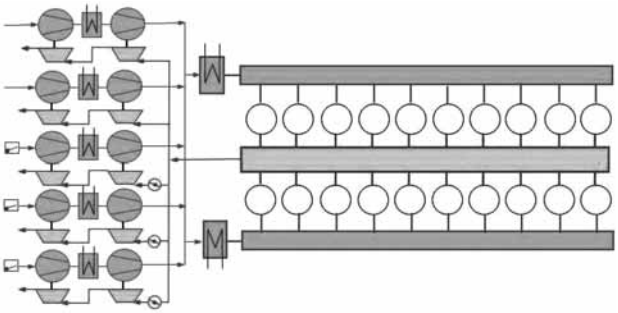


Рис. 6.1. Схема наддува 20-цилиндрового двигателя фирмы MTU серии 1163-04

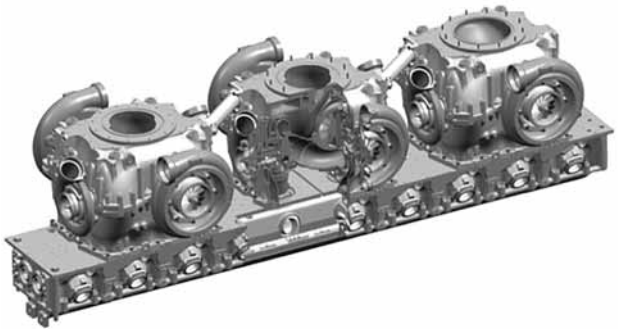


Рис. 6.2. Компоновка ДСН на 20-цилиндровом двигателе

соответствии требованиям по эмиссии NO_x IMO Tier 2. Принципиальная схема наддува 20-цилиндрового двигателя показа на рис. 6.1.

Группа из двух турбокомпрессоров НД и ВД обслуживает четыре цилиндра. Весь мощностной ряд двигателей оборудован идентичными ТК (12V — три группы ТК, 16V — четыре и 20V — пять). Воздух между ступенями ВД и НД охлаждается.

Компоновка системы наддува, выполненная на двигателе, отличается компактностью и оригинальностью конструкции охлаждаемых корпусов и встраиванием газоподводящих корпусов ТК в выпускной коллектор постоянного давления (рис. 6.2).

Заключение

1. Двухступенчатая система наддува (ДСН) относится к наиболее эффективным средствам улучшения топливной экономичности двигателей и снижения эмиссии NO_x. Благодаря разработке новых проточных частей компрессоров и турбин, достигнута общая степень повышения давления $\pi_к$ = 12 при КПД около 80 %. В этом случае степень повышения давления в ступени высокого давления близка к максимальной, равной 4, а в ступени низкого давления с $\pi_к$ до 3,0 имеется возможность получить достаточно широкую характеристику компрессора, необходимую для управления системой. Дальнейшее повышение $\pi_к$ в ДСН ограничено при условии сохранения высокого КПД.

2. Результаты моделирования показывают, что использование возможностей цикла Миллера и ДСН при $\pi_к$ = 12 и КПД до 80 % позволяет снизить эмиссию NO_x на 70 %, а расход топлива на 9 %, что не обеспечивает требования IMO Tier 3, для чего необходимы системы EGR или очистки газов.

3. По имеющимся опубликованным данным можно предположить, что ДСН с рециркуляцией около 20 % охлажденного отработавшего газа сможет обеспечить требования по эмиссии NO_x IMO Tier 3 без ухудшения топливной экономичности [11, 13, 22].

4. В связи с необходимостью обеспечить требования по выбросам NO_x IMO Tier 3 широким фронтом ведутся работы по созданию ДСН с системами EGR для судовых среднеоборотных дизелей и газовых двигателей с диаметром цилиндров от 300 до 500 мм. Фирма ABB разработала ДСН второго поколения Power2 800-M [12], ориентированую на двигатели фирмы «Wartsila» [16]. Фирма KBB разработала новые ряды ТК для ДСН, адаптированные к применению на газовых двигателях и дизелях, работающих на тяжелом топливе, мощностью от 0,5 до 5 МВ [13, 14].

5. Анализ различных схем компоновки ДСН и проточных частей ступеней высокого и низкого давления, обьединенных в одном агрегате, показал, что наиболее эффективным конструктивным решением является компоновка двумя отдельными ТК. Это позволяет организовать их производство на имеющиеся производственных мощностях и сохранить удобство обслуживания.

6. Первые серийные двигатели с ДСН находятся в опытной эксплуатации для подтверждения заявленных технических характеристик. Результаты испытаний демонстрируют, что двухступенчатая система наддува — атрибут современного среднеоборотного двигателя.

7. В тенденциях развития современного двигателестроения, направленных на снижение удельного расхода топлива и повышение форсировки при соблюдении норм по эмиссии NO_x отмечается, что при переходе к ДСН с $\pi_к$ = 6 достигнуты значения p_{me} = 24–26 бар, а при $\pi_к$ = 12 p_{me} = 27–28 бар.

Для газовых двигателей, как показали результаты моделирования, выполненного фирмой AVL, ДСН позволяет увеличить p_{me} с 22 до 26 бар [21].

8. На двухтактных малооборотных двигателях применение ДСН совместно с силовой турбиной при умеренной форсировке позволяет значительно снизить расход топлива, но использование такой системы наддува определяется ее рентабельностью в связи с высокой начальной стоимостью.

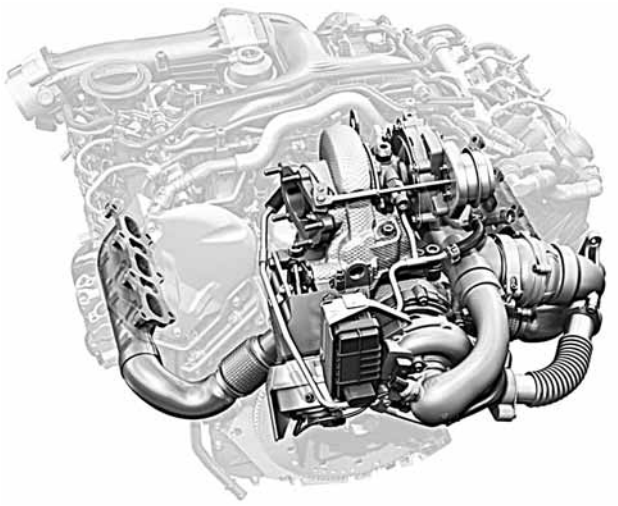


Рис. 7.2. Двухступенчатый ТК фирмы «Honeywell»

9. Анализ тиоразмерных рядов и параметров ТК ведущих фирм-производителей показывает, что наметилась тенденция разработки и применения ТК с радиальной турбиной со средними размерами рабочих колес 140–190 мм. Это позволяет фирмам, выпускающим ТК для двигателей судового, железнодорожного и стационарного применения больших мощностей (ABB, MAN B&W, PBSTurbo, KBB и др.), использовать разработанные ДСН в быстроходных двигателях.

Фирмы, выпускающие ТК для автотракторной промышленности («Honeywell» (Garrett), «Borg» «Warner», «Holset», «Mitsubishi», «Ishikawajima-Harima» (IHI), «Kangyue» и др.), ведут разработки в направлении увеличения типоразмера агрегатов наддува. Поэтому когда-то существовавший разрыв в полях расхода воздуха теперь отсутствует. При этом разработки, выполненные в автотракторной промышленности, могут быть успешно применены при создании ДСН с EGR на двигателях внедорожного применения. Эти ТК

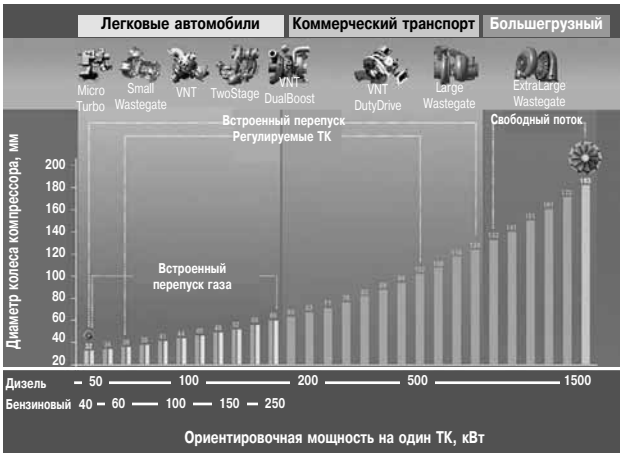


Рис. 7.1. Типы и мощностной диапазон ТК фирмы «Honeywell»

имеют перепуск воздуха и газа, что необходимо для управления системой наддува. Диапазон перекрываемых мощностей и типов ТК фирмы «Honeywell» приведен на рис. 7.1 [19]. Следует отметить, что фирма «Honeywell» выпускает серийные двухступенчатые ТК для бензиновых двигателей литражом 1,5–3,0 и мощностью 150–250 кВт и дизелей внедорожного применения мощностью до 1500 кВт (рис. 7.2) [20].

Литература

1. *Codan E., Bernasconi S., Born H.* IMO III Emission Regulation: Impact on the Turbocharging System. Paper № 139, CIMAC 2007, Vienna.

2. *Wik C., Hallback B.* Utilisation of 2-stage turbo charging as an emission reduction mean on a Wartsila 4-stroke medium-speed diesel engine. Paper № 101, CIMAC 2007, Vienna.

3. *Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А.* Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе CIMAC 2007 // Двигателестроение. — 2008. — № 1. — С. 26–30.

4. *Codan E., Mathey C., Rettig A.* 2-Stage Turbocharging — Flexibility for Engine Optimisation. Paper № 293, CIMAC 2010, Bergen.

5. *Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И, Сухарев А.Н.* Двухступенчатый наддув — атрибут двигателя будущего. Двигателестроение. — 201 — №. — С. .

6. *Raikio T., Hallback B., Hjort A.* Design and first application of a 2-stage turbocharging system for a medium-speed diesel engine. Paper № 82, CIMAC 2010, Bergen.

7. *Heim K., Troberg M., Ollus R., Vaarasto M.* Latest developments in Wartsila's medium-speed engine portfolio. Paper № 206, CIMAC 2010, Bergen

8. *Tinschmann G., Thum D., Schlueter S., Pelemis P., Stiesch G.* Sailing towards IMO Tier III — Exhaust Aftertreatment versus Engine-Internal Technologies for Medium Speed Diesel Engines. Paper № 274, CIMAC 2010, Bergen.

9. *Wintruff I., Buecheler O., Huchler S.* The next generation of MTU series 4000 rail engines to comply with EUIIIB emission legislation. Paper № 211, CIMAC 2010, Bergen.

10. *Dohle U.* MTU Solutions for Meeting Future Exhaust Emissions Regulations. Paper № 284, CIMAC 2010, Bergen.

11. *Schlemmer-Kelling U.* EMI MIN — A Government funded Research Program to reduce Emissions. Paper № 91, CIMAC 2010, Bergen.

12. *Behr T., Kahi M., Reichl A., Hubacher M.* Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel Engines. Paper № 134, CIMAC 2013, Shanghai.

13. *Risse S.,Buchmann K.* New turbochargers for modern large engines with low emissions and high performance. Paper № 226, CIMAC 2013, Shanghai.

14. *Lieven Vervaeke L., Tim Berckmoes T., Sebastian Verhelst S.* The CRISTAL engine: ABC's new medium speed diesel engine, developed to comply with IMO III. Paper № 83, CIMAC 2013, Shanghai.

15. *Klima J., Hort V., Haidn M.* TCX — the new high pressure turbocharger for two stage turbocharging. Paper № 206, CIMAC 2013, Shanghai.

16. *Ollus R.B., Raikio T., Suominen A., Akerman J., Tonon P., Delneri D., Bochicchio A.* Update on Wartsila 4-stroke Diesel Product Development. Paper № 282, CIMAC 2013, Shanghai.

17. *Schuermann P., Hubacher M., Christen C., Ryser R., Codan E.* Contribution of Turbocharging Solutions towards improved Fuel Efficiency of Two-Stroke Low Speed Engines. Paper № 209, CIMAC 2013, Shanghai.

18. *Kurreck M., Werner Remmels W.* Series 1163-04. Paper № 112, CIMAC 2013, Shanghai.

19. http://turbo.honeywell.com/our-technologies/broadest-turbo-range/.

20. http://turbo.honeywell.com/our-technologies/two-stage-serial-turbo/.

21. *Murakami S., Baufeld T.* Current Status and Future Strategies of Gas Engine Development. Paper № 413, CIMAC 2013, Shanghai.

22. *Millo F., Bernardi M. G., Servetto E., Delneri D.* Computational Analysis of Different EGR systems Combined with Miller Cycle Concept for a Medium Speed Marine Diesel Engine. Paper № 74, CIMAC 2013, Shanghai.

УДК 621.436

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ МОРСКИХ СУДОВ ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ СКОРОСТИ ХОДА

А.С. Пунда, к.т.н., профессор, В.И. Дмитренко, аспирант
Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова

Рассматривается наиболее эффективный путь снижения выбросов экологически вредных веществ на единицу транспортной работы судна в соответствии с дополнениями к Приложению VI Международной конвенции МАРПОЛ 73/78. Снижение путевого расхода топлива при выборе оптимальной скорости хода обеспечивает уменьшение прямо связанных с ним вредных выбросов в атмосферу энергетической установкой судна.





В развитие экологических требований к морским судам международная морская организация (ИМО) приняла поправки к Приложению VI, согласно которым суда, построенные с 01.01.2013, должны соответствовать требованиям по ограничению выброса углекислого газа (CO_2) [2, 3, 5]. С этой целью при проектировании новых судов определяется конструктивный коэффициент энергоэффективности (EEDI — Energy Efficiency Design Index).

Целью введения EEDI является повышение КПД энергетической установки и снижение тем самым расхода топлива и прямо связанных с ним величин выброса в атмосферу углекислого газа и экологически вредных веществ.

