ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 4 (258)
октябрь–декабрь 2014

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Румб В.К.
Переход от расчетов прочности к расчету долговечности — задача современного проектирования деталей ДВС **3**

Иванченко А.А., Щенников И.А.
Методика определения и оценки технического облика судового высокооборотного дизеля **10**

Федянов Е.А., Левин Ю.В., Захаров Е.А., Иткис Е.М.
Теоретическое исследование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля с добавками водорода **16**

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.
Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува **19**

Дмитриевский Е.В.
Улучшение качества переходных процессов малооборотных дизельных двигателей **29**

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Янчеленко В.А., Медведев В.А.
Ультразвуковая диагностика коренных подшипников дизелей карьерных автосамосвалов в эксплуатации **33**

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Шаталов К.В., Яковлев А.В., Шишаев С.В.
Методы оценки эксплуатационных свойств моторных масел для тяжелонагруженных дизельных двигателей **37**

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Колунин А.В., Белокопытов С.В., Марков А.А., Субботин О.В.
Влияние температурного режима работы двигателя КамАЗ-740 на влагосодержание масла при прогреве в условиях низких температур **43**

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Развитие систем топливоподачи дизельных двигателей (материалы конгресса CIMAC 2013) **46**

На двигателестроительных заводах России **15, 36, 45**

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Rumb V.K.
Life Prediction Rather Than Strength Analysis: Modern Approach to the Designing of Engine Parts **3**

Ivanchenko A.A. and Schennikov I.A.
Selection and Evaluation of High-Speed Marine Engine Configuration **10**

Fedyanov E.A,, Levin Yu.V., Zakharov E.A. and Itkis E.M.
Basic Research of Combustion in Wankel Engine with Hydrogen Injection **16**

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Tsyplenkin G.E and Iovlev V.I.
Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency **19**

Dmitrievsky E.V.
Improvement of Low-Speed Diesel Engine Transient Characteristics **29**

AUTOMATION AND DIAGNISTICS

Yanchelenko V.A. and Medvedev V.A.
Onboard Ultrasound Diagnostics of Open-Pit Dump Truck Engine Journal Bearings **33**

FUEL. LUBRICANTS

Shatalov K.V., Yakovlev A.V. and Shishaev S.V.
Lube Oil for Heavy-Duty Diesel Engines: Performance Evaluation **37**

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Kolunin A.V., Belokopytov S.V., Markov A.A. and Subbotin O.V.
Humidity Content in KAMAZ-740 Lube Oil vs Oil Temperature During Engine Warm-up in Cold Season **43**

ENGINE BUILDING NEWS

Development of Fuel Injection Systems for Diesel Engines (based on CIMAC 2013 papers) **46**

At the Russian Engine Plants **15, 36, 45**

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. спец. по развитию*	*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 «Крыловский ГНЦ», 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	*проф. кафедры 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 ВИ(ИТ), Санкт-Петербург*
В.О. Сайданов	*проф. кафедры Д иТУ*	*ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), 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 институт (инженерно-технический)» ВИ(ИТ), филиал «Военной академии материально-технического обеспечения», 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 (2005–2014 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 03.12.2014
Подписано в печать 20.12.14
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 356. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

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

Тел.: (812) 719-73-30

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». 2014. № 4 (258)

УДК 621.431

ПЕРЕХОД ОТ РАСЧЕТОВ ПРОЧНОСТИ К РАСЧЕТУ ДОЛГОВЕЧНОСТИ — ЗАДАЧА СОВРЕМЕННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДВС

В.К. Румб, к.т.н., проф.
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

По мере накопления знаний и новых достижений в науке о прочности появляются методы, позволяющие лучше понимать поведение материала при циклических нагружениях и закономерности развития усталостных трещин. Эти методы служат основой для будущих расчетов деталей на заданный ресурс. Предлагается методика прогнозирования усталостной долговечности с учетом фактического запаса прочности, который учитывает рассеяние характеристик прочности детали и действующих в ней напряжений при заданной вероятности отсутствия усталостного разрушения.

На современном уровне проектирования деталей машин уже недостаточно ограничиваться только определением коэффициента запаса прочности и по его величине судить о долговечности, сравнивая ее с базовым числом циклов нагружения $N_б$. Как известно, в основе данного сравнения лежит соотношение между коэффициентом запаса прочности n и его минимальным значением n_{min}. Если $n > n_{min}$, то с большой вероятностью деталь выдержит без разрушения число циклов $N_б$. В противном случае разрушение произойдет через N циклов, причем $N < N_б$, т. е. деталь в этом случае будет иметь ограниченную долговечность.

В условиях постоянно возрастающих требований к проектным решениям нужно уметь оценивать долговечность детали не косвенно, а непосредственно, выражая ее в конкретных величинах (часах, циклах и др.). Такое умение прогнозировать долговечность расчетным путем позволяет предупреждать отказы или аварийные ситуации машин, вызванные поломками их деталей. Актуальность определения долговечности обусловливается проявлением тенденции проектирования механизмов на заданный эксплуатационный ресурс. Все это требует пересмотра сложившихся взглядов на расчеты прочности, которые должны дополняться, а в будущем и заменяться расчетом долговечности.

В условиях действия циклических нагрузок показателем долговечности является ресурс — продолжительность работы детали от начала эксплуатации до наступления предельного состояния. По поводу его имеются принципиальные разногласия в виде различных критериев усталостной долговечности.

Одни авторы предельным состоянием считают полное усталостное разрушение детали. В защиту данного утверждения приводится кривая усталости (рис. 1), абсциссы точек которой определяют долговечность образцов до разрушения. На этой кривой долговечность измеряется числом циклов нагружения. Соответственно для многоцикловой усталости долговечность соотносят с базовым числом $N_б = 10^7 - 10^8$ циклов. Принимая за основу данный критерий, естественно возникает проблема перехода от разрушения к безопасной долговечности с учетом реальных условий эксплуатации и возможных случайных отклонений как внешней нагрузки, так и прочностных характеристик материала.

Другие авторы предлагают считать предельным состоянием появление первых макроскопических видимых трещин глубиной 0,2–0,5 мм. Поскольку такие трещины практически не ослабляют поперечное сечение, то данное предложение ориентировано на безопасную эксплуатацию деталей. Однако реализация данного критерия сопряжена со следующими трудностями. Во-первых, трещины указанных размеров выявляются при дефекто-

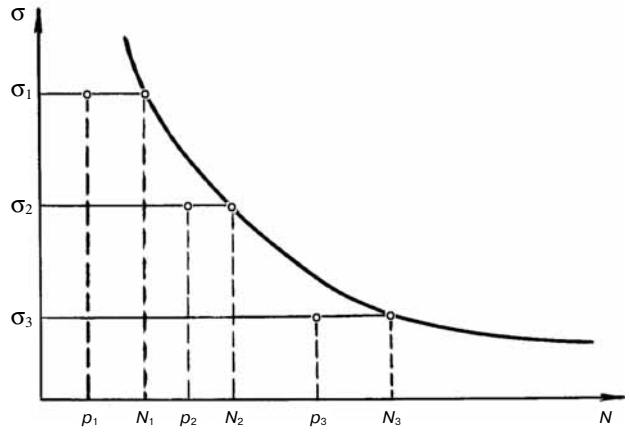


Рис. 1. Кривая усталости, поясняющая гипотезу линейного суммирования повреждений

скопическом контроле деталей, для проведения которого должна быть обеспечена доступность детали в процессе эксплуатации механизма. Во-вторых, при дефектоскопии велика вероятность не обнаружения таких трещин даже при периодических проверках. В-третьих, трещины могут быть следствием не усталости материала, а дефектами или повреждениями, возникающими в процессе изготовления новых деталей. В-четвертых, испытания стандартных образцов с концентрацией напряжений показывают, что подобные трещины возникают уже после 20–30 % общего числа циклов до разрушения. Отсюда следует вывод: деталь, имеющая макроскопические трещины, располагает относительно большой остаточной долговечностью, а поэтому она может еще длительное время безопасно эксплуатироваться.

Существует еще мнение о недопустимости эксплуатации деталей с какими-либо трещинами и повреждениями вообще. Категоричность данного утверждения противоречит физической картине возникновения и развития трещины. Более того, обследование деталей на различных стадиях эксплуатации машин показало, что трещины являются неизбежными спутниками практически любой детали. Естественно, можно исключить появление усталостных трещин, но только за счет резкого снижения рабочих напряжений. По сведениям, полученным во время испытания образцов, усталостные трещины не возникают при напряжениях, в 4–5 раз меньшими предела выносливости. Для реальной детали уменьшить рабочие напряжения можно за счет значительного увеличения размеров детали, что неразумно с точки зрения подхода к современному проектированию.

Из сказанного следует, что ни один из упомянутых критериев долговечности не отвечает полностью запросам инженерных расчетов, целью которых является определение безопасных сроков эксплуатации деталей, подверженных усталостным повреждениям. Для достижения этой цели приходится решать две проблемы: одна состоит в алгоритме накопления усталостных повреждений, другая — в определении допустимых повреждений. Обе проблемы, хотя и представляются независимыми, в действительности взаимосвязаны, что заключается в едином подходе к возникновению и развитию усталостных трещин. Поэтому определение безопасного срока эксплуатации не исключает расчета прочности на выносливость, а, наоборот, базируется на его результатах. При этом тщательный учет напряженного состояния, геометрии детали, прочностных характеристик материала, состояние поверхности является необходимой предпосылкой для надежной оценки долговечности и ее возможных случайных отклонений. Доля случайности в расчетной оценке безопасного срока эксплуатации остается пока высокой, однако посредством усовершенствования методик удается сближать данные по долговечности, полученные расчетом и экспериментом.

Основные предпосылки, на которых базируется расчет допускаемых повреждений, следующие:

- усталостные трещины всегда существуют;
- трещина растет, когда максимальные напряжения, действующие в детали, удовлетворяют условию $\sigma_{max} > 0{,}5\sigma_{-1}$;
- развитие трещины является необратимым явлением усталости.

Далее рассматривают рост трещины как последовательное накопление повреждений. Когда полная накопленная поврежденность достигнет некоторой критической величины, происходит усталостное разрушение. На деле все не так просто, поскольку не ясно как оценить поврежденность, вызванную конкретным напряжением и действующим в течение некоторого времени. Разъяснения по данным вопросам отчасти дают гипотезы накопления усталостных повреждений.

Самой простой из них является гипотеза линейного накопления повреждений Пальмгрена–Майнера. Напомним, данная гипотеза исходит из того, что за один цикл при напряжении σ_1 поврежденность составит $1/N_1$, где N_1 число циклов, при котором произойдет разрушение при непрерывном действии напряжения σ_1 (см. рис. 1). При числе циклов действия этих напряжений p_1, где $p_1 < N_1$, материал получит частичное разрушение. При этом доля поврежденности

$D_1 = p_1 / N_1$.

Воздействие переменных напряжений различного уровня дает соответствующие доли поврежденности. Полное разрушение будет, когда сумма этих долей станет равной единице, т. е.

$$a_p = D_1 + D_2 + D_3 + \cdots = \\ = \frac{p_1}{N_1} + \frac{p_2}{N_2} + \frac{p_3}{N_3} + \cdots = \sum_{i=1}^{k} \frac{p_i}{N_i} = 1, \quad (1)$$

где k — количество уровней напряжений, для которых выполняется условие $\sigma_{max} > 0{,}5\sigma_{-1}$.

Формула (1) является основным уравнением линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений. Ее основное достоинство — простота, благодаря чему она получила наибольшее применение в практических расчетах. Вместе с тем результаты многочисленных испытаний образцов на усталость показали, что значение a_p к моменту поломки имеет большие отклонения от единицы. По опубликованным данным a_p может находиться в пределах от 0,05 до 4. Столь большой разброс естественно отражается на точности: двух- или даже трехкратная ошибка в

оценке долговечности по линейной гипотезе суммирования повреждений считается нормой.

Существенно уменьшить разброс a_p позволяют нелинейные гипотезы накопления повреждений [3]. Иллюстрацией их принципиального отличия от рассмотренной линейной гипотезы служит рис. 2, на котором представлены в графическом виде зависимости повреждаемости от отношения p/N для трех гипотез: прямая *2* отображает линейное, а кривые *1* и *3* нелинейное суммирование повреждений. При этом каждому графику соответствует определенный уровень действующих напряжений: чем меньше напряжение, тем ниже располагается кривая. Таким образом, для приведенных графиков выполняются неравенства по напряжениям $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, индекс у напряжения совпадает с номером графика. С помощью данных графиков поясним суть учета нелинейности при подсчете a_p на примере двух схем нагружения. Пусть по первой схеме переменные напряжения, нагружающие деталь, изменяются последовательно по линии 0-А-Б-В-Г-Д (см. рис. 2). В этом случае

$$a_p = \sum \frac{p}{N} = 0{,}5 + (0{,}7 - 0{,}05) + (1 - 0{,}98) = 1{,}17.$$

Во второй схеме нагружение осуществляется по траектории 0-Б-В-Г-Д, т. е. нагружение начинается с повышенных напряжений. Соответственно для этой схемы

$$a_p = \sum \frac{p}{N} = 0{,}05 + (0{,}98 - 0{,}5) + (1 - 0{,}7) = 0{,}83.$$

Различие в полученных величинах a_p еще раз подтверждает, что закономерности накопления усталостных повреждений более сложны, чем простое линейное суммирование. Кроме того, эти примеры показывают, что степень повреждаемости зависит от очередности действия напряжений. Если сначала действует напряжение более высокого уровня, то сумма отношений числа циклов до разрушения меньше той, которая будет, когда в последовательности первым следует напряжение меньшего уровня. Такая закономерность подтверждается результатами испытания образцов и, в частности, установлено, что при $a_p > 1$ экспериментально полученная долговечность оказывается более высокой, чем вычисленная по (4.1). Напротив, при $a_p > 1$ реальная долговечность меньше расчетной.

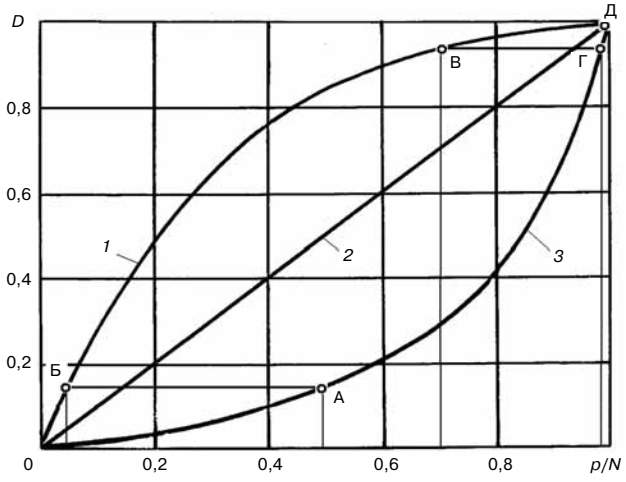


Рис. 2. Зависимость усталостной повреждаемости от относительного числа циклов нагружения

Большинство нелинейных гипотез развития усталостных трещин базируются на следующих положениях:

➢ кривые повреждаемости (*1* и *3* на рис. 2) предлагается описывать отношением

$$D = (p / N)^m, \quad (2)$$

где m — показатель степени, зависящий от максимальных напряжений цикла, определяется экспериментально;

➢ образец, нагруженный напряжениями в любой последовательности, разрушается, когда сумма ΣD достигнет единицы.

Использование рассмотренного алгоритма учета нелинейности при суммировании повреждений в практических расчетах сопряжено с большими трудностями. Прежде всего, они вызваны необходимостью построения семейства кривых повреждаемости. Для построения каждой такой кривой требуются экспериментальные данные, получение которых возможно только опытным путем. Не менее сложным представляется определение последовательности действующих напряжений в конкретных эксплуатационных условиях нагружения детали. Если все это известно, то далее намечается траектория движения напряжений по соответствующим кривым и подсчитывается суммарная поврежденность. Движение от одной кривой к другой осуществляется по горизонтальным прямым.