В соответствии с Резолюциями № 62 (июль 2011 г.) и 63 (март 2012 г.) Комитета ИМО по предотвращению загрязнения морской среды (КЗМС) с 01.01.2013 г. для любого судна валовой вместимостью 400 т и более должны быть разработаны журнал и план энергоэффективности (SEEMP — Ship Energi Efficiency Monitoring Plan). Для старых судов рекомендуется также определять эксплуатационный показатель энергоэффективности судна (EEOI — Energy Efficiency Operational Indicator), который определяется как масса углекислого газа, выделяемого энергетической установкой судна, деленная на тонну-милю перевезенного груза. Для новых судов EEDI и SEEMP вводятся как обязательные. Положения этих резолюций включены в Приложение VI к МАРПОЛ 73/78 [2].

На 65-й сессии КЗМС (май 2013 г.) было внесено предложение о разработке стандарта, согласно которому определяется среднее по каждой группе судов значение EEOI с последующим установлением его как обязательного нормативного показателя для всех судов (по аналогии с нормированием EEDI).

Задача ограничения выбросов оксидов азота от судовых двигателей была возложена на двигателестроителей и практически не коснулась эксплуатационников. Ограничение выброса CO_2 будет решаться на стадии проектирования новых судов путем обеспечения требуемого уровня конструктивного коэффициента энергоэффективности.

Введение нормативов по EEOI (предположительно через 4–5 лет) планируется как рыночный механизм по ограничению выброса CO_2 в эксплуатации и, по-видимому, целиком будет сферой ответственности судоходных компаний. Производимые в настоящее время дизели оптимизированы по удельному расходу топлива на диапазон мощностей 75–100 % от номинала. Как будет показано ниже, для обеспечения требований по минимизации EEOI необходимо производство дизелей, обеспечивающих длительную надежную работу в диапазоне мощностей 15–100 %.

В настоящее время в качестве рабочего инструмента повышения энергоэффективности судна в эксплуатации при составлении SEEMP рекомендуется определять эксплуатационный показатель энергоэффективности EEOI, г CO_2/(т·миль) [4]:

$$EEOI = \frac{\sum_i FC_i \cdot C_{Fi}}{\sum_i m_{\text{cargo}.i} \cdot D_i}, \qquad (1)$$

где FC_i — масса топлива (г), израсходованного энергетической установкой в i-м рейсе; C_{Fi} —коэффициент, определяемый сортом и составом топлива (табл. 1); $m_{\text{cargo}.i}$ — масса перевезенного груза (т); D_i — расстояние (миль) в i-м рейсе соответственно.

Формула (1) служит для определения среднего за определенный период эксплуатации значения EEOI. На отдельных этапах эксплуатации судна, когда масса перевозимого груза не изменяется, может быть подсчитан текущий эксплуатационный показатель энергоэффективности:

$$EEOI = \frac{FC \cdot C_F}{m_{\text{cargo}} \cdot D}. \qquad (2)$$

Потребление топлива энергетической установкой складывается из масс топлива, израсходованного на главный двигатель FC_{ME}, вспомогательные двигатели FC_{AE} и вспомогательный котел FC_{AB}. В формулах (1) и (2) принято, что все элементы СЭУ работают на одном и том же сорте топлива, поэтому коэффициент C_F (см. табл. 1) не дифференцирован по потребителям топлива. Если в энергетической установке используются различные сорта топлив, в числителе формулы (2) следует записать $FC_{ME} \cdot C_{FME} + FC_{AE} \cdot C_{FAE} + FC_{AB} \cdot C_{FAB}$. Соответствующие коррективы вносятся и в формулу (1). Как видно из табл. 1, для жидких топлив различных сортов значения C_F мало отличаются, поэтому учитывать различия целесообразно только в случае использования газообразного топлива (газовозы с использованием газа/жидкого топлива для главных двигателей).

Таблица 1

Величина выброса CO_2 при сжигании различных топлив

Тип топлива	Ссылка	Содержание углерода	C_F (т CO_2/т топлива)
Дизельное топливо/газойль	ИСО 8217 Сорта DMX÷DMB	0,8774	3,206
Легкое топливо	ИСО 8217 Сорта DMX÷DMB	0,8594	3,151
Тяжелое топливо	ИСО 8217 Сорта RME÷RMK	0,8493	3,114
Сжиженный нефтяной газ	Пропан	0,8182	3,000
	Бутан	0,8264	3,030
Сжиженный природный газ		0,7500	2,750

Следует отметить, что хотя EEDI и EEOI имеют сходный физический смысл, они принципиально отличаются тем, что первый определяется с использованием дедвейта судна (DWT) в знаменателе формулы, а второй — с использованием массы перевезенного груза. Поскольку DWT всегда больше m_{cargo}, то $EEDI < EEOI$. Кроме того, конструктивный коэффициент энергоэффективности — величина постоянная, а *EEOI* от рейса к рейсу меняется, так как зависит от режима работы двигателей, загрузки судна, условий плавания и др.

Вполне очевидно, что при оценке энергоэффективности судна в эксплуатации можно использовать разность $EEOI - EEDI$. Чем меньше эта разность, тем выше энергоэффективность.

Любые мероприятия, направленные на уменьшение эксплуатационного расхода топлива СЭУ, способствуют не только снижению выброса углекислого газа, но и абсолютной массы выбрасываемых в атмосферу оксидов азота и серы. Поскольку основным типом СЭУ транспортных судов являются дизельные энергетические установки, в дальнейшем будем рассматривать только их.

В 1990-х годах широко проводились исследования по организации эксплуатации судов с учетом энерго- и ресурсосберегающей технологии использования энергетических установок. Основные положения ранее выполненных исследований по удельному путевому расходу топлива изложены в работе [1].

При эксплуатации судов бывают периоды длительной работы с пониженной мощностью и скоростью. Такие режимы называются режимами экономичного хода. В отличие от режима полного хода, затраты топлива на единицу транспортной производительности судна на режиме экономичного хода уменьшаются. Снижение расхода топлива от использования режимов экономичного хода объясняется кубической зависимостью буксировочной мощности от скорости, а следовательно, и близким к ней изменением расхода топлива.

Дополнительные технические ограничения на скорость обусловлены необходимостью в условиях длительного режима обеспечить надежную работу системы утилизации и исключить интенсивное нагарообразование в цилиндрах, трактах при мощности ниже 40 % от номинальной.

При оценке энергоиспользования на различных ходах судна определяющее значение будет иметь удельный путевой расход топлива на установку, кг/миля, $g_V = CF/V$ или $g_V = FC/D$, где CF — расход топлива на всю энергетическую установку (главные дизели, вспомогательные дизели и вспомогательные котлы), кг/ч; V — скорость

судна, миль/ч; FC — масса топлива, израсходованная на энергетическую установку, кг; D — расстояние (миль). Используя понятие удельного путевого расхода топлива, запишем формулу (2) для текущего значения эксплуатационного показателя энергоэффективности судна в следующем виде:

$$EEOI = \frac{g_V \cdot C_F}{m_{\text{cargo}}} \left[\frac{\text{г CO}_2}{\text{т} \cdot \text{миля}}\right]. \qquad (3)$$

Таким образом, текущее значение $EEOI$ согласно формуле (3) прямо пропорционально величине удельного путевого расхода топлива на установку. Минимизация удельного путевого расхода обеспечивает наименьшее значение эксплуатационного показателя энергоэффективности.

Для выбора эффективного экономичного хода следует определить коэффициент снижения скорости $\bar{V} = V/V_0$ и связанные с ним относительные путевые расходы топлива $\bar{g}_V = g_V/g_{V0}$ [здесь и далее обозначения с индексом «ноль» относятся к исходному (нормируемому) режиму полного хода].

Основой для вывода расчетных зависимостей $\bar{g}_V\ (\bar{V})$ является текущий путевой расход топлива, представленный как сумма расходов на главные дизели и вспомогательное потребление, т. е. $g_V = g_{ME} + g_{AX}$, или в относительных величинах (при делении на $g_{V0} = CF_0/V_0$) $\bar{g}_V = \bar{g}_{ME} + \bar{g}_{AX}$.

Для водоизмещающих судов с винтами фиксированного шага согласно известным соотношениям эффективной мощности главного двигателя $P_{eME} \sim n^3$ и скорости $V \sim n$ путевой расход топлива на главные дизели будет пропорционален квадрату скорости $g_{ME} = (b_{eME} \cdot P_{eME})/V = b_{eME} V^2$, а его относительное значение $\bar{g}_{ME} = g_{ME} + g_{V0}$ определится равенством

$$\bar{g}_{ME} = \bar{b}_{eME} \cdot \bar{V}^2 \cdot X_0\ , \qquad (4)$$

где X_0 — относительный расход топлива главными дизелями на исходном режиме полного хода, $X_0 = CF_{\text{ME0}}/CF_0$; $\bar{b}_{eME} = b_{eME}/b_{eME0}$ — относительный удельный эффективный расход топлива главным двигателем.

Следовательно, закономерности $\bar{g}_V\ (\bar{V})$ для различных постоянных X_0 на режимах винтовой характеристики при $\bar{b}_{eME} = 1$ представляют собой квадратичные параболы. В рассматриваемом диапазоне скоростей ($1 > \bar{V} > 0{,}7$) эта коррекция незначительна. В точке минимального удельного расхода $\bar{b}_{eME}$ равно 0,985 и уменьшается до 0,955 для дизеля, оптимизированного на режимы работы с пониженной мощностью.

В противоположность $\bar{g}_{ME}$ относительный путевой расход топлива на вспомогательное потребление при постоянном абсолютном расходе $CF_{AX} = (1 - X_0)\ CF_0$ выражается гиперболической зависимостью

$$\bar{g}_{AX} = \frac{1 - X_0}{\bar{V}} = \frac{Z_0 + Y_0}{\bar{V}}\ , \qquad (5)$$

где Z_0, Y_0 — относительные расходы топлива на вспомогательные котлы и дизели.

Суммируя (4) и (5), получим выражение относительного путевого расхода топлива на установку

$$\bar{g}_V = \bar{b}_{eME} \cdot \bar{V}^2 \cdot X_0 + \frac{1 - X_0}{\bar{V}}, \qquad (6)$$

При $0{,}68 < X_0 < 1$ функция расхода топлива $\bar{g}_V\ (\bar{V})$ имеет минимум (рис. 1), однако для характерных рабочих значений $X_0 = 0{,}9{-}0{,}96$ этот минимум лежит в области скоростей малого хода ($\bar{V} = 0{,}3 - 0{,}4$). Длительная работа на таких режимах для современных малооборотных дизелей неприемлема вследствие указанных выше технических ограничений.

В качестве оптимальных можно принять значения $\bar{V}$, для которых имеет место наибольшая разность между кривой $\bar{g}_V\ (\bar{V})$ и линией скорости $\bar{V}$ (см. рис. 1)

$$\Delta = (\bar{V} - \bar{g}_V) = \max. \qquad (7)$$

Условию (7) отвечает оптимальная скорость $\bar{V}_{\text{опт}}$. Как следует из рис. 1, с уменьшением X_0 (повышенным расходом топлива на вспомогательные нужды) значения режима $\bar{V}_{\text{опт}}$ смещаются в область больших значений $\bar{V}$ и разность между путевым расходом топлива и скоростью сокращается.

Дифференцируя по $\bar{V}$ выражение (7), получим

$$\Delta = \bar{V} - \left(\bar{b}_{eME} \cdot \bar{V}^2 \cdot X_0 + \frac{1 - X_0}{\bar{V}}\right).$$

При $\bar{b}_{eME} = 1$ по правилам нахождения экстремума функции $\Delta(\bar{V})$, получаем

$$\bar{V}_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{1 - X_0}{2 \cdot \bar{V}_{\text{опт}} X_0 - 1}}.$$

Таким образом, если на исходном режиме полного хода известна доля расхода топлива на главные дизели X_0, то определение скорости экономичного хода $\bar{V}_{\text{опт}}$ не вызывает затруднений. Однако в установках с винтом фиксированного шага (ВФШ) при рабочих значениях $X_0 \geq 0{,}9$ получаем $\bar{V}_{\text{опт}} < 0{,}7$ и $P_{eME} < 35\ \%$. Это значит, что режим экономичного хода выходит за пределы допустимого снижения мощности (35 % от номинальной) и не может быть рекомендован для длительных условий работы.

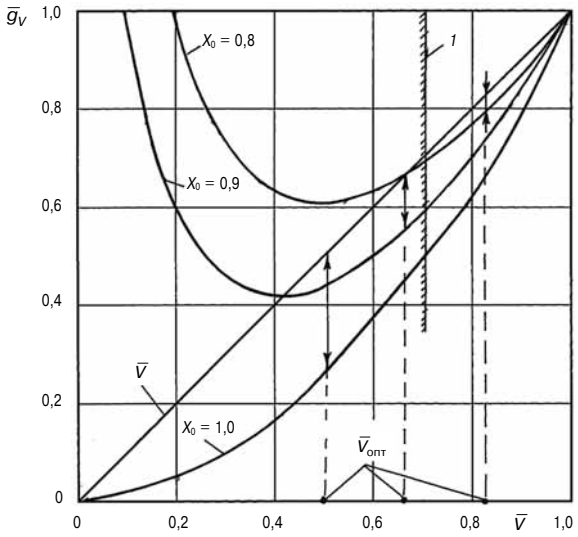


Рис. 1 Зависимость относительного путевого расхода топлива от изменения скорости

Ограничение длительной минимальной мощности главного двигателя на уровне 35 % от ее номинального значения определяет минимальную относительная скорость судна (отмечена линией *1* на рис. 1). При этой скорости судна наибольшее снижение удельного путевого расхода топлива имеет место при $X_0 = 1$ (расход уменьшается на 50 %). Полная утилизация тепла главного двигателя на режимах минимальной мощности проблематична, особенно для установок с главными малооборотными дизелями (низкая температура ОГ, включение электроприводных воздуходувок и др.). Поэтому реально возможное снижение удельного путевого расхода составляет не более 40 %.

Из приведенного анализа также следует, что при указанном выше ограничении минимальной длительной мощности главного двигателя задача точного определения величины $\bar{V}_{опт}$ не имеет оптимального решения. Для назначения режима максимально возможного снижения удельного путевого расхода топлива достаточно снизить скорость судна до 0,71 от проектной скорости.

Используя рассмотренные выше закономерности для относительного путевого расхода топлива, определим на конкретном примере потенциал повышения энергоэффективности судна за счет выбора режима работы главного двигателя.