В отечественной инженерной практике расчетов долговечности при действии циклических напряжений чаще всего пользуются корректированной линейной гипотезой суммирования повреждений. Она предложена В.П. Когаевым на основе обобщения соответствующих экспериментальных данных [2]. Строго говоря, корректировка известной гипотезы Пальмгрена–Майнера касалась не принципа суммирования повреждений, а величины a_p, т. е. суммарной поврежденности, после которой следует разрушение. В предлагаемом варианте гипотезы a_p подсчитывается по формуле

$$a_p = \frac{\sigma_{a\max}\xi - 0{,}5\sigma_{-1}}{\sigma_{a\max} - 0{,}5\sigma_{-1}},$$

где ξ — коэффициент коррекции, отражающий общий уровень напряженного состояния:

$$\xi = \sum_{i=1}^{p} \frac{\sigma_{a\,i}}{\sigma_{a\max}} \frac{\nu_i}{\nu_\Sigma},$$

ν_i — число циклов нагружения с амплитудой σ_{ai}; ν_Σ — суммарное число циклов нагружения, удовлетворяющее условию $\sigma_{ai} > 0{,}5\sigma_{-1}$.

Для внесения ясности в суть корректировки напомним: в чистом виде гипотеза линейного суммирования повреждений дает приемлемые результаты только в тех случаях, когда текущие амплитуды переменных напряжений превышают предел выносливости, нет существенной разницы между максимальными и минимальными напряжениями и нет больших скачков у максимальных напряжений. Во всех других случаях наблюдается значительное отклонение a_p от единицы.

Сначала рассмотрим определение усталостной долговечности деталей при регулярном нагружении, т. е. таком, при котором параметры цикла переменных напряжений не меняются в течение всего времени испытания или эксплуатации. Ярким примером такого нагружения может служить клапанная пружина двигателя, которая сжимается в каждом цикле на одну и ту же величину, заданную профилем кулачной шайбы. С этой целью снова обратимся к кривым усталости. Чаще всего кривую усталости, не имеющую горизонтального участка, изображают двумя наклонными прямыми в двойных логарифмических координатах так, как показано на рис. 3. Координаты точки пересечения прямых — $\lg\sigma_{-1}$ и $\lg N_б$. При такой аппроксимации каждая ветвь кривой усталости будет описываться своим уравнением:

$$\left.\begin{aligned} \sigma^{m_1} N = \sigma_{-1}^{m_1} N_б \text{ при } N < N_б; \\ \sigma^{m_2} N = \sigma_{-1}^{m_2} N_б \text{ при } N > N_б, \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где N — текущее число циклов нагружения; m_1 и m_2 — показатели степени, характеризующие углы наклона соответственно левой и правой прямых, $m_1 = \operatorname{ctg}\varphi_1$ и $m_2 = \operatorname{ctg}\varphi_2$.

Показатель степени m_1 изменяется в пределах 3–25. Точнее его величину можно подсчитать по корреляционной формуле [2]

$$m_1 = C / K,$$

где $C = 5 + \sigma_b / 80$; K — коэффициент, учитывающий изменение предела выносливости при переходе от лабораторного образца к реальной детали:

$$K = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}^n} = \frac{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma \beta_k}{K_\sigma} k_y.$$

В данной формуле факторы, понижающие предел выносливости лабораторного образца: концентрация напряжений (K_σ), абсолютные размеры (ε_σ), состояние поверхности (β_σ), коррозия (β_k). Негативное влияние перечисленных факторов компенсируется поверхностным упрочнением k_y.

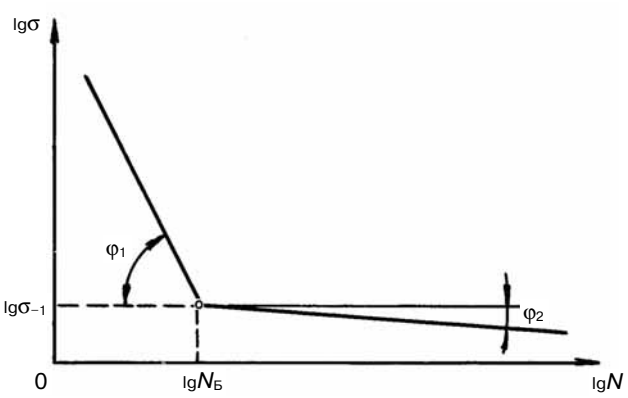


Рис. 3. Кривая усталости в двойных логарифмических координатах

Сложнее обстоит дело с показателем степени m_2. По опубликованным сведениям m_2 может принимать любые значения в интервале от 10 до 100. Определить m_2 более конкретно трудно из-за больших затрат времени на получение экспериментальных данных. Так, продолжительность испытания на усталость одного образца до 10^9 циклов при частоте 3000 циклов в минуту составляет 8 месяцев. Между тем фактический ресурс деталей ДВС исчисляется еще бо́льшим количеством циклов нагружения. Все это свидетельствует о том, что задача по оценке m_2 требует дальнейшего решения.

Ресурс, как потребительский показатель долговечности, принято выражать в часах наработки. Если каждый цикл нагружения совпадает по времени с одним оборотом машины, то текущий ресурс в часах и ресурс, соответствующий базовому числу $N_б$, будут

$$T = \frac{N}{60\, n_м} \text{ и } T_б = \frac{N_б}{60\, n_м},$$

где $n_м$ — номинальная частота вращения, об/мин.

На данном основании (3) можно переписать так:

$$T = T_б \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma}\right)^{m_1}, \text{ при } T < T_б$$

и

$$T = T_б \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma}\right)^{m_2}, \text{ при } T > T_б. \qquad (4)$$

Входящие в (4) отношение напряжений представляет собой ни что иное, как коэффициент запаса прочности. Как известно, посредством этого коэффициента определяется степень приближения к предельному состоянию, которое при действии циклических напряжений характеризуется либо разрушением детали, либо появлением в ней трещин недопустимых размеров. По своей физической сущности указанные дефекты непо-

средственно связаны с уровнем действующих напряжений, ресурсными показателями и прочностью материала. Поскольку перечисленные факторы не являются детерминированными величинами, то их возможные случайные вариации должны перекрываться коэффициентом запаса прочности. Именно с учетом случайных колебаний рабочих напряжений и предела выносливости надо определять минимально допустимый коэффициент запаса прочности $n_{\min}$ [4]. Следовательно, для получения гарантированной вероятности безотказной работы детали фактический запас должен быть не ниже минимального значения. Поэтому расчетный коэффициент запаса прочности n должен сопоставляться с $n_{\min}$. На основании сказанного приведенные выше выражения, определяющие ресурс детали при регулярном нагружении, принимают вид

$$T = T_{\text{б}}\left(\frac{n}{n_{\min}}\right)^{m_1}, \text{ при } T < T_{\text{б}}$$
$$\text{и} \qquad (5)$$
$$T = T_{\text{б}}\left(\frac{n}{n_{\min}}\right)^{m_2}, \text{ при } T > T_{\text{б}}.$$

В вычислительном отношении зависимости (5) не являются простыми, так как для их реализации требуется выполнить расчет на выносливость. В результате этого расчета необходимо найти действительное значение коэффициента запаса прочности и его минимально допустимое значение. Различие между ними позволяет установить фактический запас прочности.

Справедливости ради отметим, что все приведенные выше рассуждения базировались на кривой усталости, в которой прочность материала определялась пределом выносливости для симметричных циклов переменных напряжений. В реальной эксплуатационной практике такие циклы встречаются редко, чаще нагружение деталей происходит по асимметричным циклам. При таких циклах сопротивление материала усталости существенно меняется. Влияние коэффициента асимметрии цикла R на предел усталостной прочности σ_R и показатель степени кривой усталости m_R может быть учтено с помощью корреляционных формул

$$m_R = m_{-1}\frac{\sqrt[3]{4(1-R)}}{2};$$
$$\sigma_R = (R+1)^3\frac{(\sigma_b - \sigma_{-1})}{2} + \sigma_{-1}.$$

В условиях реальной эксплуатации судовых машин наблюдается чаще всего нерегулярное так называемое режимное нагружение. При таком нагружении параметры циклов переменных напряжений или их средние значения в течение одного эксплуатационного режима машины остаются неизменными. При режимном нагружении накопление усталостных повреждений на каждом отдельно взятом режиме протекает независимо от других режимов. В результате накопленная сумма долговечностей на всех режимах определяет полный ресурс детали, т. е.

$$T = \sum_{i=1}^{r} t_i,$$

где t_i — текущая наработка детали на i-м режиме, r — количество эксплуатационных режимов.

Вид и продолжительность каждого режима определяется спецификой работы машины. Например, для главных судовых ДВС продолжительность эксплуатационных режимов составляет: полный ход — 65–75 %; средний ход — 5–12 %; малый ход — 1–5 %. Иными словами, эти дизели 75–90 % времени работают на ходовых режимах с мощностью 0,6–0,85 от номинальной (максимально длительной). Остальное время — 10–15 % приходится на режимы маневрирования.

Учитывать переменность режимов при расчете долговечности детали до усталости удается наиболее просто с помощью гипотезы Пальмгрена–Майнера. Применительно к долговечности, выраженной в часах работы, эту гипотезу можно выразить так

$$\sum_{i=1}^{r}\frac{t_i}{T_i} = 1, \qquad (6)$$

где T_i — ресурс детали до предельного состояния на i-м эксплуатационном режиме.

Смысл приведенного равенства заключается в том, что усталость материала наступит тогда, когда сумма относительных долговечностей по всем эксплуатационным режимам ($i = 1, 2, ..., r$) достигнет значения, равное единицы.

Согласно (5) предельный ресурс детали до появления усталостного разрушения при действии переменных напряжений выражается зависимостью

$$T_i = T_{\text{б}}\left(\frac{n_i}{n_{\min}}\right)^{m_2}. \qquad (7)$$

В свою очередь текущую наработку можно представить как долю полного ресурса детали, а именно

$$\frac{t_i}{T} = x_i \text{ или } t_i = x_i T. \qquad (8)$$

После подстановки (7) и (8) в исходное уравнение линейной гипотезы суммирования повреждений (6) и несложных алгебраических преобразований получим

$$T = \frac{T_{\text{б}}}{\sum_{i=1}^{r}\frac{x_i}{(n_i/n_{\min})^{m_2}}}, \qquad (9)$$

где x_i — доля времени работы на i-м режиме, причем $\Sigma x_i = 1$.

Если за основу принять корректированную гипотезу суммирования повреждений, то долговечность будет выражаться следующим уравнением:

$$T = \frac{T_б\, a_p}{\sum_{i=1}^{r} \frac{x_i}{(n_i / n_{\min})^{m_2}}}. \qquad (10)$$

Величина a_p, корректирующая гипотезу Пальмгрена–Майнера, отражает максимальное значение суммы относительных повреждений. Для напряженного состояния, которое задается коэффициентами запаса прочности, a_p следует подсчитывать по формуле[1]

$$a_p = \sum_{i=1}^{r} \frac{n^*_{\min}}{n_i} x_i, \qquad (11)$$

где $n^*_{\min}$ — минимальное значение коэффициента запаса прочности из совокупности значений n_i, $i = 1, 2, ..., r$.

С учетом минимально допустимого коэффициента запаса прочности $n_{\min}$ (11) можно переписать так

$$a_p = \sum_{i=1}^{r} \frac{n^*_{\min} / n_{\min}}{n_i / n_{\min}} x_i. \qquad (12)$$

Следует отметить, если по формуле (12) получается $a_p < 0{,}2$, то эта величина в большинстве случаев не подтверждается опытными данными. Поэтому в таких случаях следует принимать $a_p = 0{,}2$ [1].

Практическое применение (12) покажем на примере детали, режимы и параметры нагружения которой приведены в табл. 1.

Таблица 1

Режимы и параметры нагружения детали

Номер режима	1	2	3	4
Доля времени работы на режиме	0,1	0,3	0,5	0,1
Коэффициент запаса прочности	2,0	2,5	5,0	20,0

Принимая $n_{\min} = 1{,}6$, получим

$$a_p = \sum_{i=1}^{4} \frac{\frac{n^*_{\min}}{n_{\min}}}{\frac{n_i}{n_{\min}}} x_i = \frac{\frac{2}{1{,}6}}{\frac{2}{1{,}6}} 0{,}1 + \frac{\frac{2}{1{,}6}}{\frac{2{,}5}{1{,}6}} 0{,}3 + \frac{\frac{2}{1{,}6}}{\frac{5}{1{,}6}} 0{,}5 + \frac{\frac{2}{1{,}6}}{\frac{20}{1{,}6}} 0{,}1 = 0{,}550.$$

Теперь рассмотрим нерегулярное блочное нагружение, которое характерно для машин с циклически выполняемыми технологическими операциями. Примером такого нагружения может служить работа лебедки грузовой стрелы во время погрузочно-разгрузочных работ. Под блоком

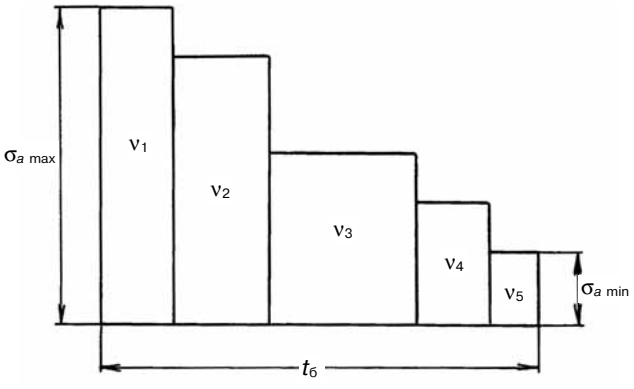


Рис. 4. Гистограмма распределения амплитуд напряжений в блоке нагружения

нагружения будем понимать последовательную совокупность переменных во времени амплитуд напряжений, нагружающих деталь, за полный цикл технологической операции. Если период эксплуатации механизма, равный блоку нагружения $t_б$, то количество блоков нагружения за весь ресурс детали до появления признаков усталостного разрушения будет

$$\lambda = T / t_б. \qquad (13)$$

При расчете на усталостную долговечность изменение амплитуд напряжений в блоке нагружения представляют в виде ступенчатой гистограммы, где текущие значения амплитуд σ_{ai} располагают в убывающем порядке (рис. 4). Число амплитуд, попавших в i-ступень гистограммы, обозначим через ν_i, тогда общее количество циклов переменных напряжений с данной амплитудой за весь ресурс детали составит

$$p_i = \nu_i \lambda. \qquad (14)$$

Соответственно, суммарное количество амплитуд напряжений всех уровней в блоке нагружения будет

$$\nu_б = \sum_{i=1}^{r} \nu_i,$$

где r — число ступеней гистограммы.

Далее расчет долговечности можно производить с использованием любой гипотезы суммирования усталостных повреждений. В частности, для блочного нагружения корректированная гипотеза суммирования повреждений выражается уравнением

$$\sum_{i=1}^{r} \frac{p_i}{N_i} = a_p, \qquad (15)$$

где a_p — коэффициент коррекции линейной гипотезы суммирования повреждений: для правой части кривой усталости (см. рис. 3), т. е. для случая, когда все текущие амплитуды напряжений меньше предела выносливости детали

[1] Формула справедлива для случая, когда выполняется условие прочности, при котором $n_i > n_{\min}$.

$$a_p = \xi = \sum_{i=1}^{r} \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \frac{\nu_i}{\nu_б}. \qquad (16)$$

Величина N_i, входящая в (15), определяется из уравнения кривой усталости

$$N_i = \frac{(\sigma_{-1}^n)^m N_б}{\sigma_{ai}^m}. \qquad (17)$$

После подстановки (14) и (17) в (15) и несложных алгебраических преобразований получим долговечность, выраженную числом блоков нагружения [5]

$$\lambda = \frac{a_p (\sigma_{-1}^n)^m N_б}{\sum_{i=1}^{r} (\nu_i \sigma_{ai}^m)}. \qquad (18)$$

Таким образом, формула (18) позволяет рассчитать число блоков нагружения до появления признаков усталостного разрушения детали. Зная величину λ, можно по уравнению (13) подсчитать фактический ресурс, т. е. наработку, в течение которой деталь не достигнет предельного состояния по усталости материала. Между тем более рациональной для расчетов является формула, в которой число блоков нагружения выражается через коэффициенты запаса прочности. Рациональность данной формулы вытекает из того, что эти коэффициенты подсчитываются при расчете деталей на выносливость, и главное они несут в себе обобщенную характеристику прочности детали. Для перехода к такой формуле преобразуем (18), а именно

$$\lambda = \frac{a_p (\sigma_{-1}^n)^m N_б}{\sum_{i=1}^{r} (\nu_i \sigma_{ai}^m)} = \frac{a_p N_б}{\sum_{i=1}^{r} \left[\nu_i \frac{\sigma_{ai}^m}{(\sigma_{-1}^n)^m} \right]} =$$

$$= \frac{a_p N_б}{\sum_{i-1}^{r} \frac{\nu_i}{n_i^m}} = \frac{a_p N_б}{\sum_{i=1}^{r} \frac{\nu_i}{(n_i / n_{\min})^m}}. \qquad (19)$$

Подобным образом через коэффициенты запаса прочности выразим выражение для a_p. С этой целью разделим числитель и знаменатель (16) на σ^n_{-1} и, учитывая что $\sigma^n_{-1}/\sigma_{ai} = n_i$, получим

$$a_p = \sum_{i=1}^{r} \frac{n^*_{\min} / n_{\min}}{n_i / n_{\min}} \frac{\nu_i}{\nu_б}. \qquad (20)$$

В качестве примера подсчитаем a_p для детали, параметры блока нагружения которой приведены в табл. 2.

Суммарное количество амплитуд в блоке $\nu_б = 14 + 26 + 13 + 35 = 88$. Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности принимаем $n_{\min} = 1{,}6$, тогда

Таблица 2

Параметры блока нагружения

Номер ступени блока	1	2	3	4
Количество амплитуд в блоке	14	26	13	35
Коэффициент запаса прочности	2,0	2,5	5,0	20,0

$$a_p = \sum_{i=1}^{4} \frac{\frac{n^*_{\min}}{n_{\min}}}{\frac{n_i}{n_{\min}}} \frac{\nu_i}{\nu_б} = \frac{\frac{2}{1{,}6}}{\frac{2}{1{,}6}} \frac{14}{88} + \frac{\frac{2}{1{,}6}}{\frac{2{,}5}{1{,}6}} \frac{26}{88} + \frac{\frac{2}{1{,}6}}{\frac{5}{1{,}6}} \frac{13}{88} + \frac{\frac{2}{1{,}6}}{\frac{20}{1{,}6}} \frac{35}{88} = 0{,}494.$$

Понятно, что усталостная долговечность по своей физической сущности не может быть детерминированной величиной. Ее стохастичность обусловлена влиянием большого количества факторов на процессы зарождения и развития усталостных трещин. Из-за неодинакового влияния этих факторов сценарии накопления повреждений могут существенно отличаться друг от друга, что в конечном итоге приводит к разбросу ресурса даже однотипных деталей. Поэтому долговечность как случайная величина имеет границы возможных значений, в пределах которых она может принимать значения с разной вероятностью. В предлагаемые конечные зависимости для долговечности вероятность неразрушения входит через минимально допустимый коэффициент запаса прочности и устанавливается по законам распределений прочности и рабочих напряжений. Понятно также и то, что в реальных условиях эксплуатации ДВС рассмотренные классические способы нагружения деталей встречаются редко. Чаще изменение напряжений представляет собой случайную функцию времени. Прогнозированию долговечности при случайном нагружении будет посвящена следующая статья.

Литература

1. *Волков Д.П.* Надежность строительных машин и оборудования: учебное пособие / Д.П.Волков, С.Н. Николаев. — М. : Высшая школа, 1979. — 400 с.

2. *Когаев В.П.* Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. — М. : Машиностроение, 1977. — 232 с.

3. *Коллинз Дж.* Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / Дж. Коллинз. — М. : Мир, 1984. — 624 с.

4. *Румб В.К.* Аналитическое определение минимально допустимого коэффициента запаса прочности при расчете деталей ДВС на выносливость // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 20–25.

5. *Серенсен С.В.* Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность: руководство и справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдорович. — М. : Машиностроение, 1975. — 488 с.

УДК 621.436.12

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБЛИКА СУДОВОГО ВЫСОКООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

А.А. Иванченко, д.т.н., профессор; И.А. Щенников, аспирант
ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова

В статье рассматривается метод определения технического облика судового дизеля на раннем этапе его проектирования. Для оценки уровня качества конструктивных вариантов предлагается использовать модель типа «черный ящик», в основу которой положено определение комплексного показателя качества на основании количественных и качественных характеристик аналогов с использованием функции Харрингтона. Для определения некоторых прогнозируемых параметров выполнено математическое моделирование различных вариантов конструкций высокооборотного дизеля цилиндровой мощностью 140 кВт. Проведена комплексная оценка качества трех наиболее реальных вариантов конструкции. Показана принципиальная возможность метода для предварительной оценки перспективной размерности.

Высокая конкуренция на международном рынке судовых дизелей требует от производителей внедрения систем управления качеством не только на этапе производства, но и проектирования. В то же время вопросы управления качеством на ранних стадиях проектирования, определяющие технический облик конструкции создаваемого двигателя, оказались не достаточно изученными.

По своей сути определение технического облика проектируемого судового дизеля является сложной многопараметрической задачей, при решении которой важно выбрать такие проектные и организационные решения, которые в последующем обеспечат высокую конкурентоспособность разрабатываемой конструкции. Как правило, одним из критериев принятия решения о начале проектирование нового типоразмерного ряда судовых дизельных двигателей является понимание текущей технической ситуации и тенденций развития планируемого рынка сбыта. В то же время их можно получить, используя принципы научно-технического прогнозирования и управления качеством продукции.

В настоящее время в дизелестроении нашли применение известные методы научно-технического прогнозирования: структурное исследование, исследование предельных значений, экстраполяция тенденций, моделирование, экспертные оценки [1, 2]. Все они включают в себя синтез определяющих признаков продукции с их дальнейшим анализом, при этом могут рассматриваться как качественные, так и количественные признаки продукции, причем каждый признак продукции должен характеризовать ее определенные свойства, входящие в характеристику качества продукции. С другой стороны, в соответствии с принципами управления качеством продукции при подготовке технического задания на ее разработку для сравнительной оценки принято использовать комплексный показатель качества продукции.

В проблемно-ориентированной научной литературе [3, 4] для решения подобного рода задач рассматривают различную совокупность показателей качества, рекомендуя при этом для сравнительных исследований использовать, как правило, комплексный показатель качества продукции, вычисленный методом среднего взвешенного.

При определении технического облика двигателя на ранней стадии проектирования основное внимание уделяется признакам, характеризующим его конструкцию, не уделяя должного внимания признакам, характеризующим производственные и кадровые возможности предприятия-изготовителя, а также текущее состояние развития отрасли, учет которых на этом этапе возможен только в качественной (описательной) форме.

Определение комплексного показателя качества, который бы всесторонне характеризовал конструкцию и потребительские свойства проектируемого судового дизельного двигателя, предполагает применение системной комплексной модели. Составление такой модели на начальных этапах проектирования представляет собой задачу исключительной сложности, так как требует досконального знания механизмов изучаемых явлений и процессов. Вместе с тем положительный результат может быть достигнут и при недостаточно полном знании некоторых механизмов и явлений в случае использования для анализа оцениваемых признаков кибернетического

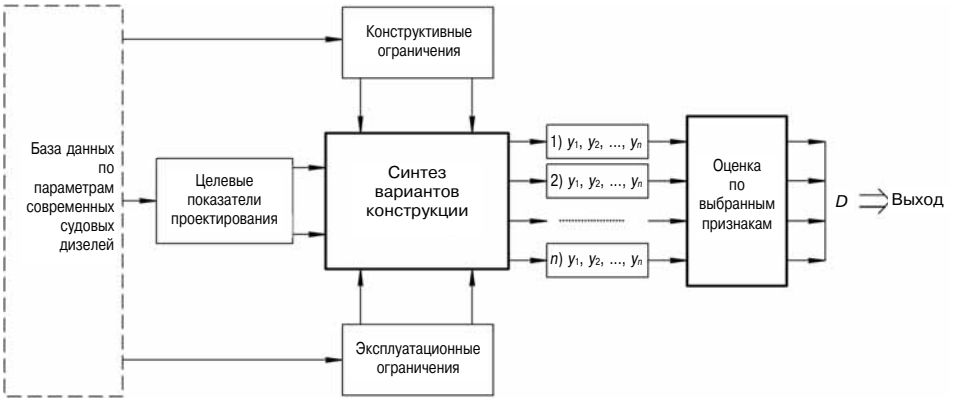


Рис. 1. Модель к задаче оценки технического облика судового высокооборотного дизеля

метода «черного ящика», в основе которого могут быть заложены различные механизмы трансформации получаемой на входе информации.

В основу разработки предлагаемой методики положены работы [3–8] по прогнозированию и оценке качества дизельных установок и их элементов. В качестве методической основы проводимого исследования использованы принципы научно-технического прогнозирования и управления качеством продукции. При этом в основу определения качества создаваемого дизеля как технической системы положено использование прямых экспертных оценок и последующей их математической обработки с использованием функции Харрингтона.

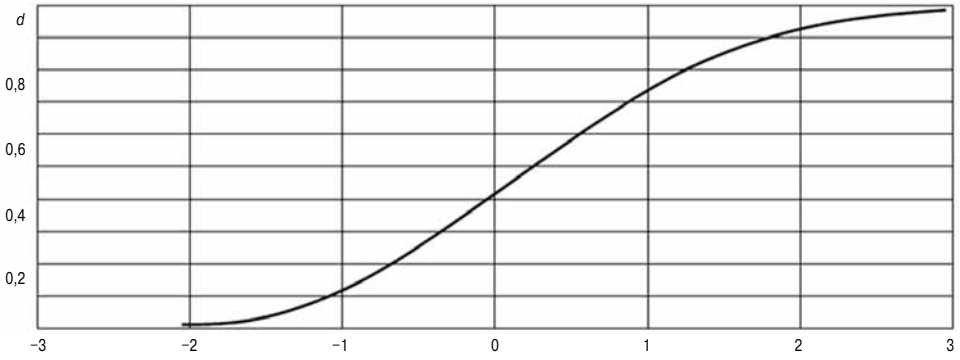
В общем виде кибернетическая система рассматриваемой модели, представлена на рис. 1.

Учитывая многообразие факторов, определяющих технический облик создаваемого судового дизеля как параметра модели, последний представлен в виде функции 3-х групп аргументов: целевых, конструктивных, эксплуатационных факторов, на основе которых происходит синтез вариантов конструкции. При этом каждый вариант включает в себя набор частных количественных (y_1–y_3) и качественных (y_4–y_{12}) признаков, характеризующих техническое решения и подлежащих оценке через соответствующие потенциалы d_j (рис. 2). Выбор основных признаков определяется на основании экспертного опроса, статистических и прогнозных данных.

Основной задачей описания функционирования рассматриваемой системы является введение характеристики уровня технического решения по создаваемому двигателю в виде числа, которое давало бы возможность оценить насколько эффективно обеспечивается достижение поставленных целей. Анализ математических моделей, методик оценки и выбора наиболее рациональных решений позволил принять в качестве функции оценки зависимость вида (1):

$$D_i = \sqrt[n]{\prod_{i=1}^{n} d_{ij}}, \qquad (1)$$

где n — число частных показателей.



Эксплуатационные	Среднее эффективное давление p_e	y_1
	Удельная масса двигателя $m_{уд}$	y_2
	Средний эффективный расход топлива b_e	y_3
	Ожидаемый уровень надежности конструкции	y_4
	Ожидаемая сложность и трудоемкость конструкции	y_5
Производственные	Ожидаемая сложность доводки конструкции	y_6
	Доступность покупных комплектующих изделий	y_7
	Доступность материалов	y_8
	Наличие специалистов необходимой квалификации	y_9
	Наличие необходимой производственной инфраструктуры	y_{10}
	Характеристика необходимого производственного оборудования	y_{11}
	Ожидаемый уровень капитальных вложений	y_{12}

Рис. 2 Номограмма перевода показателей в безразмерные числа

Выражение для расчета значений d_i (или кривая желательности, см. рис. 2) для i-го оцениваемого технического решения по дизелю j-й совокупности частных признаков оценки имеет вид:

$$d_{ij} = \exp\left[-\left(e^{y'_{ij}}\right)\right], \qquad (2)$$

где: y'_{ij} — безразмерное значение i-го показателя для j-го варианта рассматриваемой совокупности признаков.

Численные значения кривой желательности характеризуются следующим образом: $d = 1{,}00$ — уровень значения показателя y_i, обеспечивающий максимально возможный положительный эффект; $1{,}00 > d > 0{,}80$ — реально достигнутый уровень значений показателя y_i, обеспечивающий наибольший положительный эффект; $0{,}80 > d > 0{,}60$ — допустимый и довольно высокий уровень показателя y_i; $0{,}60 > d > 0{,}37$ — допустимый и достаточный уровень показателя y_i; $0{,}37 > d > 0$ — реально достигнутый наихудший уровень показателя; $d = 0$ — значение y_i, при котором сравнение выбранных показателей заведомо неприемлемо для реализации.

Для получения исходных данных, лежащих в основе предлагаемой методики, выполнены исследования по выбору признаков оценивания технического облика вновь создаваемого судового дизеля и анализ перспективных направлений их развития.

Приняты следующие основные параметры, характеризующие конструкцию и эксплуатационную эффективность дизеля [8–12]: среднее эффективное давление — p_{me}; удельный расход топлива — b_e; удельная масса двигателя — $m_{уд}$; скорость поршня — c_m; цилиндровая мощность — $P_ц$; обороты коленчатого вала — n; отношение хода поршня к диаметру цилиндра — s/d; степень сжатия — ε; степень повышения давления — λ; максимальное давление сгорания — p_{max}; максимальная среднемассовая температура цикла — T_{max}; температура отработавших газов — T_g.

В ходе исследований пределы изменения выбранных параметров рассматривались в границах, достигнутых в современных высокооборотных судовых дизелях. Конструктивные ограничения приняты в виде s/d от 1,1 до 1,26 и ε в пределах 12–16. В качестве параметров, косвенно характеризующих тепловую и механическую напряженность судового двигателя в эксплуатационных условиях, рассматривались: c_m в диапазоне 10–13 м/с; p_{max} в диапазоне 15–23 МПа; λ в пределах от 1,05 до 1,3; T_{max} и T_g соответственно в пределах до 1900 и 873 К.

В качестве целевых показателей проектирования в модели рассматриваются показатели $P_ц$, n и p_{me}. Данные параметры во многом определяют конструкцию и назначение дизеля. Выбор величины $P_ц$ связан с необходимостью определения потребителей разрабатываемой конструкции дизеля.