В табл. 2 приведены эксплуатационные данные балкера дедвейтом 30 000 т и скоростью хода $V =$ = 14,0 узлов (2007 г. постройки). Судно оборудовано одним малооборотным главным двигателем фирмы «МАН Дизель и Турбо» типа 6S42MC (6ДКРН42/178), $P_{eME} = 6232$ кВт; $n = 131$ об/мин, работающим на винт фиксированного шага.

В табл. 3 и на рис. 2 приводятся показатели двигателя 6S42MC при работе по эксплуатационной винтовой характеристике.

Таблица 2

К определению *EEOI* балкера DWT = 30 000 т

Даты	Масса топлива, израсходованного за сутки, т				*D*, миль за сутки	*V*, узлы	m_{cargo}, т	*EEOI*, г CO_2/ т·миля
	ГД	ВД	ВК	*FC*				
20–21.07.12	14,5	2,0	1,8	18,3	292	11,9	22 000	9,13
22–23.07.12	13,7	2,0	1,9	17,6	292,5	11,0	22 000	8,765
24–25.07.12	14,85	2,05	1,8	18,7	294	11,85	22 000	9,27
26–27.07.12	14,4	2,0	1,8	18,2	294,5	11,6	22 000	9,005
28–29.07.12	14,05	2,0	1,85	17,9	288,5	11,5	22 000	9,085
30–31.07.12	14,05	2,0	1,85	17,9	287,5	11,6	22 000	9,07
1–2.08.12	14,15	2,0	1,8	17,85	292	11,5	22 000	9,04
1–4.08.12	14,4	2,0	1,75	18,15	296	11,75	22 000	8,93
5-6.08.12	14,75	2,0	1,75	18,5	294,5	11,75	22 000	9,155
7-8.08.12	14,45	2,0	1,8	18,25	293	11,6	22 000	9,075
9–10.08.12	14,15	2,0	1,8	17,95	295	11,35	22 000	8,865
11.08.12	14,6	2,0	1,9	18,5	297	11,9	22 000	9,08
Среднее за рейс	14,33	2,04	1,81	18,18	292,9	11,6	22000	9,04

ГД — главный двигатель; ВД— вспомогательный двигатель; ВК — вспомогательный котел.

Таблица 3

Изменение показателей СЭУ балкера DWT = 30 000 т

Показатель	Режимы винтовой характеристики				
	1	2	3	4	5
P_{eME}, кВт	5522	4156	3105	2758	1385
n, об/мин	130,8	118,8	108,0	103,8	82,4
CF_{ME}, кг/ч	1005	744	559	502	266
b_{eME}, г/кВт · ч	182,0	179,0	180,0	182,0	192,0
CF_{AE}, кг/ч	85				
CF_{AB}, кг/ч	75				
CF, кг/ч	1165	904	719	662	426
V, узлы	14,0	12,7	11,6	11,1	8,8
g_V, кг/миля	83,2	71,2	62,0	59,6	48,4
EEOI, г CO_2/т · миля	12,12	10,37	9,04	8,68	7,05

Текущие значения эксплуатационного показателя энергоэффективности в табл. 2 рассчитаны по формуле

$$EEOI = \frac{FC \cdot C_F}{m_{cargo} \cdot D} = \frac{FC \cdot 3{,}206 \cdot 10^6}{22\,000 \cdot D} = 145{,}7\frac{FC}{D}.$$

Среднее значение *EEOI* за весь период рейса составляет 9,04 г CO_2/т·миля.

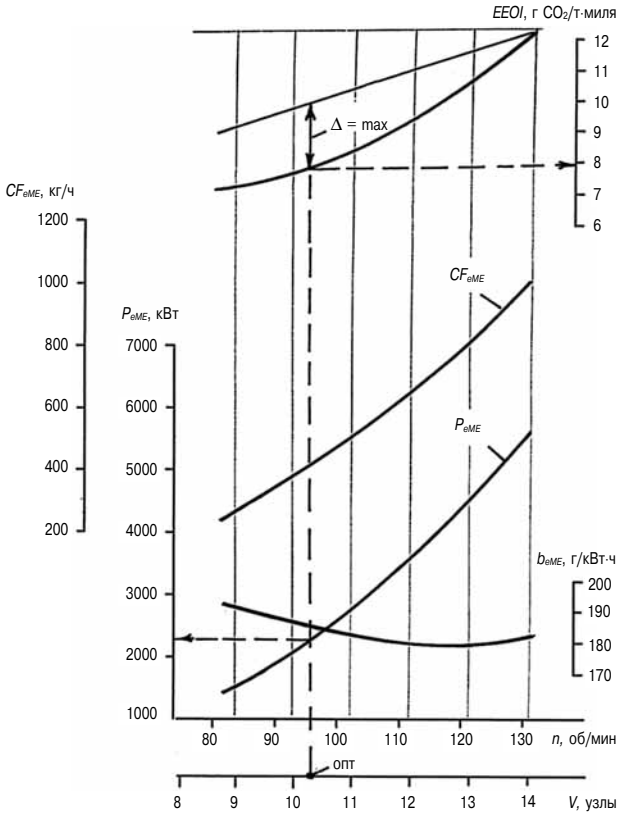


Рис. 2. Изменение показателей дизеля 6S42MC при работе по эксплуатационной винтовой характеристике

Значение базового конструктивного коэффициента энергоэффективности для балкера определим по формуле $EEDI_{\text{БАЗ}} = a \cdot (\text{DWT})^{-C} = 961{,}79 \cdot 30\,000^{-0{,}477} = 7{,}04$ г CO_2/т·миля [5].

Разность $EEOI - EEDI = 9{,}04 - 7{,}04 = 2{,}0$ г CO_2/т·милю.

Доля топлива, расходуемая главным двигателем $X_0 = 0{,}863$; относительная оптимальная скорость $\overline{V}_{\text{опт}} = 0{,}73$; абсолютная оптимальная скорость $V_{\text{опт}} = 10{,}2$ узла.

Как видно из рис. 2, оптимальной скорости хода соответствует эффективная мощность $P_{eME} = 2250$ кВт, что составляет 36 % от номинальной мощности двигателя и 41 % от эксплуатационной мощности на полном ходу. В точке оптимума $EEOI_{\text{опт}} = 7{,}9$ г CO_2/т·милю. В абсолютном исчислении снижение по сравнению с полным ходом составляет 4,22 г CO_2/т·милю, в относительном — 35 %.

На оптимальном режиме $EEOI_{\text{опт}} - EEDI = 7{,}9 - 7{,}04 = 0{,}86$ г CO_2/т·милю.

Таким образом, использование режимов с пониженной скоростью хода можно существенно повысить энергоэффективность судна и выброс углекислого газа в атмосферу.

Однако в этом вопросе недостаточно ограничиваться чисто техническими аспектами. Снижение скорости хода уменьшает провозную способность флота. Основной целью судоходных компаний является прибыль от флота. Этот вопрос рассмотрен в докладе [6], где проанализировано влияние различных факторов на прибыльность эксплуатации судна. Приведем основные результаты этого исследования.

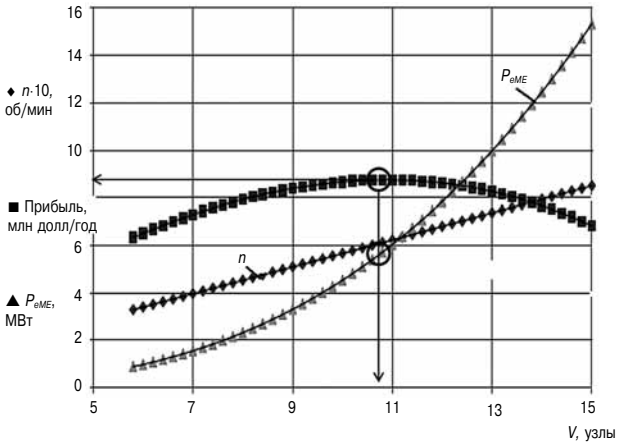


Рис. 3. Зависимость условной прибыли танкера дедвейтом 150 000 т от скорости хода

На рис. 3 приведены результаты расчета «условной» прибыли танкера дедвейтом 150 000 т в зависимости от скорости хода судна при стоимости топлива 500 долларов за тонну. Максимум прибыли имеет место при скорости хода 10,7 узла. Оптимальная относительная скорость составляет 0,713 (при полной скорости судна 15 узлов). Мощность главного двигателя при этом составляет 36 % от номинальной мощности, т. е. в данном случае оптимальная скорость по прибыли совпадает с оптимальной скоростью по удельному путевому расходу топлива (см. рис. 3).

На рис. 4 приведены значения «условной» прибыли судна от стоимости топлива. Прямая линия соединяет точки оптимума по прибыли. Из рисунка видно, что повышение стоимости топлива приводит к снижению оптимальной по прибыли скорости хода. При стоимости топлива более 500 долларов за тонну оптимальные скорости хода по прибыли не могут быть реализованы вследствие ограничения минимальной мощности судна. При дешевом топливе оптимальная по прибыли скорость хода больше оптимальной скорости по относительному путевому расходу.

Многие другие факторы также влияют на величину оптимальной скорости по прибыли судна: тариф на перевозку груза; скольжение винта (погодный фактор); удельный эффективный расход топлива главного и вспомогательного двигателей (техническое состояние); затраты энергии на подогрев груза; стоимость цилиндрового масла; уровень навигационных расходов. Поэтому вопрос о выборе оптимальной скорости

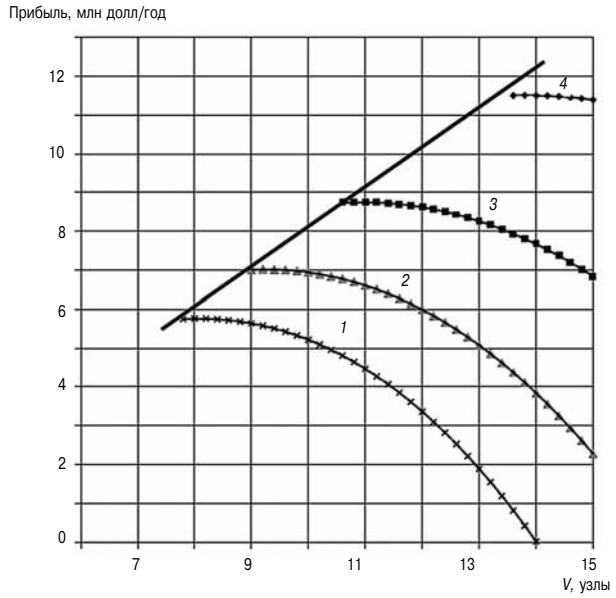


Рис. 4. Зависимость условной прибыли танкера дедвейтом 150 000 т от стоимости топлива (долл/год): *1* — 900; *2* — 700; *3* — 500; *4* — 300

хода судна решается путем постоянного мониторинга работы флота.

Выводы

1. Минимизация удельного путевого расхода за счет снижения скорости судна обеспечивает наименьшее значение эксплуатационного показателя энергоэффективности судна.

2. Ограничение минимальной длительной мощности главного двигателя на уровне 35–40 % от номинальной мощности соответствует скорости хода судна, составляющей 71 % от полной скорости хода.

3. Снижение эксплуатационного показателя энергоэффективности при минимальной скорости хода в зависимости от расхода топлива на вспомогательные нужды составляет 30–40 %.

4. Для достижения максимально возможного снижения показателя *EEOI* рекомендуется установить минимально допустимую мощность главного двигателя в соответствии с инструкцией по его эксплуатации.

5. Снижение скорости хода судов с целью минимизации выбросов в атмосферу уменьшает провозную способность флота. Исследования, выполненные ОАО «СОВКОМФЛОТ», показали, что при существующих ценах на топливо (500–700 долл./т) и средних значениях других влияющих факторов режим работы судна с оптимальной скоростью хода по удельному путевому расходу топлива обеспечивает максимальную прибыль при существенном снижении вредных выбросов на единицу транспортной работы. Ограничивающим фактором при этом является снижение эффективной мощности главного двигателя.

6. На примере поиска оптимальных эксплуатационных режимов движения судов показана актуальность исследований по оптимизации рабочих параметров судовых дизелей на режимах малых мощностей.

Литература

1. *Камкин С.В., Лемещенко А.Л., Пунда А.С.* Повышение экономичности судовых дизелей. — СПб. : Судостроение, 1992. — 176 с.

2. MARPOL 73/78 ANNEX VI, Chapter 4 adopted July 2011.

3. Guidelines on the method of calculation of the attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships, resolution MEPC.212 (63), 2012.

4. Guidelines for the development of a Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP), resolution MEPC.213 (63), 2012.

5. Guidelines for calculation of reference lines for use with the Energy Efficiency Design Index (EEDI), resolution MEPC.215 (63), 2012.

6. Калинин О.Д. «Совкомфлот - Юником»: Опыт работы и новые разработки по энергоэффективности. Материалы семинара «Энергетическая эффективность судна». Санкт-Петербург, 24 октября 2012. Электронный ресурс http://www.gma.ru/#/news/rus/n1351159739982:

УДК 55.42.31; 55.03.33

ИНФОРМАЦИОННОЕ ПРОСТРАНСТВО ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

А.П. Маслов, к.т.н.; ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» ГСКБД, г. Челябинск
Е.А. Задорожная, к.т.н., доцент; ЮУрГУ, кафедра АТ и сервис, г. Челябинск
Р.Д. Еникеев, д.т.н., проф., А.А. Черноусов, к.т.н., доцент
УГАТУ, кафедра ДВС, г. Уфа

Выбор геометрических размеров базовых деталей двигателя обычно выполняют на основе маркетинговых исследований сравнительного анализа и выбора прототипа, соответствующего основным техническим и эксплуатационным требованиям. Довольно часто этот выбор продиктован субъективным мнением конструкторов, направленным на получение необходимого уровня мощности, обеспечение минимальных потерь на трение и затрат на производство. При этом важным фактором является оценка возможности производства, основанная на субъективном мнении технологов и производственников. В статье предложена методология формирования геометрических размеров основных деталей двигателя на базе расчетно-теоретических методов, объединенных в информационное пространство.