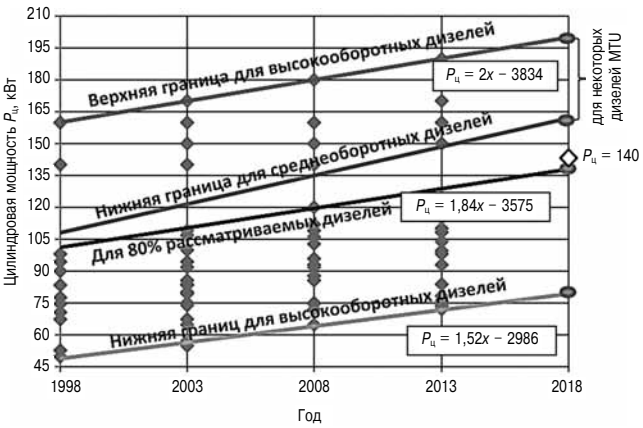


Рис. 3. Статистика и прогноз изменения $P_ц$ для высокооборотных судовых дизелей

Для выбора $P_ц$ были проанализированы данные по 17 судовым высокооборотным дизелям, выпускаемым с 1998 по 2013 г. с составлением прогноза на период до 2018 г. (рис. 3).

Установлено, что в перспективе до 2018 г. судовые высокооборотные дизели с высокой степенью вероятности будут иметь $P_ц$ в диапазоне 80–200 кВт/цил, при этом большинство дизелей из рассматриваемой выборки вероятно будут иметь $P_ц$ до 135 кВт/цил. На основе приведенных исследований в качестве наиболее приемлемого принята $P_ц$ = 140 кВт/цил.

Выбор n и p_{me} осуществлялся на основе анализа закономерностей изменения указанных параметров для 121 современного высокооборотного дизеля (рис. 4). Исследования показали, что для рассматриваемого класса судовых дизелей при n = 1800 об/мин p_{me} изменяется от 11,5 до 23 бар; при n = 2100 об/мин p_{me} изменяется от 15 до 27 бар; при n = 2300 об/мин p_{me} изменяется в пределах 17–29 бар. В дальнейшем исследовался диа-

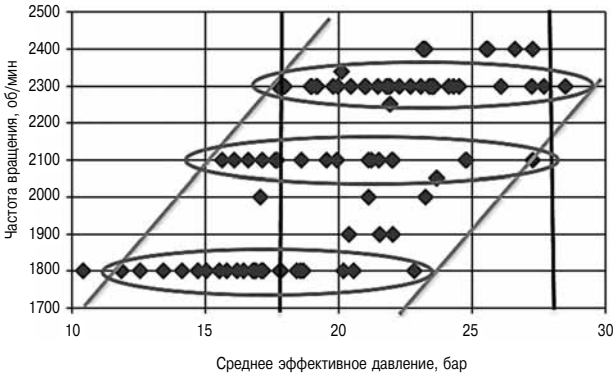


Рис. 4. Статистическая зависимость n от p_{me} для высокооборотных судовых дизелей

Таблица 1

Варианты конструктивного исполнения дизеля

Параметр	№ Вариант																	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$P_ц$	140																	
n	2300									2100								
p_e	18,0			23,0			28,0			16,0			21,0			26,0		
c_m	11	12	13	11	12	13	11	12	13	11	12	13	11	12	13	11	12	13
d	19,0	18,5	17,5	17,0	16,0	15,5	15,5	14,5	14,5	20,5	19,5	18,5	18,0	17,0	16,0	16,0	15,0	14,0
s	14,5	15,5	17,0	14,5	15,5	17,0	14,5	15,5	17,0	15,5	17,5	18,5	15,5	17,5	18,5	15,5	17,5	18,5
s/d	0,76	0,84	0,97	0,85	0,97	1,09	0,94	1,07	1,17	0,76	0,90	1,0	0,86	1,03	1,15	0,97	1,16	1,28
$N_л$									50						37,5		45	
$m_{уд}$									2,00						28,0		2,25	

пазон p_{me} от 18 до 28 бар и характерные в этом случае значения n, равные 2100 и 2300 об/мин.

Для проверки работоспособности предложенной методики выполнены исследования по оценке технического облика возможных вариантов конструкции вновь создаваемых судовых высокооборотных дизелей с выбранными значениями целевых показателей проектирования: $P_ц$ = 140 кВт/цил при n = 2300 об/мин; p_{me} = 18, 23, 28 бар; c_m = 11,12,13 м/с и $P_ц$ = 140 кВт/цил при n = 2100 об/мин; p_{me} = 16, 21, 26 бар; c_m = = 11, 12, 13 м/с. Целевые показатели выбраны с учетом рассмотренных ограничений по конструктивным и эксплуатационным показателям. На основе общеизвестных зависимостей было синтезировано 18 вариантов конструкции, с показателями, представленными в табл. 1.

С учетом ограничения по d/s к дальнейшему рассмотрению приняты варианты d/s = 14,5/17 см; d/s = 16/18,5 см; d/s = 15/17,5 см.

Значение $m_{уд}$ оценивалось на основании статистических данных значений $m_{уд}$ функции от литровой мощности $P_л$ (рис. 5).

Расчет показателей дизеля для принятых к рассмотрению вариантов выполнен с использованием упрощенного расчета рабочего цикла по методу Гриневецкого–Мазинга и программы DVS-2.1, использующейся в учебном процессе ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова. Такой прием допустим на ранних стадиях проектирования.

При расчетах для каждого из вариантов принимались следующие исходные данные: рассчитывался дизель с одним турбокомпрессором и охладителем воздуха, при этом температура наддувочного воздуха принималась равной 320 K; локальный коэффициент избытка воздуха поддерживался на уровне, соответствующем T_z < 1900 K для всех расчетных вариантов путем изменения давления наддува; эффективность рабочего цикла оценивалась при помощи коэффициентов использования теплоты в точке «z» ξ_Z = 0,88 и в целом за цикл ξ = 0,92; механический КПД дизеля принимался равным $\eta_{мех}$ = 90 %;

Пример результатов расчета по одной из выбранных размерностей приведен в табл. 2 с указанием оптимальных значений p_{max} и ε, выбранных с учетом принятых конструктивных и эксплуатационных ограничений.

Руководствуясь ранее рассмотренными принципами экспертных оценок к окончательному рас-

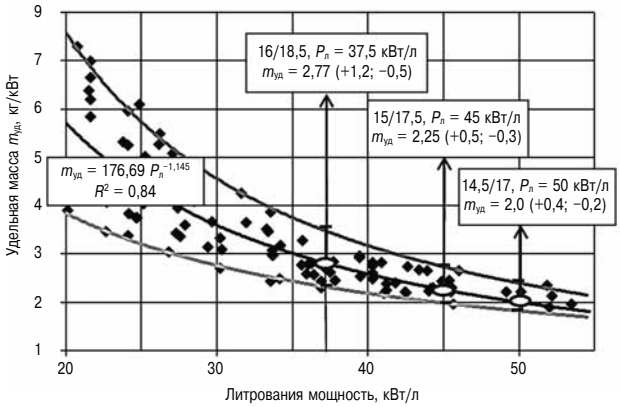


Рис. 5. Статистическая зависимость $m_{уд} = f(P_л)$

Таблица 2

Изменение параметров дизеля в зависимости от принятых ограничений

Параметр	$N_ц$ = 140 кВт, n = 2100 об/мин, c_m = 13 м/с, d = 16,0 см, s = 18,5 см, p_e = 21,5 бар								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T_{max}, K	<1900								
ξ_Z / ξ	0,88/0,92								
T_{int}, K	320								
$h_{мех}$	0,9								
p_{max}, МПа	15			19			23		
ε	12	14	16	12	14	16	12	14	16
λ	1,23	1,07	0,88	1,61	1,34	1,13	1,87	1,57	1,34
p_{int}, кПа	3,85	3,84	3,87	4,00	3,93	3,90	4,17	4,05	3,96
A	2,1	2,08	2,07	2,27	2,24	2,22	2,43	2,39	2,35
T_g, K	796	795	794	757	755	753	735	730	725
b, г/кВт·ч	212	211	212	203	199	198	198	194	191

Таблица 3

Варианты конструкции, принятые для дальнейшего исследования

	V-образный 12-цилиндровый высокооборотный дизель в судовом исполнении номинальной мощностью 1680 кВт ($P_ц$ = 140 кВт/цил)
1	n = 2300 об/мин, c_m = 13 м/с, p_{me} = 28,5 бар, d = 14,5 см, s = 17,0 см, s/d = 1,17; α = 2,33; ε = 14; λ = 1,30; p_{max} = 23 МПа; p_{int} = 0,497 МПа; T_{max} = 1825 К, T_g = 740 К, b = 199 г/кВт·ч; $m_{уд}$ = 2,0
2	n = 2100 об/мин, c_m = 13 м/с, p_{me} = 21,5 бар, d = 16,0 см, s = 18,5 см, s/d = 1,15; α = 2,10; ε = 12; λ = 1,23; p_{max} = 15 МПа; p_{int} = 0,385 МПа; T_{max} = 1830 К, T_g = 796 К, b = 212 г/кВт·ч; $m_{уд}$ = 2,8
3	n = 2100 об/мин, c_m = 13 м/с, p_{me} = 25,8 бар, d = 15,0 см, s = 17,5 см, s/d = 1,16; α = 2,14; ε = 14; λ = 1,22; p_{max} = 19 МПа; p_{int} = 0,460 МПа; T_{max} = 1825 К, T_g = 784 К, b = 208 г/кВт·ч; $m_{уд}$ = 2,25

смотрению приняты варианты, параметры которых представлены в табл. 3.

Дальнейшая оценка наиболее приемлемого технического решения проводилась с учетом статистических данных по существующим высокооборотным двигателям и с использованием зависимостей (1) и (2).

Результаты статистического анализа и прогнозные оценки изменения основных эффективных показателей для проектируемого судового дизеля представлены на рис. 6, а–г.

Используя предлагаемою методику, имеющиеся статистические данные и результаты опроса экспертов определен комплексный показатель качества D_i для каждой рассматриваемой конструкции (табл. 4).

Выводы

Проведенные исследования свидетельствуют о применимости функции желательности для оценки технического облика создаваемого дизеля.

Применение разработанной методики в совокупности с данными статистического анализа параметров современных судовых высокооборотных дизелей и метода экспертных

Таблица 4

Варианты конструктивного исполнения дизеля

Вариант	**Кол-ные признаки**			**Качественные признаки**								**$D\Sigma$**
	Эксплуатационные					**Производственные**						
	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	d_9	d_{10}	d_{11}	d_{12}	
ЧН14,5/17	0,95	0,90	0,88	0,9	0,83	0,47	0,76	0,69	0,69	0,47	0,60	0,78	0,74
ЧН16/18,5	0,45	0,60	0,46	0,69	0,76	0,9	0,95	0,9	0,9	0,9	0,70	0,72	0,71
ЧН15/17,5	0,84	0,82	0,73	0,87	0,83	0,76	0,87	0,83	0,83	0,76	0,76	0,81	**0,82**

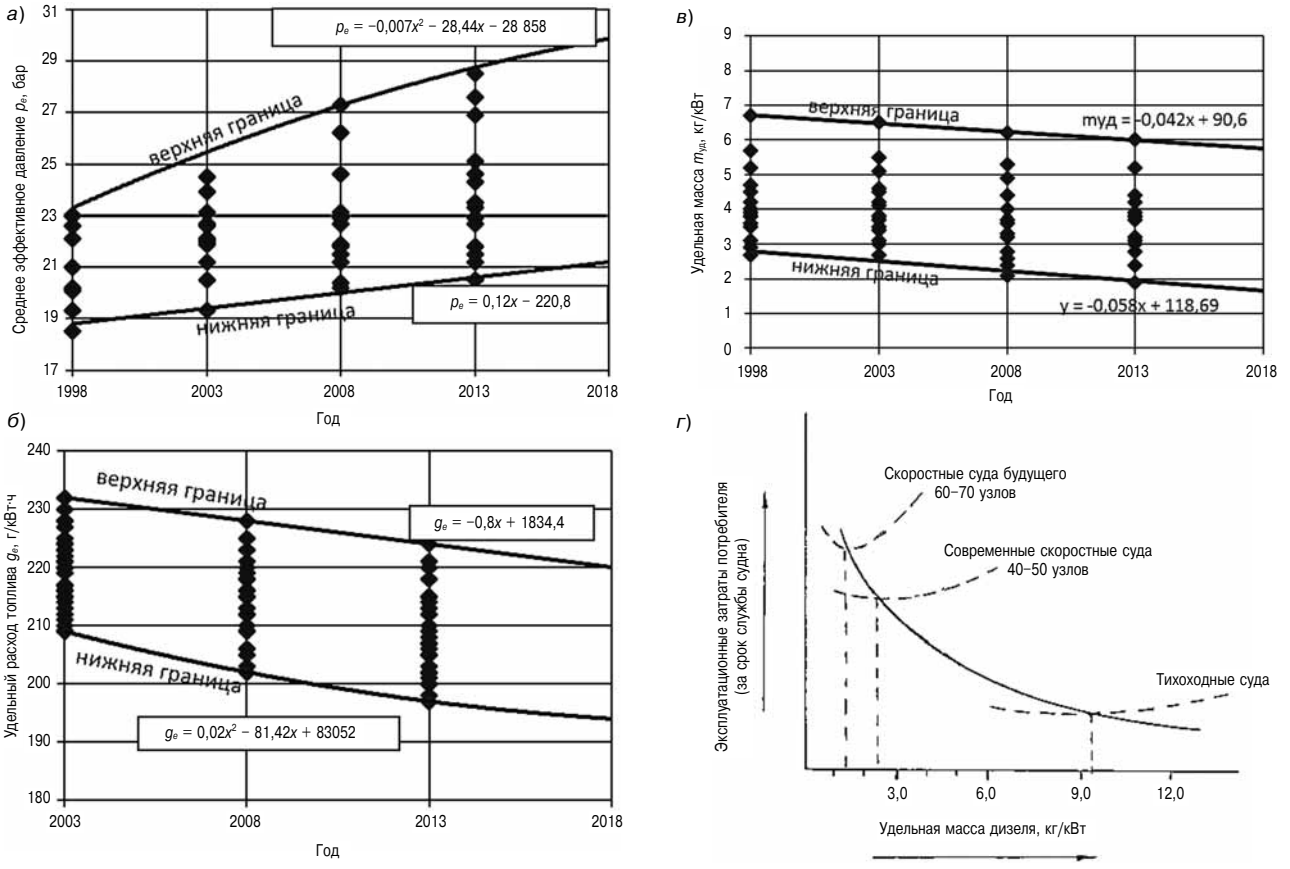


Рис. 6. Статистические данные и прогнозные оценки границ изменения эффективных показателей проектируемого судового дизеля

оценок позволяет принять оптимальное и обоснованное решение при определении технического облика вновь создаваемого судового дизеля.

Литература

1. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки «Энергомашиностроение» / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. — М. : Машиностроение, 2008. — 496 с., ил.

2. *Луканин В.Н., Алексеев И.В., Шатров М.Г.* Двигатели внутреннего сгорания. — М. : Высшая школа. — 2010.

3. *Иванченко А.А., Боровикова И.А., Резниченко В.И.* Основы проектирования нестандартных судовых энергетических установок: учебное пособие. — СПб. : СПГУВК. — 2010.

4. *Исерлис Ю.Э. Мирошников В.В.* Системное проектирование двигателей внутреннего сгорания. — Л. : Машиностроение. — 1981.

5. *Авдевин Д.Е.* Повышение экологической безопасности дизельных установок судов выбором рациональной технологии нейтрализации оксидов азота в отработавших газах: автореф. ... канд. техн. наук. — СПб. : 2003.

6. *Бухалков М.И.* Организация производства на предприятиях машиностроение: учебник. — М. : ИНФРА-М. — 2010.

7. *Гаврилов В.В.* Судовое главное энергетическое оборудование. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учеб. пособие. — СПб. : СПГУВК, 2011.

8. *Марков, В.А., Баштров, Р.М., Габитов, И.И.* «Токсичность отработавших газов дизелей». Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. — 2-е изд. — 2002.

9. Теория прогнозирования и принятия решений / С.А. Саркисян, В.И. Каспин, В.А. Лисичкин и др; под ред С.А. Саркисяна. — М. : Высшая школа, 1977.

10. Сборник докладов CIMAC — 1995, Melbourne. — 1995.

11. Сборник докладов CIMAC — 2010. Bergen Доклад № 248 «Development Strategies for High Speed Marine Diesel Engines». — 2010.

12. Diesel & Gas Turbine publication. Каталоги 1998, 2003, 2008, 2013.

СОВЕЩАНИЕ С РУКОВОДИТЕЛЯМИ ПРЕДПРИЯТИЙ-ПОСТАВЩИКОВ КОЛОМЕНСКОГО ЗАВОДА

Генеральный директор ОАО «Коломенский завод» Н.П. Симонов в ноябре 2014 г. провел совещание с руководителями сорока организаций-поставщиков комплектующих изделий для конечной продукции завода (дизели и тепловозы) по вопросам импортозамещения и развития кооперации в 2015 г. В своем выступлении он подчеркнул, что решающим аргументом для Коломенского завода при выборе поставщиков является качество комплектующих изделий и способность выполнять поставки в установленные договорами сроки.

ОАО «Коломенский завод» уже частично диверсифицировал поставки и в настоящее время получает некоторые комплектующие не из стран Западной Европы и Украины, а из Южной Кореи и Индии, а также непосредственно из России.

Так, ОАО РЖД приняло решение о начале серийного выпуска на Брянском машиностроительном заводе (БМЗ) нового грузового тепловоза 2ТЭ25К «Пересвет» взамен 2ТЭ116 производимого в Луганске (Украина).

Дизель-генераторы «Коломенского завода» 18-9ДГ, ранее проставляемые в Луганск, в настоящее время адаптированы для тепловозов 2ТЭ25К «Пересвет». Руководство «Коломенского завода» считает, что все участники организации нового производства, в том числе — КЗ и его поставщики, обязаны поддержать БМЗ ответственным исполнением своих обязательств.

Серьезной задачей, как для Коломенского завода, так и для его поставщиков, станет в 2015 г. постановка на производство дизель-генераторов нового поколения на базе дизелей новой размерности Д500 и Д300 при проектировании которых предполагалась возможность развития кооперации с поставщиками из стран Западной Европы.

При обсуждении развития производственной программы завода поставщики были информированы о требованиях ОАО РЖД к качеству локомотивной и дизельной продукции о недопустимости повторяющихся дефектов.

В заключение представители дирекции ОАО «Коломенский завод» вручили руководителям одиннадцати предприятий Сертификаты добросовестного поставщика, в котором, в частности, сказано: «Ваше предприятие является надежным поставщиком качественной продукции для "Коломенского завода". Вместе мы развиваем отрасль тяжелого транспортного машиностроения России. Надеемся, что наши партнерские связи в будущем будут только укрепляться, а взаимовыгодное сотрудничество принесет пользу, как нашим предприятиям, так и потребителям».

http://www.kolomnadiesel.com

УДК 621.437

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВАНКЕЛЯ С ДОБАВКАМИ ВОДОРОДА

Е.А. Федянов, д.т.н., проф., Ю.В. Левин, аспирант,
Е.А. Захаров, к.т.н., Е.М. Иткис к.т.н.,
Волгоградский государственный технический университет

Выполнено математическое моделирование процесса распространения пламени в камере сгорания роторно-поршневого двигателя Ванкеля. Проведено теоретическое исследование влияния добавок водорода на процесс сгорания топлива в двигателе ВАЗ-311. На основе полученных результатов показана возможность повышения полноты сгорания основной бензовоздушной смеси в РПД Ванкеля за счет добавок водорода.



Роторно-поршневые двигатели (РПД) Ванкеля обладают по сравнению с обычными поршневыми двигателями внутреннего сгорания лучшими массогабаритными показателями, уравновешенностью и металлоемкостью, однако им свойственны несколько больший эксплуатационный расход топлива и повышенное содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах. Одна из основных причин указанных недостатков состоит в неполном выгорании топливовоздушной смеси вблизи задней по ходу вращения вершины ротора. Распространению фронта пламени в эту периферийную область камеры сгорания препятствует однонаправленное движение заряда, обусловленное вращением ротора [1]. Установка двух свечей зажигания позволяет снизить неполноту сгорания топлива, но на всех режимах работы двигателя полностью ее не устраняет.

Можно предполагать, что неполнота сгорания топлива уменьшится, если повысить скорость распространения фронта пламени в камере сгорания РПД. Одним из способов повышения скорости распространения фронта пламени в бензовоздушных смесях является, как показывают исследования [2, 3], добавка к этим смесям водорода. Представляет интерес оценить возможность применения названного способа для решения проблемы недогорания бензовоздушной смеси в камере сгорания РПД Ванкеля.

Теоретическое исследование влияния добавок водорода на скорость и полноту сгорания топлива в РПД было выполнено на основе математического моделирования процесса распространения пламени. Скорость распространения турбулентного пламени определялась на основе так называемой модели «погружения», в которой предполагается, что движение передней границы зоны горения полностью определяется характеристиками турбулентности в набегающем потоке свежей смеси, а сгорание в охваченном пламенем объеме свежей смеси происходит в многочисленных ламинарных фронтах по поверхностному механизму. Рассматривалось движение фронтов пламени от двух свечей зажигания как в продольном относительно ротора, так и в поперечном направлениях. При моделировании пространство камеры РПД разделялось на пять зон: три зоны исходной топливовоздушной смеси и две зоны продуктов сгорания. Уравнения сохранения энергии и уравнения состояния для каждой из зон решались совместно с уравнением сохранения массы и уравнением объемов. Кроме того, система уравнений включала формулы для вычисления текущей геометрии камеры сгорания, теплофизических свойств рабочего тела, параметров турбулентности и длительности выгорания топлива в турбулентных зонах, «погруженных» во фронт пламени. Достаточно подробное описание разработанной в

Волгоградском ГТУ математической модели процесса распространения пламени в камере сгорания РПД Ванкеля дано в работах [4, 5].

Для того чтобы учесть влияние добавок водорода, в математическую модель были внесены изменения в формулы для определения теплофизических характеристик топливовоздушной смеси и продуктов сгорания. Были использованы экспериментальные данные [6, 7] о значениях нормальной скорости распространения ламинарного пламени в бензовоздушных и водородовоздушных смесях. Для определения нормальной скорости распространения ламинарного пламени w_{nm} в бензовоздушной смеси с различными по массе добавками водорода использовался принцип аддитивности:

$$w_{nm} = w_{n\mathrm{CH}} \cdot (1 - g_{\mathrm{H}_2}) + w_{n\mathrm{H}_2} \cdot g_{\mathrm{H}_2},$$

где $w_{n\mathrm{CH}}$, $w_{n\mathrm{H}_2}$ — нормальные скорости пламени для бензина и чистого водорода; g_{H_2} — величина добавки водорода (по массе).

Возможность применения принципа аддитивности доказана результатами экспериментов, приведенных в работе [7].

Проведенные расчеты [8] показали, что за счет добавок водорода можно существенно снизить, а в отдельных случаях полностью исключить недогорание топливовоздушной смеси вблизи задней вершины ротора. При этом полное выгорание топлива удается обеспечить не только в смесях стехиометрического состава, но и в обедненных смесях. В подтверждение этого тезиса на рис. 1 показано, как в зависимости от количества добавленного водорода распространяются по отношению к передней и задней вершинам ротора фронты пламени, инициированные двумя свечами зажигания. Расчет выполнен применительно к двигателю ВАЗ-311 со степенью сжатия 9. Режим работы соответствовал полному открытию дроссельной заслонки ($\varphi_{др}$ = 100%) при частоте вращения эксцентрикового вала n = 2000 об/мин. Коэффициент избытка воздуха равен 1,1. Угол опережения зажигания для свечи «L» θ_L = 26 град поворота эксцентрикового вала (ПЭВ) до ВМТ, угол опережения зажигания для свечи «T» θ_T = = 30 град ПЭВ до ВМТ.

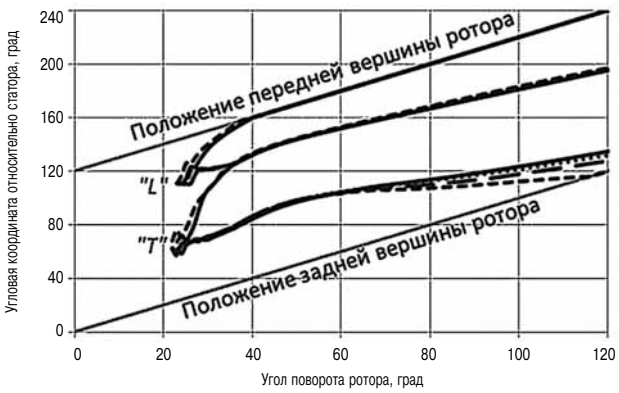


Рис. 1. Распространение фронтов пламени от двух свечей зажигания в зависимости от добавки водорода (α = 1,1, n = 2000 об/мин, $\varphi_{др}$ = 100 %):
—— 0 %; ·····10 %; — — —20 %; --------30 %

Как видно из рис. 1, при добавке 20 % водорода (по массе) наблюдается заметное уменьшение неполноты сгорания топлива вблизи задней вершины ротора, а при добавке 30 % водорода и более фронт пламени достигает задней вершины ротора до завершения рабочего такта. При этом добавка водорода почти не сказывается на скорости распространения пламени в направлении передней вершины ротора. Это обусловлено тем, что в направлении передней вершины ротора скорость распространения пламени определяется, главным образом, скоростью направленного движения заряда в камере сгорания.

Результаты расчетов показывают, что влияние добавки водорода на полноту сгорания топлива вблизи задней вершины ротора зависит от величины коэффициента избытка воздуха в бензовоздушной смеси. На рис. 2 для режима работы РПД с частотой вращения эксцентрикового вала n = 2000 об/мин показано изменение в зависимости от величины добавки водорода продолжительности процесса распространения пламени от свечи зажигания «T» до задней вершины ротора при разных значениях коэффициента избытка воздуха α.

Максимальное значение интервала времени, за которое фронт пламени достигает задней вершины ротора до конца рабочего такта, составляет 25 мс. Крайние левые точки кривых на рис. 2 показывают (для разных значений α) количество необходимой добавки водорода, при которой достигается полное сгорание топлива. Так, например, для полного сгорания бензовоздушной смеси стехиометрического состава (α = 1) необходима добавка водорода в 23 %, а для полного сгорания обедненной смеси с α = 1,2 — добавка в 30 %.

Анализ результатов моделирования, выполненного в пределах изменения частоты вращения экс-

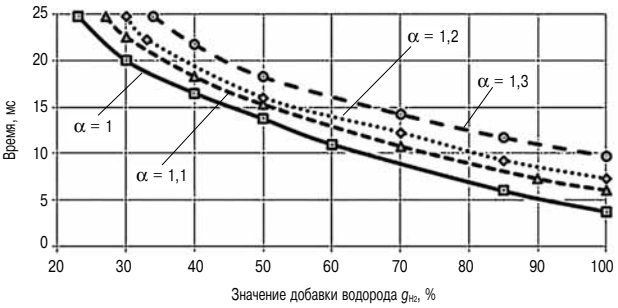


Рис. 2. Время прохождения фронта пламени до задней вершины ротора (n = 2000 об/мин) при различных значениях α

центрикового вала от 2000 до 5000 об/мин и в диапазоне изменения степени открытия дроссельной заслонки от 10 до 100 %, показывает, что оба указанных режимных фактора влияют на величину необходимой добавки водорода для полного сгорания топлива в РПД.

Влияние частоты вращения на величину добавки водорода для полного сгорания топливовоздушной смеси в РПД показано на рис. 3. Как видно, величина добавки водорода линейно увеличивается с ростом частоты вращения эксцентрикового вала. Например, для смеси стехиометрического состава при n = 5000 об/мин величина добавки водорода в 3 раза больше, чем при n = 2000 об/мин. Это можно объяснить тем, что при повышении частоты вращения увеличивается скорость движения заряда в камере сгорания относительно статора, препятствующая распространению фронта пламени в сторону задней вершины ротора.

При работе двигателя по нагрузочной характеристике (рис. 4) наибольшее значение минимально необходимой добавки водорода наблюдается на режиме максимальной нагрузки. Так, например, для смеси стехиометрического состава при $\varphi_{др}$ = = 10 % величина добавки водорода в 1,5 раза меньше, чем при $\varphi_{др}$ = 100%. На малых нагрузках из-за повышенной доли остаточных газов снижается ламинарная скорость горения. Добавка водорода позволяет в значительной мере повысить

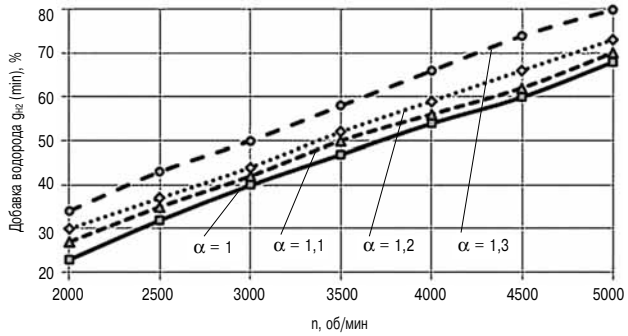


Рис. 3. Зависимость добавки водорода от частоты вращения эксцентрикового вала двигателя ($\varphi_{др}$ = 100 %)

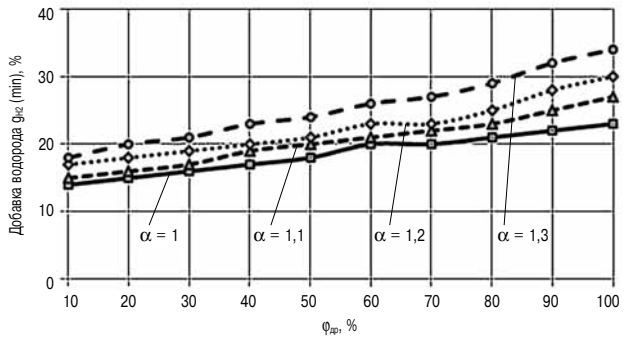


Рис. 4. Зависимость добавки водорода от положения дроссельной заслонки (n = 2000 об/мин)

ламинарную скорость распространения пламени в топливовоздушной смеси. Однако при больших степенях открытия дроссельной заслонки начинает сказываться снижение скорости распространения ламинарного пламени вследствие роста среднего давления в ходе процесса сгорания. На режиме максимальной нагрузки влияние коэффициента избытка воздуха на величину добавки водорода усиливается.

Таким образом, величина минимально необходимой добавки водорода меняется в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов, причем скоростной режим оказывает существенно большее влияние.

Полученные результаты моделирования процесса распространения пламени показали, что за счет добавки водорода к основной бензовоздушной смеси можно устранить неполноту сгорания топлива в камере сгорания РПД и улучшить топливно-экономические и экологические характеристики этих двигателей.

Литература

1. *Зиновьев И.В.* Особенности процесса сгорания и организация расслоения заряда в роторно-поршневых двигателях / И.В. Зиновьев, Е.В. Шатров // Автомобильная промышленность. — 1980. — № 12. — С. 7–10.

2. *Фомин В.М.* Автомобильный двигатель, работающий на смесевом топливе бензин-водород / В.М. Фомин, В.Ф. Каменев, Н.А. Хрипач // АГЗК + Альтернативные топлива. — 2006. — № 1. — С. 72–77.