Достижение оптимальных значений технических параметров двигателя во многом обусловлено обоснованным выбором размеров цилиндра (диаметра и хода поршня), который является одним из критериев оценки напряженности деталей ЦПГ и КШМ. Анализ технических параметров современных двигателей показывает, что их литровая мощность достигает 25–40 кВт/л, при которой имеет место достаточно высокий уровень тепловой напряженности базовых деталей. Очевидно, что дальнейшее повышение значений этого параметра будет сопровождаться еще бо́льшим ростом термической напряженности элементов и деталей, что приводит к необходимости применения эффективных теплозащитных и антифрикционных покрытий, использования современных высокопрочных материалов и смазочных масел [1].

Цель данной статьи — рассмотреть и переосмыслить некоторые тривиальные методы проектирования двигателей с использованием системного подхода при формировании алгоритма проектирования ДВС, а также логики его построения в рамках располагаемого информационного пространства. Кроме этого, предполагается дальнейшее формирование информационного пространства, с помощью которого возможно использование опыта и разработок различных научных коллективов, находящихся в информационном поле, что позволит систематизировать их опыт и целенаправленно его использовать. Предлагаемый системных подход позволяет оценить все аспекты производства виртуального двигателя на стадиях CAE, CAD, CAM с условием обеспечения обратной связи для оценки возможности исключения образования опасных и вредных продуктов при проектировании, производстве и утилизации двигателя.

Если вы делаете все так, как привыкли, то и получите то, что обычно получаете.

13-й принцип «Зеленой химии» д.т.х Е.С. Локтевой, д.х.н., проф., В.В. Лунина, МГУ

По мнению авторов, этот подход согласуется с 11-м принципом «Зеленой химии», который формулируется следующим образом: «Нужно развивать аналитические методики, чтобы можно было следить в реальном времени за образованием опасных продуктов» [2]. Таким образом, решение задачи формирования конструктивных параметров базовых элементов двигателей и создание самого двигателя на основе CALS/ИПИ технологий позволит в рамках исследований виртуального объекта проанализировать каждый этап его производства и эксплуатации в реальном масштабе времени. Обоснованный выбор геометрических размеров основных деталей двигателя определяет стратегию формирования его конструкции на момент создания и перспективу.

Геометрические размеры цилиндра (диаметр и ход поршня) формируют виртуальный облик двигателя и его базовых деталей, таких как блок-картер и коленчатый вал. Как известно, после начала производства изменение конструкции этих деталей двигателя связано со значительными временными и производственными затратами.

Формирование значений диаметра цилиндра и хода поршня

Для решения задачи обоснованного определения значений диаметра цилиндра и хода пор-

шня необходимо дать ответы на следующие вопросы:

➢ какие факторы влияют на выбор размеров диаметра цилиндра;

➢ какие факторы влияют на выбор размера хода поршня.

К таким факторам можно отнести значение максимального и среднего эффективного давления в цилиндре, величину теплового потока, воздействующего на поверхность головки поршня, а также теплофизические и прочностные свойства материала поршня и цилиндра, из которого они изготавливаются. Очевидно, что величина теплового потока, воздействующего на поршень, будет обратно пропорциональна диаметру огневой поверхности поршня. То есть чем больше диаметр этой поверхности, тем меньше величина его удельной тепловой напряженности, следовательно, целесообразно диаметр поршня увеличивать. Кроме этого, необходимо учитывать наличие способов тепловой защиты поверхности поршня и/или на обеспечение его охлаждения. В этом случае чем выше будет эффективность теплоотвода, тем меньший диаметр цилиндра обеспечит получение заданной мощности.

Еще одним важным аспектом при определении и выборе геометрических размеров деталей ЦПГ являются технологические возможности и экономические показатели их производства. К ним относятся наличие специальных станков для механической обработки деталей, необходимость организации их термообработки, а также технология контроля качества сборки. То есть для прогноза показателей стоимости, прочности и надежности необходимо применять сопряженные математические модели, обеспечивающие достоверность показателей процессов (во всех указанных выше аспектах), что в принципе дает ответы на поставленные вопросы.

В связи с этим для расчета параметров деталей, формирующих их геометрический облик, может быть использован, например пакет прикладных программ ALLBEA, разработанный для численного (компьютерного) моделирования процессов в сложных технических системах [3, 4]. Данный пакет содержит, в частности, прикладные библиотеки gasdyn (газообмен и процессы в рабочей камере ДВС) и mech («динамика и трибология» — элементарная динамика, кинематика и динамика ДВС, модели трения и изнашивания), которые можно дополнить и использовать в связке с другими программами.

Для увязки с показателями газообмена и рабочего процесса всех параметров, определяющих объем двигателя, модули из библиотеки gasdyn используются в расчете совместно с моделями библиотек mech пакета ALLBEA. Для оптимизации геометрических параметров, характеризующих, например, литровый объем двигателя (диаметр цилиндра и ход поршня), возможно использование эвристических методов программирования, которые предполагают введение в задачу ограничений, основанных на некоторых рациональных подходах. В этом случае решение задачи разбивается на несколько этапов:

➢ на первом этапе, по результатам маркетинговых исследований, выбирается уровень литровой мощности и формируется блок данных, необходимый для выполнения расчетных исследований по определению параметров рабочего цикла двигателя;

➢ на втором этапе, для заданной заказчиком мощности, при выбранном значении объема двигателя выполняются расчетные исследования по определению теплового и напряженно-деформированного состояния деталей;

➢ на третьем этапе, по результатам исследований, определяется диаметр поршня с учетом перспективного уровня форсирования и реализации путей возможного снижения теплонапряженности поршня, а также комплексной оценки всех вышеизложенных влияющих факторов.

Формирование формы и размеров камеры сгорания

Еще один фактор, влияющий на тепловое и напряженно-деформированное состояние поршня, — организация процесса сгорания топлива в цилиндре, от эффективности которого зависят экономические и экологические параметры, а также его надежность и долговечность. Для решения задачи по организации процесса сгорания необходимо ответить на следующие вопросы:

➢ какие факторы влияют на организацию рабочего процесса;

➢ какие параметры рабочего процесса влияют на его эффективность и характеристики этих параметров;

➢ какая форма камеры сгорания оптимальна;

➢ какие параметры топливной струи необходимы для организации процесса;

➢ какие параметры воздухоснабжения и продувки обеспечат необходимые условия для организации процесса.

Математические модели для описания рабочего процесса могут быть реализованы, например, в прикладных модулях для пакета ALLBEA (специалистами УГАТУ, г. Уфа, и другими разработчиками). Наличие ряда необходимых (основных и вспомогательных) моделей процесса в камере сгорания двигателя в пакете ALLBEA (или интеграция с готовыми моделями для расчета показателей рабочего процесса из других пакетов) позволит ответить на поставленные вопросы и

подготовить информацию для геометрического построения формы камеры сгорания. Отработанные методики моделирования и программное обеспечение будут применимы для моделирования и на дальнейших этапах расчетных исследований.

Таким образом, располагаемое информационное пространство позволяет обоснованно определять не только диаметр цилиндра и ход поршня, но и количество цилиндров, необходимых для получения заданной мощности, а также сформировать конструкцию и количество поршневых колец для герметизации камеры сгорания и снижения расхода масла на угар. При определении геометрических параметров камеры сгорания возможно использование таких отечественных программ, как, например, «Дизель РК1», «Дизель РК2» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Следующий фактор, который необходимо учитывать при определении диаметра цилиндра, — уровень механических потерь в сопряжениях уплотняющей части поршня «поршневые кольца—цилиндр». Как известно, поршневые кольца подвержены значительному силовому и температурному воздействию от газовых сил и сил трения. Конструкция поршневого комплекта должна обеспечить герметизацию камеры сгорания, а также способствовать снижению температуры уплотняющей части поршня. Герметизация камеры сгорания осуществляется за счет более полного прилегания торцевой поверхности кольца к стенке цилиндра. При этом чем больше диаметр цилиндра, тем выше потери на трение в трибосопряжениях «цилиндр—поршневые кольца—поршень», соответственно целесообразно диаметр цилиндра уменьшать. Кроме этого, при формировании облика поршневого кольца необходимым условием является обеспечение торцевого зазора в замке с учетом тепловой деформации кольца и стенки цилиндра на всех режимах работы двигателя.

Формирование облика частей поршня возможно на основе использования комплекса программ разработки ЮУрГУ: «Орбита-поршень» Версия 1.0 № 950326 [5], «Орбита-поршень 2» «Комплекс программ анализа динамики трибосопряжения "поршень—цилиндр"»[6], «Орбита- поршень 3» «Комплекс программ для исследования трибосопряжения "поршень—цилиндр"»[7], «Поршень-КОНТАКТ» [8], позволяющих выполнять анализ динамики трибосопряжений «поршень—цилиндр» с учетом оптимизации геометрических параметров профиля образующей поверхности юбки поршня, а также профиля рабочей поверхности поршневых колец с использованием программ оптимизации на основе Парето (Парето—оптимальные решения) [9].

Формирование облика коленчатого вала и его элементов

В формировании облика двигателя существенная роль отводится формированию облика коленчатого вала с учетом влияния на условия его работы крутильных колебаний, уравновешиваемости, прочностного и гидромеханического анализа сопряжений.

Определение и оптимизация схемы расположения элементов коленчатого вала также относится к стратегическим решениям при формировании конструкции двигателя на момент его создания и на перспективу.

К факторам, влияющим на формирование конструкции коленчатого вала двигателя можно отнести: условия, при которых обеспечивается равномерность хода и уравновешенность двигателя, равномерное нагружение элементов коленчатого вала и наименьшее напряжение от крутильных и изгибных колебаний.

Кроме этого, необходимым элементом обеспечения работоспособности двигателя, является согласование системы смазывания с трибомеханическими характеристиками подшипников скольжения или качения. На этапе формирования системы смазывания целесообразно создать электроаналоговую модель подвода масла к поверхностям трибосопряжений, а в дальнейшем воспользоваться соответствующей программой гидравлического расчета «Системы автоматизированного проектирования систем смазки «Смазка», версия 1.0 [10].

Так как вопросы уравновешивания двигателей и снижения крутильных колебаний решены давно и достаточно успешно, их решение целесообразно выполнять с использованием доступных инструментов в рамках информационного пространства.

Для решения задачи по обоснованному определению размеров элементов коленчатого вала необходимо ответить на следующие вопросы:

- ➢ какие факторы влияют на формирование размера радиуса кривошипа;
- ➢ какие факторы влияют на формирование размера диаметра шеек коленчатого вала;
- ➢ какие факторы влияют на формирование размера длины шейки коленчатого вала;
- ➢ какие факторы влияют на формирование геометрии щеки и противовеса коленчатого вала.

Как известно, ход поршня определяется радиусом кривошипа, а размеры шеек частотой вращения коленчатого вала двигателя. При этом необходимо учитывать, что значение хода поршня будет зависеть от диаметра цилиндра как функции литрового объема двигателя. В то же время размер кривошипа формирует геометрические пара-

метры картера и поддона, значения которых обычно определяют массогабаритные параметры двигателя. Таким образом, последовательное формирование связанных задач позволяет конструировать схему информационного пространства.

Геометрические размеры шеек коленчатого вала в основном формируются исходя из необходимости обеспечения прочностных параметров с учетом действия знакопеременных сил и крутильных колебаний. При этом геометрические параметры и расположение противовесов также закладываются в конструкцию коленчатого вала и формируют его облик.

Важным параметром при формировании конструкции кривошипа в целях обеспечения оптимальных гидромеханических параметров подшипников скольжения является выбор соотношений длины и диаметра шейки коленчатого вала, который основывается на решении взаимосвязанных задач: динамики шипа на смазочном слое под действием внешней нагрузки и реакции смазочного слоя, а также гидродинамической теории смазки для определения распределения давлений и температуры в слое смазочной жидкости. Расчеты геометрических размеров могут быть выполнены в термогидродинамической (неизотермической) постановке задачи с использованием программы «ТЕМПО», версия 1.0 «Программа гидродинамического и теплового расчета сложнонагруженных опор скольжения» [11], «ТЕМПО-2» «Программа теплового расчета сложнонагруженных опор жидкостного трения в термогидродинамической (неизотермической) постановке» [12].

Исходными данными для определения таких конструктивных параметров коленчатого вала, как диаметр и ширина шеек, номинальный диаметральный зазор в подшипнике, диаметр маслоподводящего отверстия на поверхности шейки, а также начальный угол расположения маслоподводящего отверстия, служат результаты расчетных исследований рабочего процесса двигателя, а также кинематики и динамики КШМ. Реализация расчетных исследований, позволяющих сформировать облик коленчатого вала, базируется на применении комплекса программ, таких как «Программа исследований характеристик динамически нагруженных трибосопряжений с учетом процессов тепломассообмена в смазочных слоях и граничных режимов трения», «Граничный слой» [13] и «Ротор» «Программа гидродинамического расчета опор скольжения многоопорных тяжелонагруженных роторов» [14].

Оценка возможности применения и рекомендации по использованию синтетических и полусинтетических масел, а также смазочных материалов с большим количеством присадок можно отнести к неньютоновским маслам, поэтому для расчета гидромеханических характеристик узлов трения смазываемых такими маслами может быть использован комплекс программ «Неньютон» («Комплекс программ для исследования работы сложнонагруженных опор трения, работающих на неньютоновских маслах») [15], а также «Неньютон-II» («Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах») [16].

Определение геометрических параметров трибосопряжений при возникновении условий с граничным режимом трения может быть реализован с применением программы «Граничный слой» («Программа исследований характеристик динамически нагруженных трибосопряжений с учетом процессов теплообмена в смазочных слоях и граничных режимов трения») [13], позволяющей выполнять такой расчет с учетом процессов тепломассообмена.

Формирование облика поршневого пальца и шатуна

Следующим этапом формирования конструкции ЦПГ и КШМ двигателя является обоснование геометрических размеров поршневого пальца и шатуна.

Формирование диаметра поршневого пальца определяется исходя из требований к его прочности. При этом необходимо принять во внимание, что диаметр пальца формируется с учетом значений диаметрального размера цилиндра, толщины стенок юбки поршня, значением размера между юбкой поршня и наружной поверхностью верхней головки шатуна, а также значением толщин головки шатуна. Толщина стенки верхней головки шатуна, в свою очередь, будет зависеть от действующих значений инерционных сил поршневого комплекта. Толщина стенки поршня формируется с учетом значений действующей нормальной силы, прочностных параметров выбранного материала юбки поршня и определяется действующими значениями напряжений от сил давления газов.