3. *Злотин Г.Н.* Влияние добавок водорода в бензовоздушную смесь на формирование начального очага горения в ДВС с искровым зажиганием / Г.Н. Злотин // Известия ВолгГТУ. Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки». Вып. 1 : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. — Волгоград, 2008. — № 6 (44). — С. 77–80.

4. Моделирование индикаторного процесса роторно-поршневого двигателя с фазированным впрыском топлива / Г.Н. Злотин, Е.М. Иткис, Е.А. Федянов, С.Г. Черноусов // Двигателестроение. — 2002. — № 3. — С. 24–26.

5. *Злотин Г.Н.* Особенности рабочего процесса и пути повышения энергетической эффективности роторно-поршневых двигателей Ванкеля: монография / Г.Н. Злотин, Е.А. Федянов; ВолгГТУ. — Волгоград, 2010. — 119 с.

6. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение: Справ. изд./Д.Ю. Гамбург, В.П. Семенов, Н.Ф. Дубовкин, Л.Н. Смирнова; под ред. Д.Ю. Гамбурга, Н.Ф. Дубовкина. — М. : Химия, 1989. — 672 с.

7. Экспериментальные исследования процесса сгорания пропан-бутановоздушных смесей с добавками водорода / Е.А. Федянов, Е.А. Захаров, Ю.В. Левин, Д.С. Гаврилов // Вестник Саратовского гос. техн. ун-та. — 2013. — № 2. Вып. 2. — С. 111–116.

8. *Левин Ю.В.* Влияние добавки водорода на процесс сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля / Ю.В. Левин, Е.А. Захаров, Е.А. Федянов // Известия ВолгГТУ. Серия «Процессы преобразования энергии и энергетические установки». Вып. 5 : межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. — Волгоград, 2013. — № 12 (115). — С. 35–36.

УДК 621.43.052

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМ НАДДУВА

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

В предыдущих разделах обзора выполнен анализ развития систем регистрового наддува фирм MTU, «Mitsubishi», MAN, «Honeywell». Показаны возможности применения регистрового наддува для улучшения топливной экономичности при работе двигателей на частичных нагрузках. В заключительной части обзора приводится анализ конструкций различных турбокомпаундных систем с силовой и паровой турбинами, гидравлическими моторами и гибридными турбокомпрессорами с высокоскоростными генераторами. Эффективность различных видов турбокомпаундных систем находится в диапазоне 5–13 %, что эквивалентно увеличению мощности или снижению расхода топлива на 3–10 %.

(Продолжение. Начало в № 2 (256), 3 (257) 2014)

2. Утилизация отходящего тепла

Двигатели с турбокомпрессорами используют только определенную часть энергии ОГ для наддува, поэтому, кроме настройки турбокомпрессора на полную нагрузку, для получения высокого КПД силовой установки возможна утилизация остающейся энергии ОГ с помощью турбокомпаундных систем (ТКС). Чем выше КПД турбокомпрессора, тем большее количество энергии может быть утилизировано, поэтому непрерывно ведутся работы в этом направлении (рис. 2.1).

Если раньше повышение давления наддува обеспечивало прежде всего повышение мощности двигателя, то теперь это требуется и для соблюдения норм по выбросам NO_x. Так, для двухтактных малооборотных двигателей считается необходимой степень повышения давления на уровне 4,7 с высоким КПД турбокомпрессора. Для удовлетворения этих требований фирма «Mitsubishi» в 2010 г. приступила к выпуску турбокомпрессоров типа MET-MB [25]. В турбокомпрессоре MET71MB может быть достигнута степень повышения давления, равная 5,0, а его модификации обеспечивают КПД от 70 до 72 % при $\pi_к = 4{,}5$ (рис. 2.2).

Более высокий КПД нового ряда турбокомпрессоров позволяет отбирать большее количество ОГ на силовую турбину. Турбокомпрессор MET83MA, по сравнению с турбокомпрессором MET66SC, который использовался в системе утилизации тепла в 1984 г., имеет КПД приблизительно на 3 % больше при более высоких степенях повышения давления, что обеспечивает возможность увеличения перепуска ОГ на силовую турбину на 20 % при сохранении условий работы двигателя (рис. 2.3).

Турбокомпаундная система полной утилизации тепла состоит из силовой (СТ) и паровой турбин, соединенных между собой редукторами и мотор-генераторами. В качестве примера можно привести установку MARC_HRS, разработанную фирмой MAN (рис. 2.4) [1].

Силовая турбина приводится в движение ОГ, частично отбираемыми от основного потока. В паровую турбину поступает пар из котла-утилизатора, расположенного на выходе ОГ из ТК главного двигателя. Безредукторный мотор-генератор на валопроводе главного двигателя включен в общую систему электрообеспечения со вспомогательными дизель-генераторами. Мотор-генератор может работать как двигатель, передавая дополнительную мощность на винт при маневрировании и неблагоприятной погоде, или как генератор, передающий энергию различным бортовым потребителям.

Установка MARC_HRS фирмы MAH состоит из отработанных элементов силовой турбины, паровой турбины и редукторов от одного поставщика. Оптимизация всех элементов системы

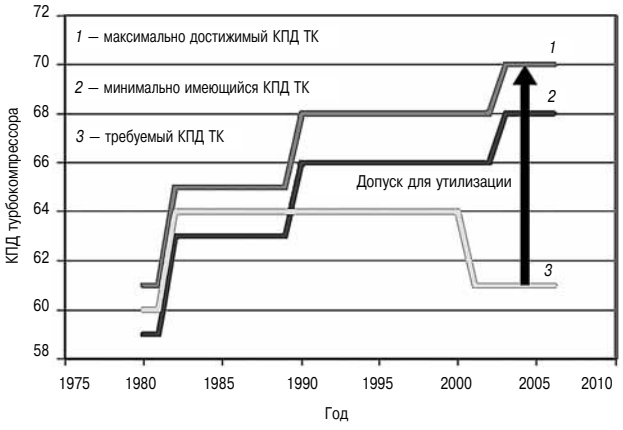


Рис. 2.1. Повышение КПД турбокомпрессора за счет разработки новых проточных частей компрессора и турбины [18,19]

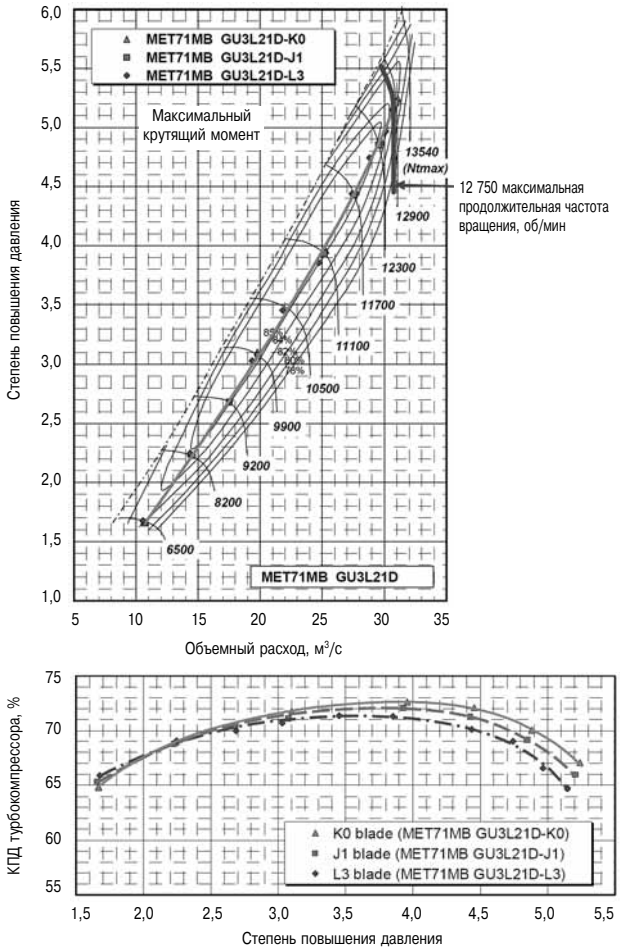


Рис. 2.2. Характеристика компрессора и КПД турбокомпрессора MET71MB

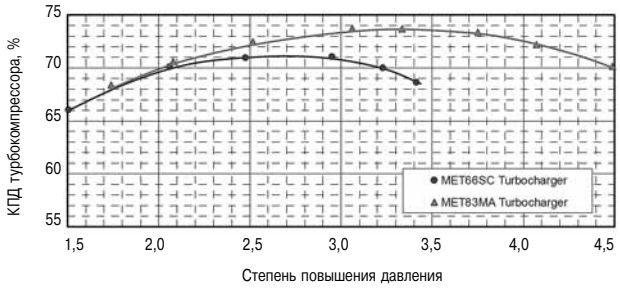


Рис. 2.3. Сопоставление КПД турбокомпрессоров MET66SC и MET83MA

позволила получить до 13 % дополнительной мощности, что эквивалентно существенной экономии топлива. Оценка термодинамического цикла показала, что максимальный КПД установки соответствует диапазону нагрузок главного двигателя 75–85 %, при которой обеспечивается крейсерская скорость судов (рис. 2.5).

ТКС фирмы MAH состоит из стандартных модулей, обеспечивающих оптимальную настройку при комплектации двухтактных двигателей фирмы, которые устанавливаются на сухогрузах и контейнеровозах. Применение ТКС позволяет сни-

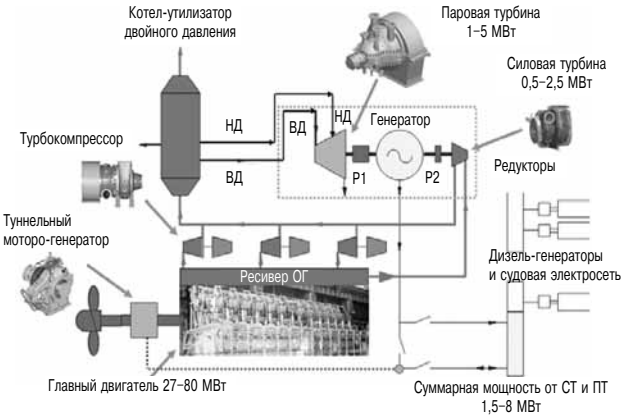


Рис. 2.4. Принципиальная схема турбокомпаундной установки MARC_HRS фирмы MAN

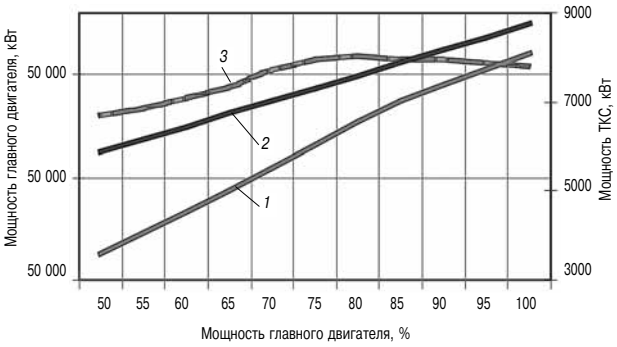


Рис. 2.5. Мощность турбокомпаундной системы и КПД силовой установки в зависимости от мощности главного двигателя:
1 — мощность ТКС; *2* — мощность главного двигателя; *3* — КПД силовой установки

зить расход топлива и обеспечить поддержание проектной крейсерской скорости судна. Общий вид установки приведен на рис. 2.6.

ТКС могут иметь различное исполнение и принцип действия. Так, в докладе фирмы «Wartsila» [20] для утилизации отходящего тепла двухтактных дизелей предложена принципиальная схема турбокомпаундной установки (рис. 2.7), применяемой в настоящее время. В предложенной схеме отсутствует силовая турбина и мотор-генератор на валопроводе главного двигателя.

Не делая привязки к какому-либо элементу двигателя и режиму работы, фирма сообщает, что при нагрузке двигателя выше 50 % есть возможность получить дополнительную электрическую энергию в объеме 5–6 % от мощности двигателя только за счет утилизации энергии пара котла-утилизатора в паровой турбине.

Сопоставление параметров силовой и паровой турбин, выполненное фирмой MAN, показывает, что паровая турбина дает больший выигрыш, чем силовая (рис. 2.8) [1].

Отбор ОГ для работы ТКС приводит к падению КПД турбокомпрессора, поэтому он до-

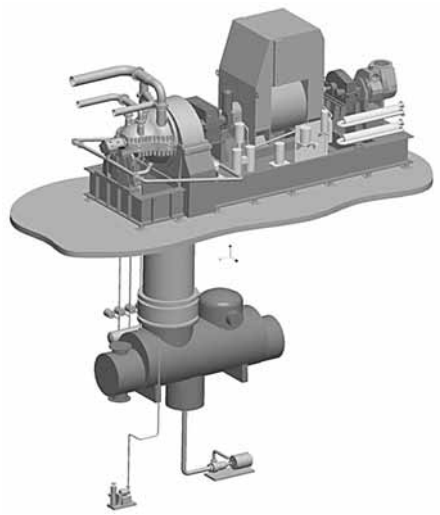


Рис. 2.6. Внешний вид турбокомпаундной установки MARC_HRS фирмы MAN

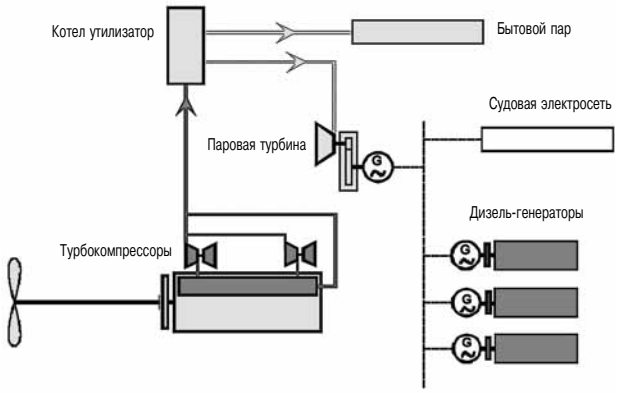


Рис. 2.7. Принципиальная схема турбокомпаундной системы, применяемой фирмой «Wartsila» на двухтактных дизелях

пустим только на средних и высоких нагрузках. Нижний диапазон работы силовой турбины ограничен приблизительно 50%-ной нагрузкой двигателя со снижением мощности СТ до 30 % (рис. 2.9).

Точка отключения СТ на мощности двигателя 50% является ориентировочной, она может быть различной в зависимости от назначения силовой установки, что и отражено на рис. 2.8.

Если СТ использует энергию части ОГ для расширения, то генератор паровой турбины использует оставшуюся теплоту ОГ для парообразования в утилизационном котле после турбокомпрессоров. Поэтому выходная мощность может быть получена при более низких нагрузках двигателя за счет более высокой температуры перепуска газов на котел-утилизатор.

Несмотря на термодинамическое преимущество утилизации тепла в паровой турбине фирма MAN отдает предпочтение ТКС с силовой турбиной TCS-PTG (рис. 2.10) [21].