Длина поршневого пальца определяется с учетом диаметра цилиндра, а также конструктивных особенностей крепления пальца, ограничивающих его перемещение, от действия случайных сил вдоль бобышек поршня, возникающих вследствие несоосности и упругой деформации поверхностей.

Следующий этап формирования облика и размеров деталей ЦПГ — определение геометрических размеров сечения стенки верхней головки шатуна, которая формируется под действием инерционных сил поршневого комплекта ЦПГ.

При этом различная направленность и величины действующих газовых и инерционных сил определяют размеры верхней и нижней частей бобышек, а также размеры верхней и нижней головки шатуна.

Формирование конструкции и длины стержня шатуна складывается из необходимости обеспечения высоких прочностных свойств, а также оптимального соотношения длины шатуна к радиусу кривошипа.

Для оценки гидромеханических параметров смазочного слоя и формирования геометрических размеров верхней головки шатуна можно использовать программы расчета подшипников скольжения, описанные выше. Учитывая, что сопряжение работает в условиях, близких к граничному трению, наряду с программой «ТЕМПО-2» [12] целесообразно использовать программу «Граничный слой» [13].

Формирование нижней головки шатуна базируется на результатах прочностного анализа и предварительного выбора диаметра шатунной шейки.

Параметром, характеризующим размер нижней головки шатуна, является диаметр шатунной шейки, значение которого должны обеспечивать надежную работу сопряжения при воздействии крутильных и изгибных колебаний.

Лимитирующим фактором при определении длины и параметров сечения шатуна является обеспечение достаточной жесткости и прочности стержня шатуна для передачи усилия от газовых сил к шатунной шейке коленчатого вала.

Формирование критериев и условий оптимизации элементов и деталей двигателя

При создании виртуального облика двигателя существенная роль должна отводиться многофакторной оптимизации как одного из методов снижения расходов при организации работ по CAE, CAD, CAM. В этом случае важная роль отводится определению функции цели и системы ограничений для тех элементов двигателя, где эта оптимизация необходима.

В качестве примера критерием оптимизации такого параметра, как литровый объем двигателя, можно выбрать: удельный эффективный расход топлива g_e, уровень напряженно-деформированного и теплового состояний уплотняющей части поршня, выбросы с отработавшими газами NO_x; CH_x; CO.

Таким образом, пространство изменяющихся параметров для оптимизации диаметра цилиндра и хода поршня может быть представлено в виде восьмимерного вектора:

$$Q = (D_ц; S_п; g_e; G_т; T\,^\circ C; NO_x; CN_x; CO),$$

где $D_ц$ — диаметр цилиндра, $S_п$ — ход поршня, $G_т$ — расход топлива.

Указанные параметры определяются по результатам расчета рабочего цикла двигателя, а также расчета теплового и напряженно-деформированного состояния деталей камеры сгорания. Кроме этого, на значения варьируемых параметров g_e, $T\,^\circ C$ накладывается ряд дополнительных ограничений.

В этом случае функция цели может быть представлена в виде вектора функции качества $J(N_e; p_z; G_т; G_м) = \text{opt}$, тогда путь решения данной многокритериальной задачи состоит в выделении множества Парето и организации на нем поиска оптимального решения [9]. В процессе оптимизации должно обеспечиваться получение значений критериев вектор-функции:

$N_e = \sup$ — наибольшее значение литровой мощности;

$p_z = \inf$ — наименьшее значение максимального давления цикла;

$G_т = \inf$ — наименьшее значение расхода топлива;

$G_м = \inf$ — наименьшее значение расхода масла на угар.

Обычно такая задача формируется как задача векторной оптимизации. Проектирование реальных объектов с учетом многих критериев, как правило, носит характер эвристического итерационного процесса: исследователь рассматривает различные варианты модели, оценивает результаты, уточняет постановку задачи, снова решает и анализирует новые варианты. Этот процесс также целесообразно автоматизировать, что повысит быстродействие и качество системы и снизит влияние человеческого фактора. Программы по оптимизации смазочного слоя были разработаны в соответствии с материалами, представленными в работе [9].

Следующим этапом по упорядочиванию использования программ будет составление каталога и базы данных, обеспечивающих выполнение расчетных исследований и формирование результатов расчета в виде исходных данных для организации работ в CAD.

Анализ представленных материалов показывает, что в статье представлены не все методы и не описаны все программы, на которые еще можно ссылаться при формировании конструкции тех или иных узлов и деталей.

В данной статье представлены лишь некоторые материалы только двух школ, инициаторов формирования информационного пространства. Это школа профессора Б.П. Рудого Уфимского авиационного университета и школа профессора В.Н. Прокопьева Южно-Уральского государственного университета, а также специалистов ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» ГСКБД. Авторы предлагают ведущим российским научным школам

присоединиться к формированию информационного пространства.

Литература

1. *Мацкерле Ю.* Современный экономичный автомобиль / пер. с чешск. В. Б. Иванова; под ред. А.Р. Бенедиктова. — М. : Машиностроение, 1987. — 320 с.

2. *P.T.Anastas, J.C.Warner.* Green Chemistry: Theory and Practice, Oxford University Press, New York, 1998. — P. 30.

3. *Еникеев Р.Д., Черноусов А.А.* Проектирование и реализация пакета прикладных программ для анализа и синтеза сложных технических объектов / Вестник УГАТУ. — 2012. — Т. 16, № 5 (50). — С. 60–68.

4. *Еникеев Р.Д., Черноусов А.А.* Программный пакет ALLBEA: задачи интеграции с информационной средой проектирования ДВС // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 37–40.

5. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 950326. Пакет прикладных программ «Орбита-Поршень», версия 1.0/ В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, А.П. Маслов, Н.А. Хозенюк. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 19.09.1995.

6. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2002611824. Комплекс программ анализа динамики трибосопряжения «поршень–цилиндр» «ОРБИТА-ПОРШЕНЬ-2», Ю.В. Рождественский, Г.И. Плешаков, А.П. Маслов, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк. Зарегистрировано российским агентством по патентам и товарным знакам 23.10.2002.

7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2005610094. Комплекс программ анализа динамики трибосопряжения «поршень–цилиндр» «ОРБИТА-ПОРШЕНЬ-3», Ю.В. Рождественский, Г.И. Плешаков, А.П. Маслов, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк. Зарегистрировано Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам 11.01.2005.

8. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012661032. Программа расчета гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень–цилиндр» с учетом контактного взаимодействия поверхностей трения и изменения температуры смазочного слоя «Поршень-контакт», Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, Е.А. Задорожная, А.А. Дойкин, И.Г. Леванов. Зарегистрировано Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам 05.12.2012.

9. *Жилинскас А., Шалтянис В.* Поиск оптимума: компьютер расширяет возможности / А. Жилинскас, В. Шалтянис. — М. : Наука, 1989. — 128 с.

10. Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2002611898. Система автоматизированного проектирования систем смазки «Смазка», версия 1.0, И.С. Петров, К.И. Погодин, С.Р. Сиврикова, А.В. Шумилов. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 06.11.2002.

11. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2001610243. Программа гидродинамического и теплового расчета сложнонагруженных опор скольжения «ТЕМПО», версия 1.0, В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк. И др. Зарегистрировано российским агентством по патентам и товарным знакам 05.03.2001.

12. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011618908. Программа теплового расчета сложнонагруженных опор жидкостного трения в термогидродинамической (неизотермической) постановке «ТЕМПО-2», Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев. Зарегистрировано Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам 16.11.2011.

13. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 20126617386. Программа исследований характеристик динамически нагруженных трибосопряжений с учетом процессов тепломассообмена в смазочных слоях и граничных режимов трения. И.В.Мухортов, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, К.В. Гаврилов Зарегистрировано Федеральной службой по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам 16.08.2012.

14. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 980414. Программа гидродинамического расчета опор скольжения многоопорных тяжелонагруженных роторов «Ротор», В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 07.07.1998.

15. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2004611345. Комплекс программ для исследования работы сложнонагруженных опор трения, работающих на неньютоновких маслах «Неньютон», В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, И.В. Андрющенко. Зарегистрировано российским агентством по патентам и товарным знакам 01.06.2004.

16. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2007613507. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновких маслах «Неньютон-II», В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов. Зарегистрировано российским агентством по патентам и товарным знакам 20.06.2007.

УДК 621. 43.013

МЕТОД РАСЧЕТА СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ СТАЦИОНАРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

В.М. Гребнев, технический директор ОАО «Волжский дизель им Маминых»
А.В. Разуваев, д.т.н., проф,
Балаковский институт техники, технологии и управления (филиал)
ФГБОУ ВПО «Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина»
Д.А. Костин, аспирант,
ФГБОУ ВПО «Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина»

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.

При эксплуатации энергетических установок с поршневыми ДВС для улучшения их характеристик возможно применение систем утилизации теплоты.

Все системы утилизации теплоты ДВС принято подразделять:

- на системы внутренней утилизации теплоты;
- системы внешней утилизации теплоты.

Под внутренней утилизацией теплоты понимают ее использование для улучшения технических, экономических и экологических показателей двигателя в условиях эксплуатации.

Внешняя утилизация теплоты используется для нужд различных внешних потребителей, непосредственно не связанных с энергетическими установками (ЭУ) с ДВС.

В ситуациях, когда имеется сдвиг по времени между выработкой и потреблением тепловой энергии, в системах утилизации целесообразно применять аккумулирование тепловой энергии. Для этих целей предпочтительно применять накопители тепловой энергии на основе веществ, претерпевающих фазовый переход плавление–кристаллизация.

На рис.1 представлена структурная схема вариантов утилизации теплоты ЭУ с ДВС.

Однако следует понимать, что окончательное решение о целесообразности утилизации того или иного вида теплоты необходимо принимать только после всестороннего анализа капитальных и эксплуатационных затрат ЭУ в целом, а также для решения некоторых специальных задач.

В настоящее время децентрализованное энергоснабжение практически всех автономных объектов осуществляется раздельно: электроснабжение — от дизельных электростанций; теплоснабжение — от котельных установок.

Как уже отмечалось, коэффициент использования теплоты (КИТ) сжигаемого топлива при раздельном энергоснабжении не превышает для дизельных электростанций (ДЭС) 32–38 % и котельных установок 70–80 %, и существенно повысить его в настоящее время за счет совершенствования каждого из энергоисточников не представляется возможным. Увеличить КИТ для ДЭС до 85 % и более можно только путем комбинированной выработки тепловой и электрической энергии за счет комплексной утилизации теплоты ДВС.

Но стоит оговориться, что идея повышения КИТ для ДЭС практически в два раза путем утилизации теплоты ДЭС не является принципиально новой.

В настоящее время большинство судовых силовых установок с ДВС оборудованы системами утилизации теплоты, как для теплофикационных целей, так и для повышения КПД собственно двигателя (с помощью паротурбоагрегатов).

В некоторых случаях, когда это позволяют массогабаритные показатели, системы утилизации

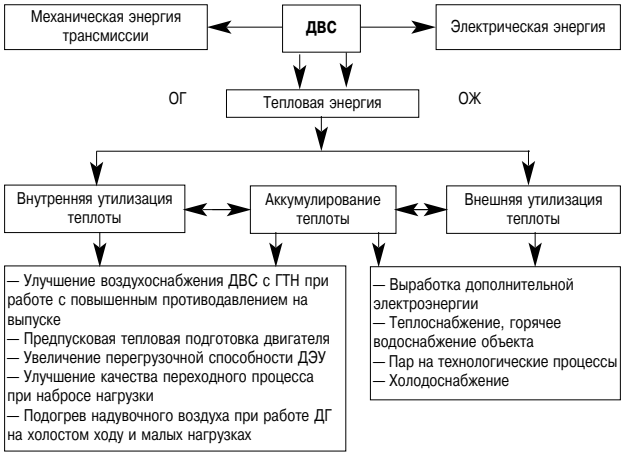


Рис. 1. Структурная схема вариантов утилизации теплоты ЭУ с ДВС

теплоты применяются в автотракторных ДВС в основном для обогрева пассажирских салонов и кабин транспортных средств.

Условия эксплуатации источников энергии стационарных автономных объектов с учетом их различного назначения существенно отличаются от соответствующих условий транспортных установок, в том числе морских и речных судов и автотракторной техники.

Во-первых, электрические и тепловые нагрузки стационарных потребителей изменяются значительно чаще и в более широком диапазоне, причем максимумы годовых и суточных графиков электро- и теплопотребления на автономных объектах, как правило, не совпадают.

Во-вторых, существенное преобладание тепловой нагрузки над электрической (соотношение между максимальными величинами находится в пределах от 1,4 до 4) не позволяет обеспечить потребителей тепловой энергией только за счет утилизации тепла от ДЭС. Восполнить недостающее количество теплоты можно за счет усложнения теплоутилизационных схем путем включения в их состав пиковых котлов, аккумуляторов теплоты и т. п.

В-третьих, в соответствии с нормами проектирования расчетная температура воды в обратном трубопроводе системы отопления автономных объектов принимается обычно 343 К. В то же время температурный уровень потерь теплоты с охлаждающей водой в малооборотных дизелях существенно ниже. Следовательно, утилизация теплоты охлаждающей ДЭС воды для целей отопления без повышения ее температурного уровня в ряде случаев невозможна. В отношении ДВС типа ЧН21/21 это касается температурного уровня контура охлаждения наддувочного воздуха и моторного масла.

Проведенный анализ и обзор систем утилизации ведущих зарубежных производителей ДВС показал, что зарубежные фирмы идут по пути создания мини-ТЭЦ на базе ДВС с внешней утилизацией теплоты.

Необходимо отметить следующие их особенности.

1. В качестве ДВС используются, как правило, газовые двигатели. Преимущества газового топлива хорошо известны. Наряду со значительным уменьшением выбросов вредных веществ с отработавшими газами, в газовых двигателях имеет место минимальное загрязнение поверхностей деталей цилиндропоршневой группы и газовыпускного тракта, а также теплоутилизационных поверхностей теплообменных аппаратов даже при работе на малых нагрузках.

2. Большинство двигателей зарубежного производства имеют, как правило, высокотемпературные системы охлаждения, что несомненно расширяет возможности утилизации теплоты охлаждающей жидкости ДВС.