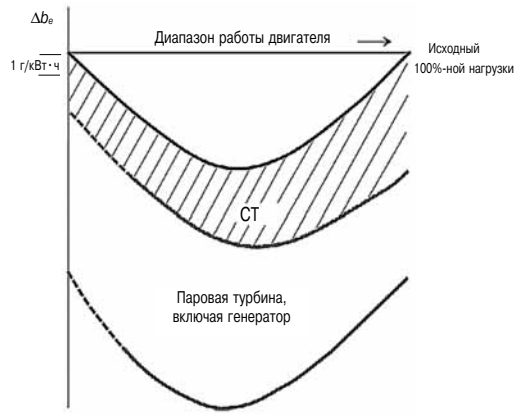


Рис. 2.8. Сравнение параметров силовой и паравой турбин на высокой нагрузке

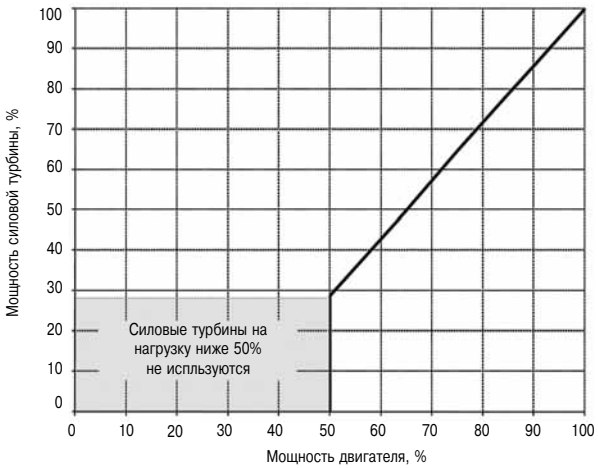


Рис. 2.9. Мощность турбины в зависимости от нагрузки двигателя

Если снижение КПД турбокомпрессора при перепуске газа на силовую турбину с 68 до 60 % сопровождается увеличением расхода топлива примерно 2 г/кВт·ч (рис. 2.11), то с учетом мощности, полученной на силовой турбине, снижение общего удельного расхода топлива составляет 7 г/кВт·ч при полной нагрузке.

Исходя из возможного падения КПД турбокомпрессора на 4 % при полной нагрузке, фирма оценила возможность применения СТ в диапазоне мощностей от 500 до 2900 кВт при мощности главного двигателя выше 12 МВт.

Модульное исполнение силовой турбины позволяет применить ее как в полномасштабных проектах утилизации отходящего тепла, так и в случае прямой передачи мощности коленчатому валу или в качестве автономного блока для получения мощности в турбокомпаундной системе с силовой турбиной и генератором (TCS-PTG) (рис. 2.12). В последнем случае она оборудуется системами автоматизации и средствами управления, синхронизирующими работу силовой турбины с отдельными элементами системы.

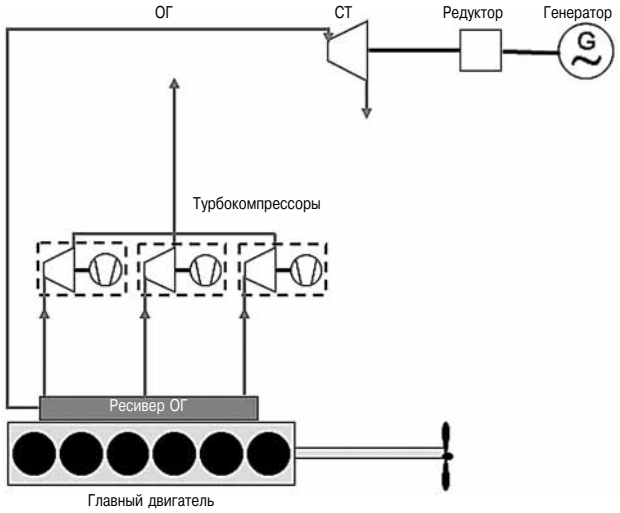


Рис. 2.10. Схема турбокомпаундной системы с силовой турбиной фирмы MAN — система TCS-PTG

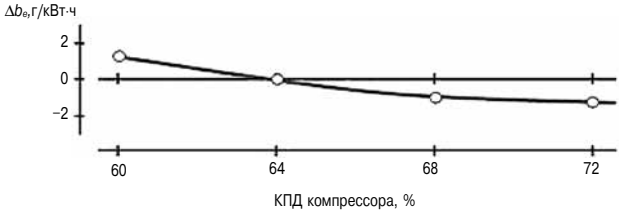


Рис. 2.11. Влияние КПД турбокомпрессора на изменение удельного расхода топлива

Для СТ используются три типоразмера радиальных турбин и одна турбина осевого типа из номенклатуры турбокомпрессоров производства фирмы MAN с диаметрами колес в пределах от 180 для PT18 до 350 мм для турбины осевого типа PT55.

Особенностью конструкции системы TCS-PTG с силовой турбиной радиального типа является прямая связь с двухступенчатым планетарным редуктором. На входе в редуктор частота вращения находится в пределах от 22 000 до 35 000 об/мин. На выходе редуктор вращает генератор через сцепление с частотой 1500 или 1800 об/мин, что эквивалентно частоте 50 или 60 Гц.

Турбина и редуктор спроектированы как единый агрегат, имеющий один опорный и один упорный подшипники в корпусе СТ, тогда как вторая опора ротора создается эффектом сосредоточения сил между шестернями планетарного редуктора. Такое решение обеспечивает компактную конструкцию агрегата.

В 2013 г. фирма MAN выполнила три заказа на поставку установок с силовыми турбинами: один заказ для главного двигателя контейнеровоза с турбиной мощностью 900 кВт и два заказа для стационарных установок. На одной из них установлены две турбины суммарной мощностью

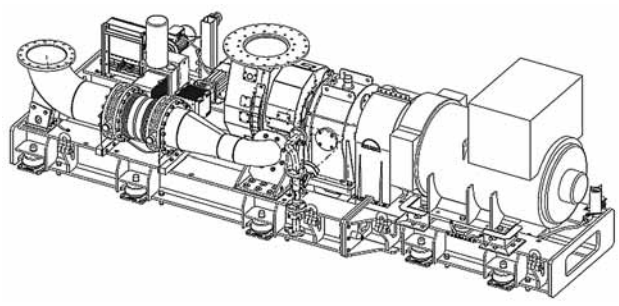


Рис. 2.12. Автономная турбокомпаундная система TCS-PTG фирмы MAN

1400 кВт, на второй — одна турбина мощностью 600 кВт.

Фирма выполнила коммерческую оценку целесообразности применения СТ на двигателях 11S90ME-C9.2 мощностью 50 МВт, 7G80ME-C9.2 мощностью 21,3 МВт и 6S70ME-C8.2 мощностью 16,7 МВт с учетом профиля нагрузок и цены топлива 650 долл. за тонну. На первом двигателе экономия расходов за год составляет 793 тыс. долл., на втором — 239 тыс. долл., на третьем — 205 тыс. долл. Данных по стоимости силовых установок не приводится, и срок их окупаемости не оценивается.

Максимальные мощности силовых турбин для указанных выше двигателей составляют 1720, 530 и 510 кВт соответственно, а мощность СТ в % от мощности двигателя с учетом профиля нагрузки представлена на рис. 2.13.

В большинстве случаев главные двигатели работают при нагрузке ниже максимальной длительной мощности, поэтому турбокомпрессоры настраиваются на мощность двигателя 85% с максимальным перепуском ОГ на силовую турбину. При 100 %-ной нагрузке величина перепуска уменьшается, что приводит к снижению мощности силовой турбины, но зато увеличивается давление продувочного воздуха.

Как правило, ТКС используются при нагрузке двигателя более 50 %. По мнению фирмы «Mitsubishi» в комбинации с регистровой системой

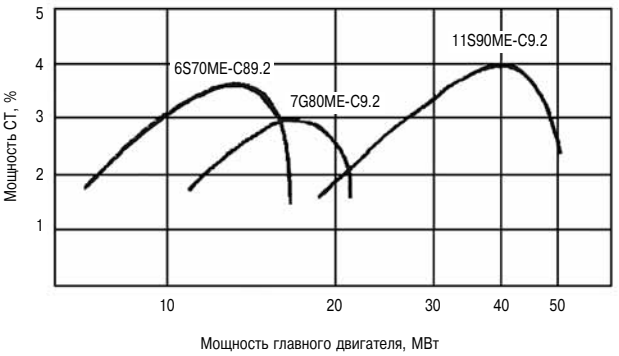


Рис. 2.13. Мощность силовых турбин различных типоразмеров в зависимости от мощности двигателя

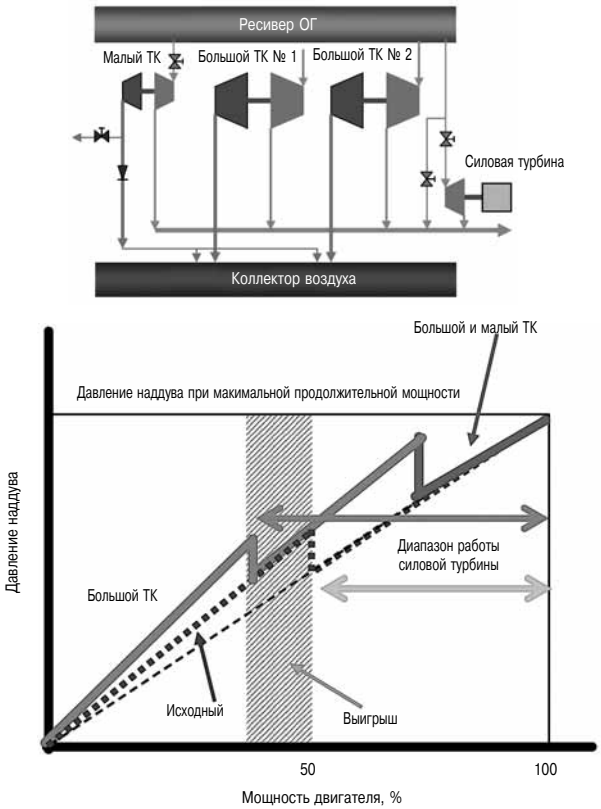


Рис. 2.14. Регистровая система наддува с силовой турбиной

наддува включение в работу СТ может быть реализовано при более низких нагрузках, что позволяет увеличить долю утилизируемого тепла (рис. 2.14) [25].

В регистровой системе наддува турбокомпрессор первой ступени работает на низкой нагрузке двигателя, поэтому давление продувочного воздуха выше, и возможен пуск силовой турбины при работе двигателя с более низкой нагрузкой. Так как давление продувочного воздуха при регистровом наддуве выше, то и мощность силовой турбины также возрастает. Расчетный анализ, выполненный для двигателя мощностью 42 160 кВт, показал, что при перепуске газа на СТ в количестве 13 % и пропускной способности турбины второй ступени, равной 15 % от пропускной способности всей системы, увеличение мощности силовой турбины составляет 26 % (рис. 2.15).

Наряду с классическим исполнением используются ТКС с отбором избыточной мощности непосредственно от ротора ТК, соединенного с высокоскоростным генератором (гибридный турбокомпрессор). Такие разработки ведутся в Японии фирмами «Mitsubishi» и «Mitsui». Преимущества и недостатки гибридных ТК подробно рассмотрены в работе [22]. В 2007 г. гибридные ТК были разработаны для двигателей мощностью около 1000 кВт с мощностью электрических



Рис. 2.15. Сравнение расчетных мощностей силовой турбины при регистровой и обычной системах наддува

генераторов 20–40 кВт, которые успешно прошли опытную эксплуатацию.

Последние успехи в технологии создания высокоскоростных генераторов позволили перейти к более высоким мощностям. Так, фирмы «Mitsui» и «Nishishiba» разработали высокоскоростной генератор мощностью 1300 кВТ при 10 500 об/мин (рис. 2.16) для совместной работы с самым большим турбокомпрессором TCA88 фирмы MAN. На двигателе 11K98MC-C (62 810 кВт при 104 об/мин) установлено три турбокомпрессора (рис. 2.17) [23].

Высокоскоростной генератор перед сборкой был обкатан с приводом от электродвигателя, а гибридный турбокомпрессор был испытан на горячем стенде. Расходные характеристики системы для 100 и 60 % нагрузки двигателя показаны на рис. 2.18.

Надписи вблизи точек на графике соответствуют выходной мощности системы. Точки 0 кВт соответствуют режиму работы турбокомпрессора без генератора. Если выходная мощность системы увеличивается, то скорость турбокомпрессора уменьшается, и рабочие точки смещаются



Рис. 2.16. Высокооборотный генератор мощностью 1300 кВт

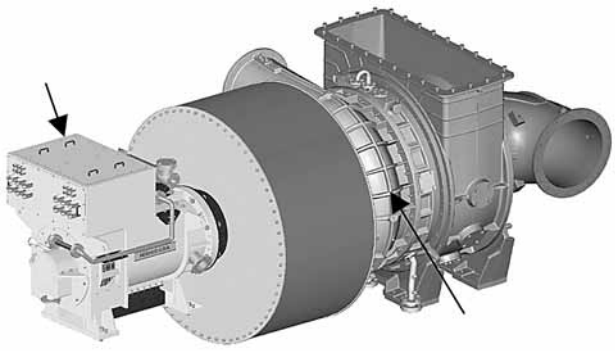


Рис. 2.17. Гибридный турбокомпрессор с высокооборотным генератором

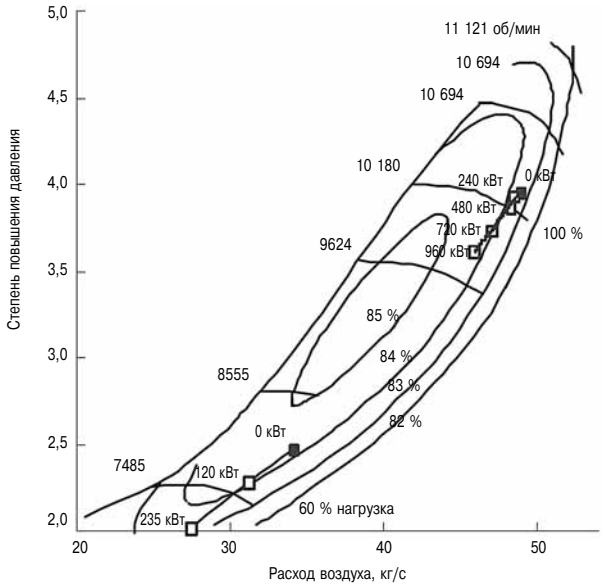


Рис. 2.18. Характеристика компрессора TCA88 с нанесенной расходной характеристикой турбокомпаундной системы

в сторону более низкого давления и меньшего расхода воздуха. Однако расходная характеристика приблизительно эквивалентна той, что и без ТКС, поэтому высокий КПД компрессора сохраняется и при работе с генератором. По результатам испытаний установлено, что ТКС способна вырабатывать электроэнергию в количестве более 4 % от мощности главного двигателя.

В 2007 г. фирма «Mitsubishi» разработала гибридный турбокомпрессор MET42MAG [24, 22] с выходной мощностью 250 кВт для четырехтактных газовых двигателей мощностью от 3500 до 5200 кВт. Генератор может выполнять функции мотора, как показано на рис. 2.19, что позволяет поддерживать коэффициент избытка воздуха в узких пределах для исключения детонации при высоких значениях эффективного давления.

На основе этой конструкции фирма спроектировала гибридный ТК MET83MAG мощностью 750 кВт при 9500 об/мин для установки на двухтактный малооборотный двигатель 7S65ME-C сухогруза (рис. 2. 20) [25]. Генератор синхронного типа с четырехполюсным постоянным магнитом конструктивно встроен в фильтр-глушитель компрессора. Для надежной работы генератора был выполнен детальный анализ его теплового баланса для вариантов охлаждения водой и воздухом.

Если на двигателе установлено несколько турбокомпрессоров, то в целях экономии стоимости оборудования предлагается использовать только один гибридный турбокомпрессор (рис. 2.21). В этом случае величина утилизированной мощности регулируется так, чтобы скорость гибридного турбокомпрессора соответствовала скорости других ТК. По этой причине пропускная способность турбины гибридного турбокомпрессора больше, чем стандартного ТК. Это обеспечивает устойчивую работу турбокомпрессора, если используется только один гибридный турбокомпрессор.

Фирма «Mitsubishi» выполнила расчетный сравнительный анализ трех вариантов ТКС для двигателя 7UEC60LSII мощностью 14 315 кВт при 105 об/мин:

— с паровой турбиной с перепуском 10 % ОГ на котел-утилизатор;

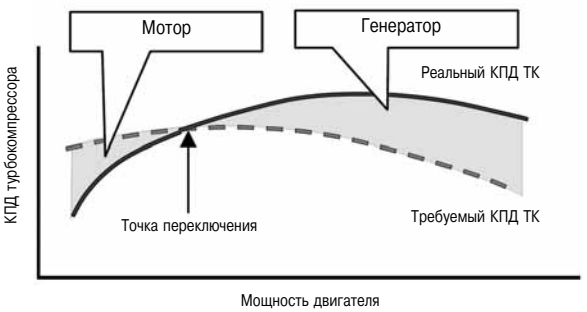


Рис. 2.19. Гибридный турбокомпрессор MET42MAG в функции мотора и генератора

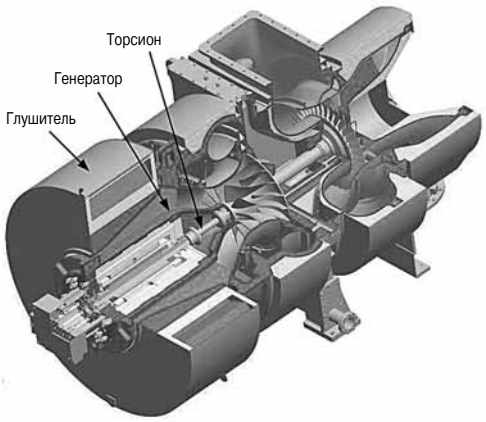


Рис. 2.20. Гибридный турбокомпрессор MET83MAG

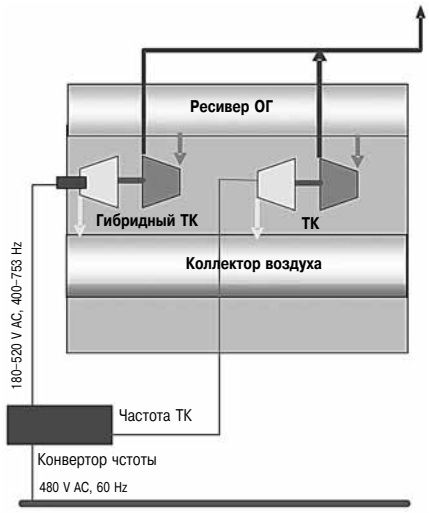


Рис. 2.21. Гибридный турбокомпрессор в системе наддува с несколькими турбокомпрессорами

— с паровой и силовой турбиной с перепуском 10 % ОГ на силовую турбину;

— с паровой турбиной и гибридным турбокомпрессором MET53MAG.

Мощности этих ТКС составляют, соответственно, 1057 кВт (7,4 %), 1295 кВт (9 %) и 1389 кВт (9,7 %). Как видно, во всех случаях присутствует паровая турбина как обязательный элемент системы.

Для обслуживания ТКС с электрогенераторами необходимо вспомогательное оборудование в виде преобразователей и пультов, в которых они установлены. Для размещения оборудования требуется много места, поэтому, по мнению фирмы «Mitsui», такая ТКС может быть установлена только на больших судах, таких как контейнеровоз [18]. Кроме того, на многих судах не требуется большое количество электроэнергии. Например, на сухогрузах с мощностью главного двигателя порядка 10 000 кВт потребность в электроэнергии не превышает 500 кВт, поэтому для таких судов срок окупаемости применения ТКС становится очень длинным.

Для замены электрогенераторов фирма «Mitsui» разработала турбогидравлическую систему (ТГС) (рис. 2.22, 2.23) [18, 19]. Эта система способна преобразовывать энергию отработавших газов в механическую мощность посредством гидравлики. В ТГС мощность, выработанная гидравлическими насосами, передается гидравлической турбине, связанной с коленчатым валом двигателя. Испытание ТГС на двигателях показали, что расход топлива снижается на 3–4 % без увеличения выбросов NO_x.

ТГС выполняется в двух вариантах.

Первый вариант используется на двигателе с одним ТК. Редуктор установлен непосредственно на фильтре-глушителе, а гидравлические насосы

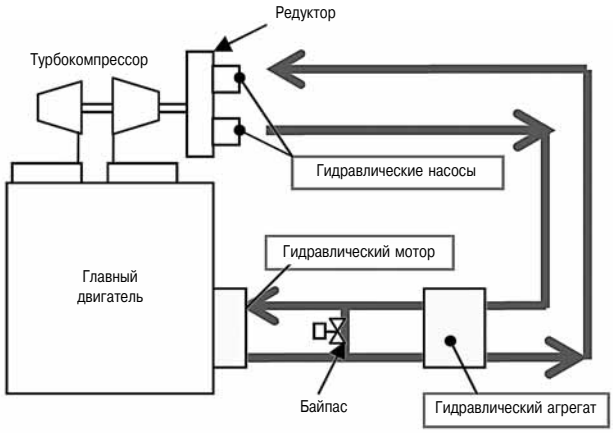


Рис. 2.22. Схема турбогидравлической системы

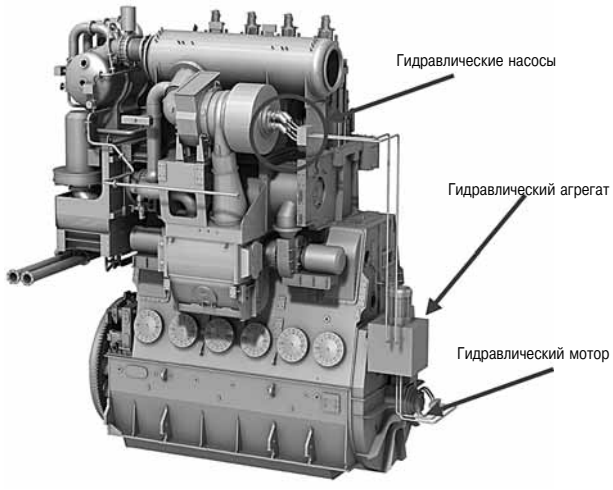


Рис. 2.23. Установка турбогидравлической системы на двухтактном двигателе

размещены в корпусе редуктора и соединены с ротором ТК (рис. 2.24). Гидравлический мотор установлен на переднем конце коленчатого вала (рис. 2.25).

Насосы и мотор — объемного типа, что обеспечивает их компактность. При отсутствии прямой зависимости между нагрузкой двигателя и скоростью турбокомпрессора во всем диапазоне нагрузок изменение нагрузки двигателя не всегда вызывает пропорциональный динамический отклик турбокомпрессора. Поэтому возникает несоответствие между мощностью гидравлических насосов на ТК и мощностью гидравлического мотора, установленного на коленчатом валу. Для устранения несоответствия и регулирования утилизируемой мощности в гидравлическом контуре системы устанавливаются контрольный насос с переменной подачей и вспомогательный насос для пополнения имеющейся утечки масла. Эти насосы приводятся мотор-генераторами и скомпонованы в единый гидравлический агрегат (рис. 2.26). ТГС, непосредственно размещенные

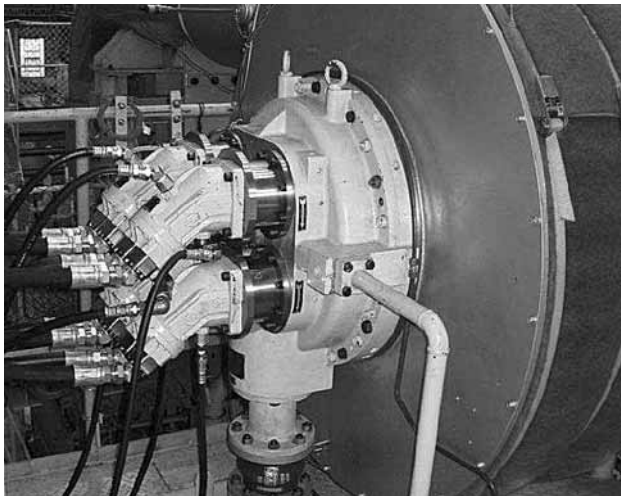


Рис. 2.24. Гидравлические насосы и редуктор турбогидравлической системы, установленные на фильтре-глушителе турбокомпрессора

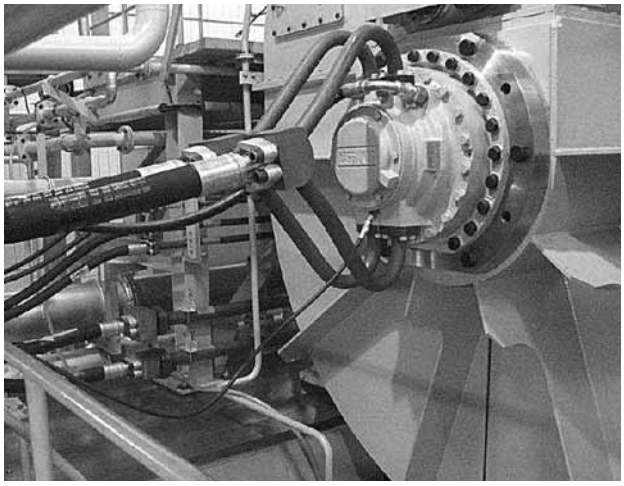


Рис. 2.25. Гидравлический мотор, установленный на коленчатом вале двигателя

на двигателе, могут быть установлены в машинных отделениях небольших судов.

Второй тип ТГС имеет насосы, связанные с силовой турбиной, которая приводится энергией отбираемых от турбокомпрессора ОГ вместо прямого привода от ТК (рис. 2.27 и 2.28).

Этот тип системы используется, когда на двигателе установлено несколько ТК, что упрощает управление величиной утилизируемой мощности непосредственно на насосах, однако вспомогательный насос с гидравлическим агрегатом для пополнения системы маслом из-за утечек по прежнему требуется (см. рис. 2.27). Такая система была испытана на опытном двигателе 4S50ME-T мощностью 7120 кВт при 117 об/мин при нагрузке двигателя 75, 85 и 100 % (рис. 2.29 и 2.30).

Результаты испытаний показали увеличение мощности силовой установки на 4% при 100%-ной нагрузке и 3,4 % при 85 %-ной нагрузке, что со-

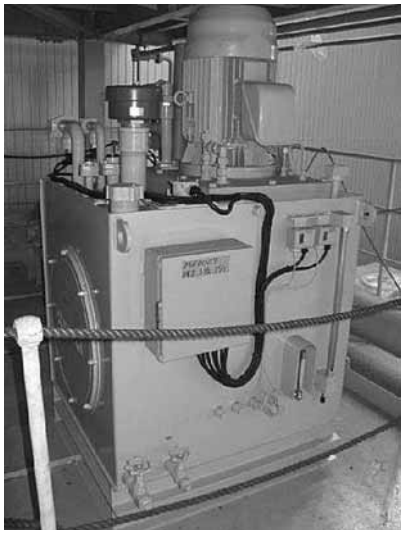


Рис. 2.26. Гидравлический агрегат

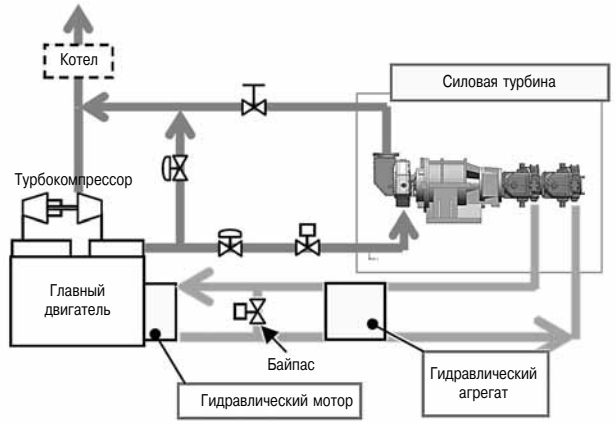


Рис. 2.27. Схема турбогидравлической системы с силовой турбиной

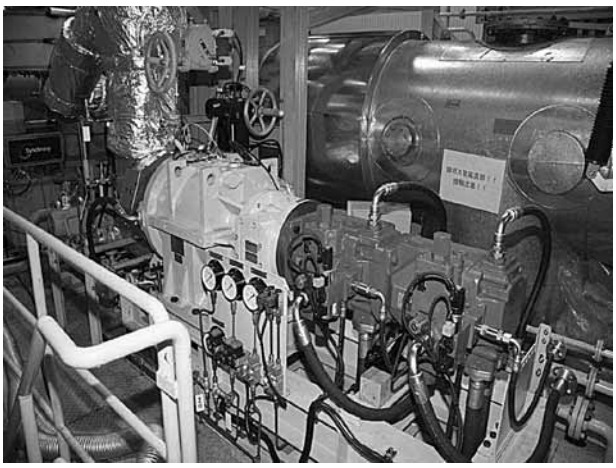


Рис. 2.28. Внешний вид силовой турбины с гидронасосами

ответствует снижению расхода топлива примерно на 4 и 3 %.

Эксплуатационные испытания подтвердили надежность ТГС. Турбогидравлические системы

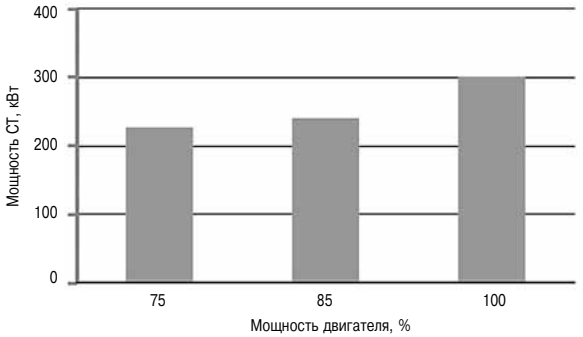


Рис. 2.29. Расчетная мощность силовой турбины с гидронасосами

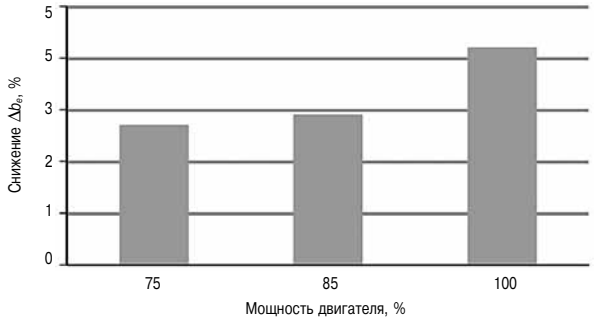


Рис. 2.30. Улучшение топливной экономичности при использовании силовой турбины с гидронасосами

более компактны и дешевле, чем обычные ТКС, использующие электрическое оборудование. Они имеют более низкую инвестиционную стоимость, и срок их окупаемости может быть самым коротким даже с учетом того, что эффективность гидравлической системы несколько ниже чем электрической системы. Кроме того, основные компоненты ТГС могут быть установлены на двигатели, находящиеся в эксплуатации, что позволяет их модернизировать.

Заключение

1. Улучшение топливной экономичности всегда относилось к важнейшим приоритетам как для исследователей, так и для изготовителей дизелей. Снижение расхода топлива достигается за счет оптимизации работы системы турбонаддува на малых нагрузках и утилизации энергии ОГ при высоких нагрузках двигателя.

2. Двигатели с турбокомпрессорами используют только определенную часть энергии ОГ для наддува, поэтому оставшаяся энергия может быть передана системам утилизации тепла. Чем выше КПД турбокомпрессора, тем большее количество энергии может быть утилизировано.

Турбокомпаундная система (ТКС) полной утилизации тепла, состоящая из силовой и паровой турбин, соединенных между собой редукторами и мотор-генераторами, достаточно дорогая и имеет длительный срок окупаемости. Поэтому двигателестроительные фирмы предлагают более простые технические решения с