3. Эффективность работы мини-ТЭЦ существенно зависит от рационального согласования режимов генерирования и потребления производимых видов энергии, поэтому зарубежные фирмы, имеющие достаточный опыт производства и эксплуатации таких установок, обычно требуют от заказчиков предоставления достоверных графиков тепловых и электрических нагрузок. Под известные графики подбирается теплоутилизационное оборудование и режимы работы энергоустановок. Установки, разработанные по такому принципу, получили название когенерационных установок.

Система утилизации теплоты отработавших газов, охлаждающей жидкости, моторного масла и надувочного воздуха ДВС для нужд теплоснабжения получила название «система комплексной утилизации теплоты» (СКУТ).

Так как в течение года на территории России расход теплоты на отопление объекта изменяется от минимального в летний период (возможно его отсутствие) до максимального в зимний период, СКУТ может работать в различных эксплуатационных режимах и вариантах. Рассмотрим эти варианты подробнее.

Первый вариант. Количество теплоты, полученной от СКУТ, достаточно для обеспечения потребителя тепловой энергией на отопление, горячее водоснабжение или технологические нужды. Например, при расходе тепловой энергии на отопление весной или ранней осенью, когда отопительный сезон только начинается либо заканчивается.

Необходимое количество тепловой энергии нужно рассчитывать в зависимости от конкретных условий потребителя, а именно наружной температуры окружающего воздуха, вида и назначения зданий (жилые, производственные помещения и т. д.) либо технологические нужды производства.

В данном случае количество теплоты, вырабатываемое СКУТ, будет поддерживаться системой автоматики, обеспечивая необходимый расход газов через котел-утилизатор. Данный случай можно отнести к самому простому и оптимальному варианту применения СКУТ от стационарного ДВС.

Второй вариант. При работе ДВС на среднеэксплуатационных режимах, когда количество тепловой энергии, вырабатываемой СКУТ, в целом достаточно для потребителя (теплоснабжение, горячее теплоснабжение и т. д.), однако наблюдается дефицит теплоты при пике тепловых нагрузок. В этом случае недостаток в тепловой

энергии, получаемой от системы утилизации, может компенсировать тепловой аккумулятор, который рассчитывается из условия, что его энергоемкость будет достаточной для «сглаживания» недостатка теплоты.

Третий вариант. Величина тепловой мощности, необходимая потребителю, превосходит возможности выработки теплоты СКУТ. В данном случае необходимо знать графики тепловой и электрической нагрузки на ДВС (реальный, статистический или оценочный) для расчета количества теплоты, которое можно получить от СКУТ. Далее график электрической нагрузки пересчитывается в график тепловой мощности, получаемой от системы утилизации. Наличие графика тепловой нагрузки потребителя позволяет рассчитать количество теплоты, необходимое для «добавки» к полученной тепловой энергии.

Разность тепловых мощностей, производимой СКУТ и необходимой потребителю, компенсируется установкой дополнительного источника теплоты, например водогрейного котла, работающего на том же топливе, что и ДВС. При наличии двутопливных двигателей (например, газодизель) водогрейный котел выбирают по результатам расчета экономической целесообразности применения того или иного вида топлива, а также возможности его транспортировки к месту назначения.

При работе двигателя на генератор коэффициент полезно используемой теплоты сгорания топлива составляет 35–38 %, а с применением СКУТ он может быть равен 80–90 %.

Уравнение теплового баланса двигателя ЭУ имеет вид:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_{онв} + Q_г + Q_м + Q_{ост}, \quad (1)$$

где Q_o — общее количество теплоты введенной в двигатель с топливом на определенном режиме; Q_e — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; $Q_{охл}$ — теплота, отданная охлаждающей жидкости двигателя; $Q_{онв}$ — теплота, отданная охлаждающей жидкости в охладителе надувочного воздуха; $Q_г$ — теплота, уносимая с отработавшими газами; $Q_м$ — теплота, отданная маслу; $Q_{ост}$ — остаточный член теплового баланса (не учтенные составляющими теплового баланса).

Схема системы утилизации теплоты ДВС для расчета ее параметров представлена на рис. 2.

В общем виде количество теплоты, необходимое для объекта (потребителя) $Q_{потр}$, будет равно количеству теплоты, вырабатываемой системой комплексной утилизации $Q_{СКУТ}$, и при ее нехватке — в дополнительном источнике теплоты $Q_{ДИТ}$ (пиковом котле):

$$\Sigma Q_{потр} = \Sigma Q_{СКУТ} + Q_{ДИТ}. \quad (2)$$

При этом следует отметить, что данное количество теплоты в течение относительно длительного периода времени (суток, двое, трое и т. д) может оставаться неизменным и зависит от внешней температуры воздуха, его скорости, теплотехнических параметров материала, из которого изготовлено здание, и т. п.

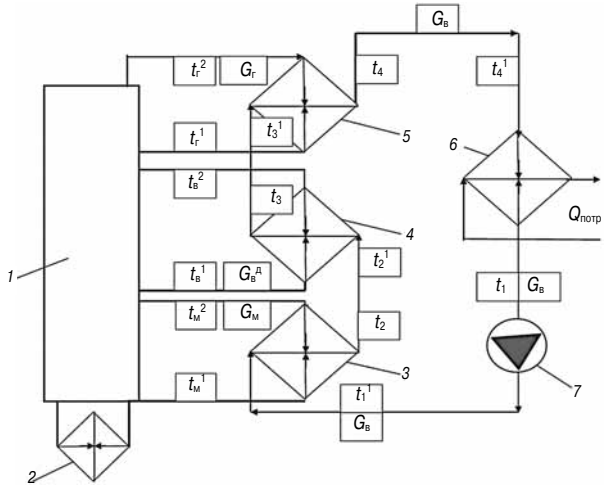


Рис. 2. Схема системы утилизации теплоты ДВС для расчета ее параметров:

1 — дизель-генератор; *2* — водо-водяной теплообменник (охлаждение надувочного воздуха); *3* — водомасляный теплообменник (охлаждение масла); *4* — водо-водяной теплообменник (система охлаждения двигателя); *5* — водо-газовый теплообменник; *6* — водо-водяной теплообменник потребителя; *7* — автономный водяной насос системы утилизации

Система отопления должна покрывать потери теплоты (теплопотери) помещениями через ограждающие конструкции, то есть через стены, окна, двери, пол, потолок. Эти теплопотери неизбежны, когда температура внутри помещения выше температуры наружного воздуха или смежных помещений. Величины этих потерь зависят от коэффициента теплопередачи, площади ограждаемых конструкций, соприкасающихся с наружным воздухом, и разности температур воздуха внутри помещения и снаружи.

Необходимую тепловую энергию для объекта или потребителя (или группы потребителей), обозначенную как $\Sigma Q_{потр}$, можно рассчитать с достаточной точностью (при необходимости проводится уточненный расчет по имеющимся методикам расчета теплопотерь зданий и сооружений на стадии проектирования или имеющегося сооружения) по формуле

$$Q_{потр} = q_o(t_в - t_н)V \cdot a, \quad (3)$$

где $Q_{потр}$ — теплопотери зданием, ккал/ч; (при наличии группы зданий берется сумма теплопотерь от этих зданий); q_o — удельная тепловая характеристика, ккал/ч м^3 °С (берется из соответствующих таблиц); V — объем здания, м^3 (по наружному обмеру определяется расчетом); a — коэффициент, учитывающий изменение удельной тепловой характеристики зданий в зависимости

от расчетной температуры наружного воздуха, (берется из соответствующих таблиц); $t_в$ — температура внутри помещения, °С, зависит от назначения помещения; (жилое, производственное и т. д.) и берется из рекомендуемых таблиц; $t_н$ – температура наружного воздуха, °С, зависит от климатической зоны эксплуатации объекта (помещения) и берется из рекомендуемых таблиц.

Теплота $Q_{СКУТ}$, которую можно получить от теплоэнергетического комплекса в составе ДВС и СКУТ, определяется как

$$\Sigma Q_{СКУТ} = Q_м + Q_{охл} + Q_г. \quad (4)$$

Данное количество теплоты должно использоваться в первую очередь, и если его не хватает для отопления конкретного объекта, то дополнительное количество тепловой энергии обеспечивает дополнительный источник теплоты — пиковый котел.

По имеющемуся графику электрических нагрузок потребителей можно определить количество теплоты, вырабатываемое системой утилизации за технологический цикл нагружения.

Составляющие количества теплоты $\Sigma Q_{СКУТ}$ (уравнение 4) для выбранного источника электроснабжения объекта (при известном графике электрических нагрузок) в общем случае являются функцией эффективной нагрузки дизель-генератора. Поэтому для практических целей эти составляющие могут быть представлены регрессионными зависимостями вида $Q = f(P_e)$

Так, например, для определения регрессионных зависимостей составляющих теплового баланса двигателя типа 6ЧН21/21 от его нагрузки были проведены экспериментальные исследования по определению этих параметров. Экспериментальные исследования проводились на дизель-генераторе мощностью 630 кВт и n = 1500 об/мин и газовом двигатель-генераторе мощностью 500 кВт и n = 1000 об/мин по специально разработанной программе на стендах ОАО ВДМ.

После определения статей теплового баланса и приведения их к нормальным условиям, были получены следующие зависимости для дизель-генератора:

$$\begin{aligned} Q_м &= -2{,}047 + 1{,}639P_e - 0{,}006P_e^2; \\ Q_{охл} &= 5{,}878 + 1{,}298P_e - 0{,}003P_e^2; \\ Q_г &= -18{,}647 + 1{,}452P_e - 0{,}002P_e^2; \end{aligned} \quad (5)$$

аналогично для газового двигатель-генератора:

$$\begin{aligned} Q_г &= 56{,}01 - 0{,}269P_e + 0{,}01P_e^2 ; \\ Q_{охл} &= 109{,}988 - 0{,}001P_e + 0{,}0002P_e^2; \\ Q_м &= 102{,}943 + 0{,}168P_e - 0{,}002P_e^2, \end{aligned} \quad (6)$$

где тепловые и электрические мощности приведены в кВт.

Зная величины и зависимости теплопотоков от системы утилизации ДВС, в зависимости от нагрузки на ЭУ рассчитывается количество теплоты, получаемое от СКУТ на каждом режиме работы ЭУ. Это необходимо для расчета емкости теплового аккумулятора, который «сглаживает» изменение тепловой мощности при изменении электрической. В данном случае не учитывается тепловая инерция СКУТ, так как она будет примерно одинаково влиять на систему отопления при набросе и сбросе электрической нагрузки на ЭУ.

При отсутствии данных по изменению статей теплового баланса для конкретного двигателя можно принять их по имеющимся данным двигателя-аналога или близкого по конструктивным и удельным параметрам.

Рассчитать среднюю эксплуатационную тепловую мощность можно по известному значению средней эксплуатационной электрической мощности ДВС или его аналога по данному режиму работы.

Расчет количества тепловой энергии, которое должен дополучить потребитель при его нехватки от СКУТ, определяется как:

$$Q_{ДИТ} = \Sigma Q_{ПОТР} - \Sigma Q_{СКУТ}. \quad (7)$$

Эта величина является переменной и также зависит от электрической нагрузки на ДВС. Как уже отмечалось ранее в данной работе, приоритетной для первоиспользования является теплота, полученная от СКУТ и затем уже от ДИТа (пикового котла) — этот алгоритм закладывается в систему автоматики всего теплоэнергетического комплекса.

Полную мощность ДИТа рекомендуется принимать равной тепловой мощности системы отопления, что гарантирует отсутствие возможности размораживания системы отопления при минимальной в данной климатической зоне температуре наружного воздуха в случае аварийного выхода из строя ДВС или СКУТ.

Таким образом, разработанный алгоритм и методика расчета количества теплоты, получаемой от теплоэнергетического комплекса за счет применения утилизации теплоты ДВС, позволяет:

- значительно сократить время расчета количества теплоты для обеспечения объекта от системы утилизации теплоты ДВС, а также варьируя значениями, входящими в этот расчет, дает возможность подобрать рациональные параметры теплообменного оборудования, входящего в СКУТ;
- ввести в алгоритм системы автоматики приоритетность использования теплоты от СКУТ;
- разработать алгоритм и техническое задание на систему автоматики теплоэнергетического комплекса в составе ДВС и СКУТ, непосредственно связанных с объектом потребления теплоты;
- рассчитать экономический эффект на стадии проектных предложений или разработки

бизнес-плана от применения теплоэнергетического комплекса в составе ДВС и СКУТ для отопления объекта потребителя с учетом климатической зоны эксплуатации объекта и реальных режимов работы ДГ по электрической нагрузке.

➢ полученные регрессионные зависимости статей теплового баланса двигателей в зависимости от его нагрузки или вида топлива позволит подобрать рациональные параметры теплообменного и другого оборудования, входящего в состав когенерационной, тригинирационной и комбинированной энергетической установок.

Литература

1. *Агафонов А.Н., Сайданов В.О., Гудзь В.Н.* Комбинированные энергоустановки объектов малой энергетики. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2005. — 262 с.

2. *Андрющенко А.И.* Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. — М. : Высшая школа, 1985. — 319 с.

3. *Ливенцев Ф.Л.* Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания. — Л. : Машиностроение, 1964. — 192 с.

4. *Петриченко Р.М.* Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. — Л. : Машиностроение, 1975. — 224 с.

5. *Разуваев А.В.* Поршневые двигатели внутреннего сгорания с высокотемпературным охлаждением. — Саратов : Сарат. гос. техн. ун-т, 2001. — 128 с.

6. *Агафонов А.Н., Разуваев А.В.* Совершенствование характеристик энергетических установок на базе двигателей ЧН21/21 объектов малой энергетики. — Саратов : Сарат. гос. техн. ун-т, 2006. — 148 с.

7. *Селиверстов В.И.* Утилизация тепла в судовых дизельных установках. - Л. : Судостроение, 1973. — 218 с.

8. *Кривов В.Г., Агафонов А.Н.* Предложения по созданию комбинированных малых теплоэлектроцентралей на базе поршневых и газотурбинных двигателей с утилизацией теплоты // Двигателестроение. — 1998. — № 2. — С. 3–5.

ПАМЯТИ В.И. ТОЛШИНА



19 ноября 2013 г. на 90 году жизни скончался доктор техничеких наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ, участник Великой Отечественной войны

Толшин Валерий Иннокентьевич

Валерий Иннокентьевич Толшин после окончания с отличием в 1948 г. дизельного факультета Высшего Военно-морского инженерного училища им. Ф.Э. Дзержинского служил на кораблях ВМФ. Научная карьера В.И. Толшина началась в Ленинграде после окончания в 1958 г. с золотой медалью Военно-морской академии кораблестроения и вооружения по специальности «Корабельные энергетические установки». За время службы научным сотрудником сначала в Военно-морском научно-исследовательском институте и последующей научно-преподавательский деятельности в ВИТУ (Военно-инженерный технический университет) им были подготовлены и успешно защищены кандидатская и докторская диссертации. Военный этап научно-технической карьеры д.т.н., профессора В. И. Толшина завершился в должности начальника кафедры «Двигатели и базовые машины» в Военно-инженерной академии им. В.В. Куйбышева.

После ухода в запас проф. В.И. Толшин преподавал различные дисциплины на кафедре «Автотракторные двигатели» МАДИ, а затем, в 1980 г., возглавил кафедру «Судовые энергетические установки и автоматика» Московской государственной академии водного транспорта (МГАВТ).

Основные результаты преподавательской и научной деятельности проф. В.И. Толшина опубликованы в учебниках и многочисленных монографиях и научных статьях: «Автоматизация энергетических установок» (ВИТУ, 1974 г.); «Автоматизация СЭУ» (МГАВТ, 2002 и 2004 г.); «Устойчивость параллельной работы дизель-генераторов» 1970 г.; «Переходные процессы в дизель-генераторах» (в соавторстве с Е.С. Ковалевским, 1972 г.); «Форсированные дизели. Переходные процессы. Регулирование», 1994 г.; «Режимы работы и токсичные выбросы судовых дизелей» (в соавторстве с В.В. Якунчиковым, 2002 г). Под руководством В.И. Толшина в МГАВТ был оборудован для работы на природном газе и успешно прошел испытания пассажирский теплоход.

Профессором В.И. Толшиным было подготовлено 12 кандидатов технических наук по различным, в том числе специальным разделам применения ДВС. В течение многих лет он работал в составе диссертационного совета при МГАВТ, был членом УМО по специальности «Эксплуатация СЭУ» при Морской Государственной академии им. С.О. Макарова (Санкт-Петербург), работал сопредседателем межвузовского семинара по автоматическому регулированию ДВС при МГТУ им. Баумана, поддерживал творческие связи с предприятиями дизелестроения и пароходствами, был постоянным автором научных публикаций в журнале «Двигателестроение».

Редакция журнала «Двигателестроение», коллеги, сотрудники и студенты МГАВТ выражают искренние соболезнования родным и близким в связи с кончиной известного ученого, проф. В. И. Толшина.

УДК 621.43

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

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

Растущие требования к энергосбережению на транспорте и в энергетике, а также постепенное исчерпание 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 ABB на 27 Конгрессе CIMAC, 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_x. 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 ABB;
- 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 ABB);
- 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 ABB.

Применение регулируемого механизма клапанного привода, например, системы VCM фирмы ABB, 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 характеристи-

ки двигателя в газовом режиме при долевых нагрузках за счет, например, управляемого пропуска 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 ε 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 λ_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 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 λ_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 λ_I определяется параметрами установившегося режима двигателя и зависит, главным образом, от значений массового расхода заряда и скорости двигателя n_{Eng}. Как следует из уравнения (2), коэффициент избытка воздуха λ_V определяется,

$$\lambda_V = \frac{p_{\text{Rec}} \cdot \lambda_1 \cdot H_u \cdot \eta_{\text{Mot}}}{L_{\min} \cdot p_{me} \cdot T_{\text{Rec}} \cdot R_{\text{Rec}}} - \frac{1}{L_{\min}}; \quad (1)$$

$$\lambda_V \infty p_{\text{Rec}} \cdot \lambda_1 \quad (2)$$

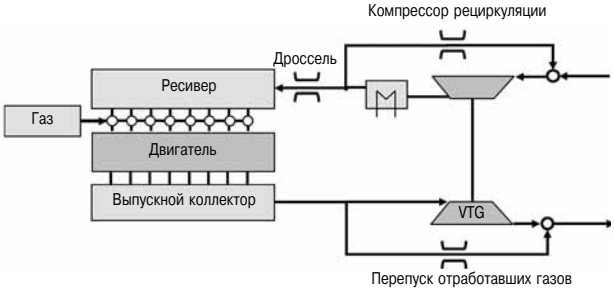


Рис. 1. Схема двигателя с элементами управления

в основном давлением наддува p_{Rec}. Если давление в ресивере, и, следовательно, λ_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 газообмена, 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 ε [10].

Для данного значения коэффициента избытка воздуха снижение объемного коэффициента наполнения цилиндра λ_I (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 λ_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 ε = 11 ... 13. Учитывая ограничения, свойственные газовому режиму, снижение КПД особенно ощутимо в дизельном режиме, где желательно иметь степень сжатия ε = 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 ε = 12. Ее повышение до обычного значения порядка ε = 16 позволит увеличить КПД цикла более чем на Δη = 5 %.

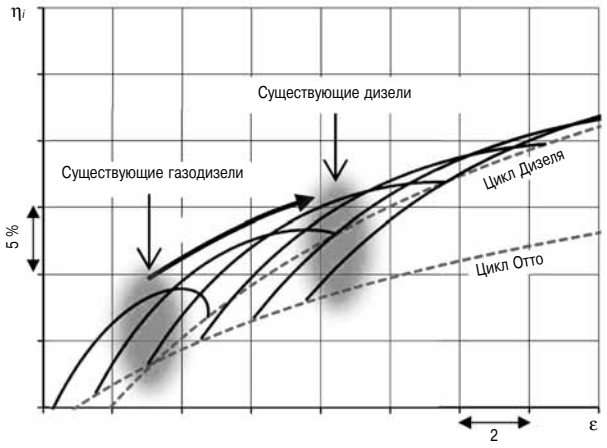


Рис. 2. КПД термодинамического цикла без тепловых потерь. Серые кривые отражают вариации между пределами изохорного и изобарного циклов для различных уровней p_{max}/p_i при постоянном уровне коэффициента избытка воздуха λ_V

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 достигнут 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 быстродействие значительно выше по сравнению со средствами управления, расположенными на стороне выпуска, поэтому для повышения приемистости двигателя при резком изме-

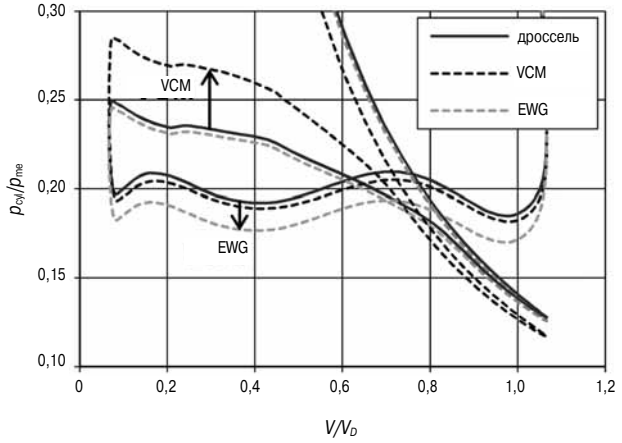


Рис. 3. Увеличение эффективности газообмена с помощью EWG и VCM, в сравнении с дроссельным клапаном (или компрессором в линии рециркуляции)

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 λ_V в соответствии с уравнением (2) коэффициент заряда λ_I 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 несгоревшей 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 p_{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 ε;
- ➢ 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, обеспечивающим 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 ABB. Хотя допущения о постоянной длительности и характере сгорания являются общепринятыми при анализе обычных газовых двигателей, предполагается, что на параметры сгорания оказывает влияние коэффициент наполнения λ_I. 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 τ_{ID}

При работе ДД в газовом режиме зажигание газовоздушной 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 проведении 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 ... 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 $n_{\text{Eng}} = 1500$ об/мин (один градус ПКВ соответствует 0,11 мс).

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

Измерения охватывали только малую часть области тех рабочих режимов (т. е значений давления и температуры в цилиндре), где удельная мощность и коэффициент заполнения λ_I 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

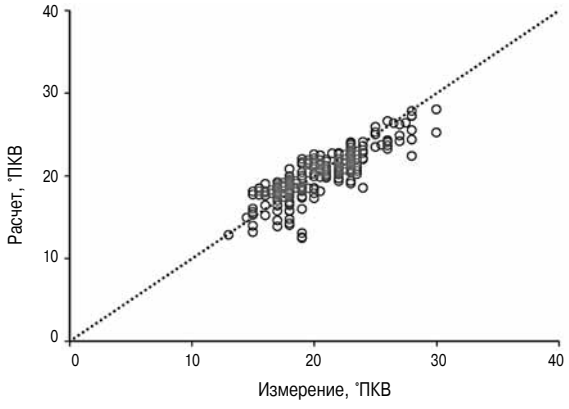


Рис. 4. Задержка воспламенения, сравнение расчетных и экспериментальных результатов

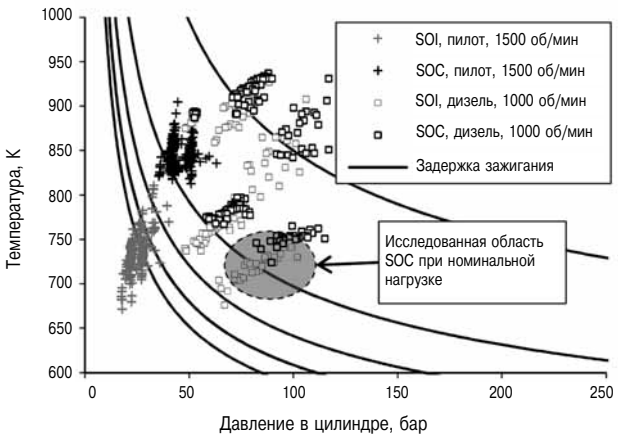


Рис. 5. Карта задержки воспламенения

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 τ_{Knock}. Согласно уравнению (4) это время зависит от температуры, давления, коэффициента избытка воздуха и состава смеси (данные факторы учитываются в параметрах модели X_1 ... X_3).

$$\tau_{\text{Knock}} = X_1 \cdot p^{-X_2} \cdot e^{X_3 / I}; \qquad (4)$$

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):

$$I_{\text{Knock}} = \int_{t_{IVC}}^{t_{end\ of\ combustion}} \frac{1}{\tau_{Knock}} \mathrm{d}t. \qquad (5)$$

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 (UHC)

Учитывая значительный парниковый эффект, создаваемый метаном (который превышает по этому показателю CO_2 примерно в 20 раз), UHC вносят свой вклад в глобальное потепление [17]. Как показано в этой работе, наибольшими выбросами UHC 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 UHC. 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 UHC.

В настоящем исследовании содержание несгоревшего топлива принято постоянным на уровне 4 % (η_u = 0,96) и независящим от нагрузки, поскольку способа моделирования этого параметра пока не существует. Данный подход дает несколько завышенные результаты по выбросам UHC 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 UHC. 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 ABB [18].

В дальнейшем более подробный анализ был проведен с использованием программного пакета ACTUS, также разработанного ABB, содержащего достаточно продвинутые средства 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

Таблица 1

Моделируемые варианты

Вариант	Система турбонаддува	p_{me}	Диаметр цилиндра	ε	Управление λ_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

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 — Δε = +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).

Идеализированная система турбонаддува

Расчеты проводились для идеализированных 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 заданных 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 ε. 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-

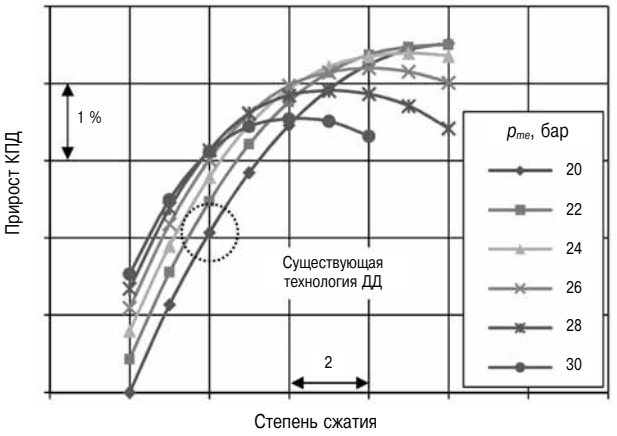


Рис. 6. Прирост КПД в зависимости степени сжатия при различных значениях p_{me}, усредненный для дизельного и газового режимов работы

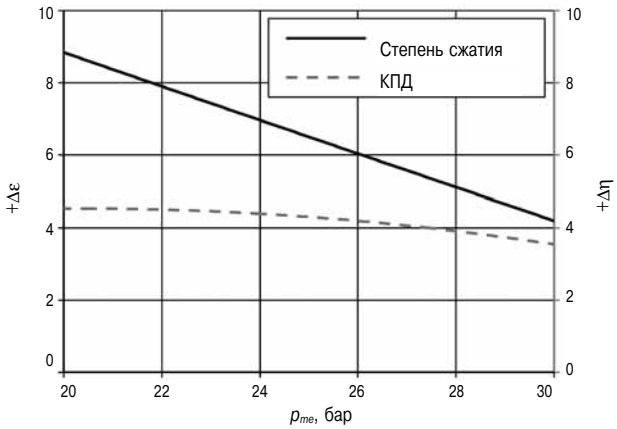


Рис. 7. Оптимальная степень сжатия и достижимый рост КПД двигателя

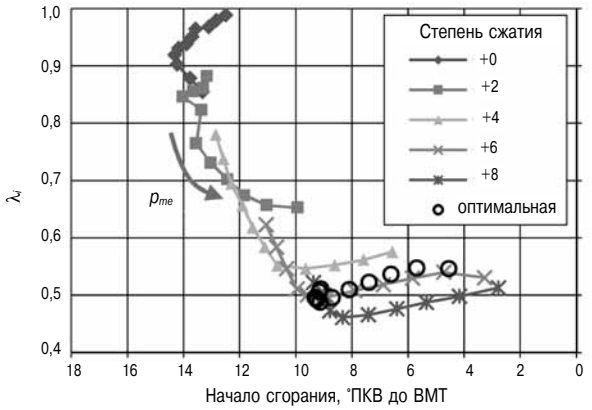


Рис. 8. Дизельный режим: коэффициент заполнения в функции от времени начала сгорания

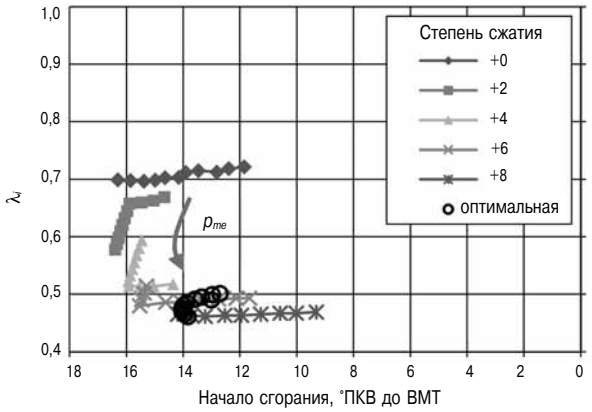


Рис. 9. Газовый режим: коэффициент наполнения в функции от времени начала сгорания

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 $\varepsilon = +8$, 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 $\lambda_l = 0{,}5 \ldots 0{,}55$ в дизельном режиме, и $\lambda_l = 0{,}45 \ldots 0{,}50$ — 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.

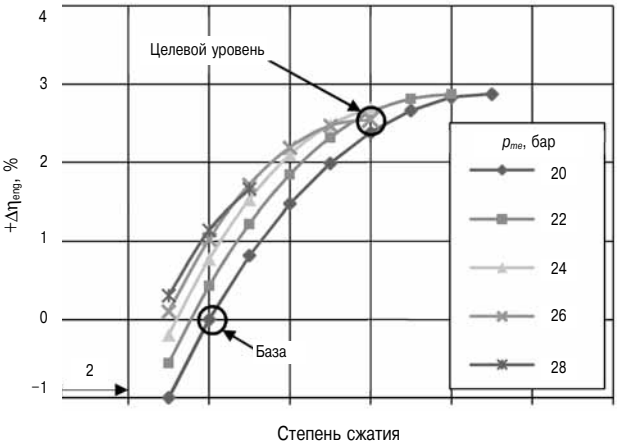


Рис. 10. Прирост КПД в зависимости степени сжатия при различных значениях p_{me}, усредненный для дизельного и газового режимов работы

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 к газовом режиме EWG-2s обеспечивает более заметную экономию топлива на частичных нагрузках.

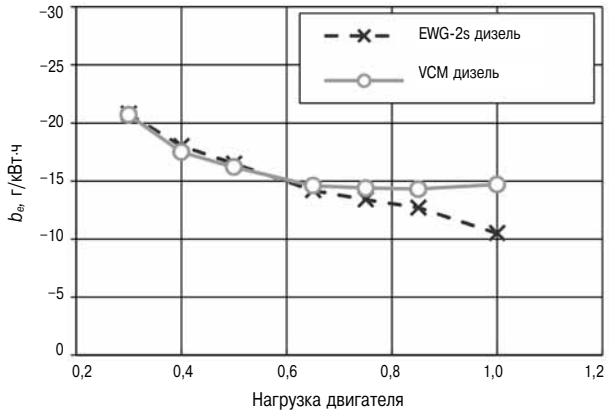


Рис. 11. Экономия топлива в дизельном режиме

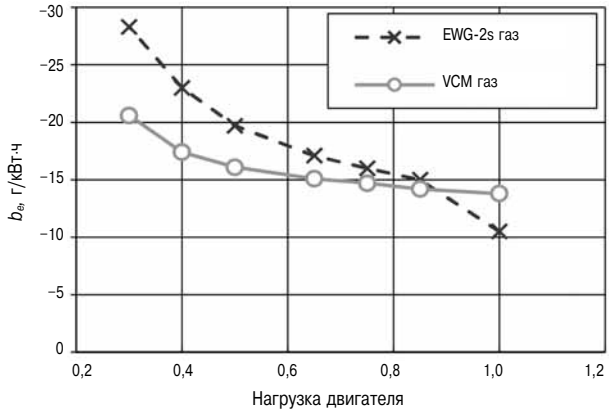


Рис. 12. Экономия топлива в газовом режиме

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 воздухоснабжения 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 UHC (за счет увеличения

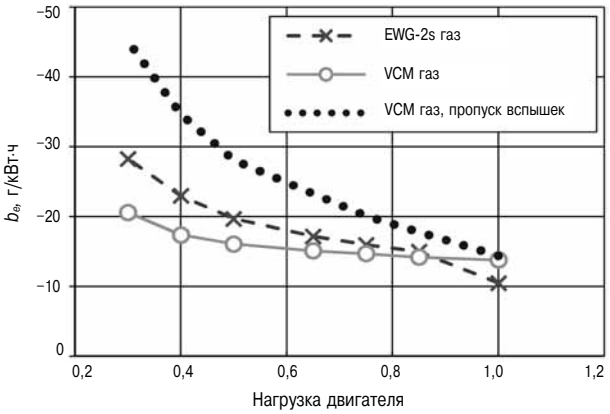


Рис. 13. Двигатель-генератор в газовом режиме, экономия топлива за счет отключения цилиндров

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,

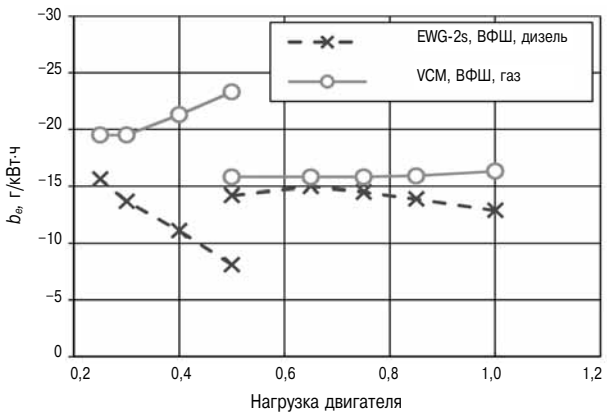


Рис. 14. Главный судовой двигатель, работающий на ВФШ, экономия топлива в газовом режиме

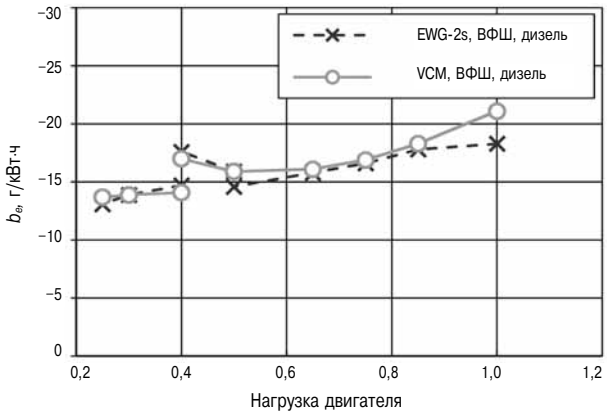


Рис. 15. Главный судовой двигатель, работающий на ВФШ, экономия топлива в дизельном режиме

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 $\Delta\eta_{\text{Miller,cycle}} = 0{,}5 \ldots 1$ %). Кроме того, растет эффективность газообмена благодаря значительному увеличению КПД турбонаддува и оптимизации фаз газораспределения ($\Delta\eta_{GE} = 0{,}5 \ldots 1$ %). 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.

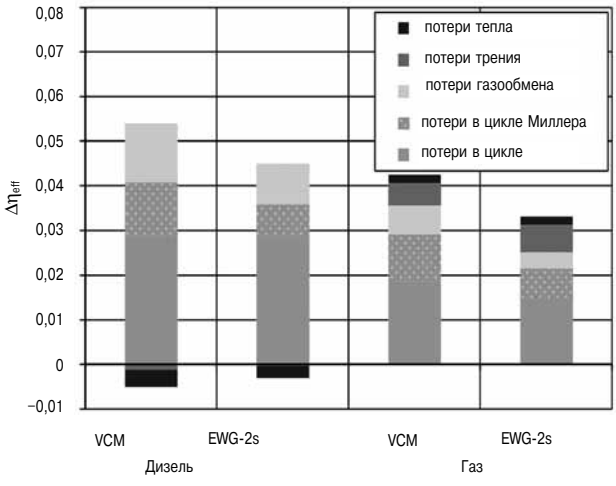


Рис. 16. Анализ потерь при работе на ВРШ в сравнении с эталонным вариантом газового режима

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 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 UHC. 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 UHC

Создание моделей для расчета выбросов UHC 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 UHC, 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 однотактной камере сгорания удалось добиться воспламенения смеси даже при температуре 720 K, 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 дельнейшем, 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 ABB

Power2: Системы двухступенчатого турбонаддува фирмы ABB

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 ABB, 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 ABB [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 ABB 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.

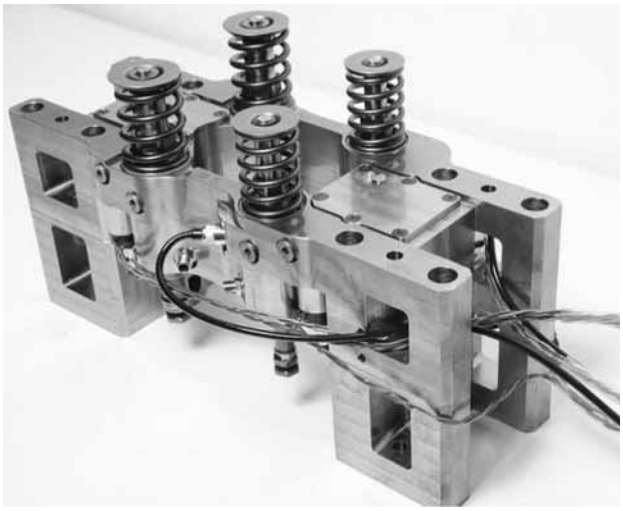


Рис. 17. Опытный образец модуля VCM с индивидуальной регулировкой выпускных и впускных клапанов

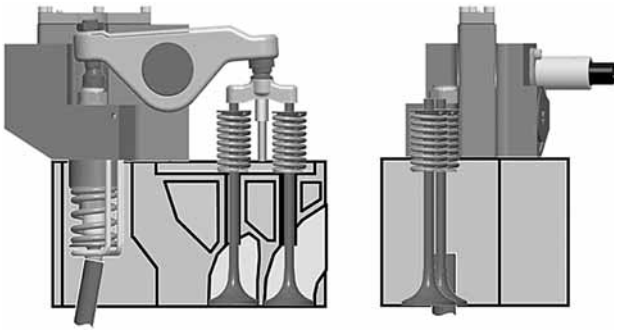


Рис. 18. Принципиальная схема управления углом открытия впускного клапана

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 ABB 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 ABB);

➢ 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];

➢ бо́льший 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 (ECA), где действуют строгие ограничения выбросов NO_x и 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 Gasmotorensparte 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 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.

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 C. 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 ископаеме топливо.

Рост применения LNG, особенно в зонах ECA (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 ECA). 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 неоправданным 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 членов IMO, однако получило отрицательные голоса от США, Канады и некоторых государств-членов 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 ECA 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

Руссинковский 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 CIMAC) // Двигателестроение. — 2013. — № 4. —С. 12–24.

Ключевые слова: турбокомпрессоры, двухступенчатый наддув, развитие конструкций, управление наддувом, промежуточное охлаждение, рециркуляция отработавших газов, выбросы NO_x.

Показана актуальность развития систем двухступенчатого наддува (ДСН) для снижения выбросов NO_x среднеоборотных судовых дизелей и газовых двигателей до уровня IMO Tier-3. Рассмотрены системы снижения выбросов NO_x с ДСН при использовании EGR и цикла Миллера. Разработаны проточные части компрессоров и турбин с достижением степени повышения давления $\pi_к$ = 12 при КПД = 80 %. Приведено описание конструкции и характеристик ДСН различных производителей по материалам конгресса CIMAC 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 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 CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 42–56.

Ключевые слова: судовые газовые двигатели, двухтопливные двигатели, выбросы 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 ABB по совершенствованию эффективного КПД и снижению выбросов 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 // Dvigatelestroyeniye. — 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 // Dvigatelestroyeniye. — 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) // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 12—24.

Keywords: Turbochargers, two-stage turbocharging systems, engineering development, controllable turbocharging, intercoolers, exhaust gas recirculation, NO_x emission.

Two-stage turbocharging systems are demonstrated as an efficient means to reduce NO_x emission from medium-speed marine diesel and gas engines to meet IMO Tier-3 specifications. In particular, the papers in question discuss NO_x reduction systems based on EGR and Miller cycle. Newly-developed compressors and turbines boast pressure ratio as high as $\pi_к = 12$ @ 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 // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 25—30.

Keywords: MARPOL 73/78 International Convention, CO_2 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 // Dvigatelestroyeniye. — 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., Razuvayev A.V. and Kostin D.A. Analysis of Stationary Power Unit Heat Recuperation System // Dvigatelestroyeniye. — 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) // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 4. — P. 42—56.

Keywords: marine gas engines, dual-fuel engines, NO_x 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 duel-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 HCCI двигателя с наддувом при различных нагрузках и частотах вращения коленчатого вала (№ 3. С. 9–15).
8. **Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д.** 3-D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндро-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 CIMAC) (№ 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.** Литье полых цилиндрических заготовок из чугуна методом пристеночной кристаллизации (№ 3. С. 23–27).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

1. **Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х., Борисенков Е.Р., Гатауллин 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_x 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 трибосистемы шейка 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: сопостовление различных методов обнаружения и контроля (материалы конгресса CIMAC 2010) (№ 1. С. 42–53).
2. **Ларсен Р., Рудт В.** Двухтопливный двигатель MAN B&W серии ME-GI, работающий на сжиженном нефтяном газе (материалы конгресса CIMAC 2010) (№ 2. С. 48–58).
3. **Мельник Г.В.** Развитие двигателестроения за рубежом (по материалам конгресса CIMAC 2013) (№ 3. С. 39–53).
4. **К. Кристен, Д. Бранд** IMO Tier 3: газовые и двухтопливные двигатели — экологически чистое и эффективное решение (материалы конгресса CIMAC 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 существа вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

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

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

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

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

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала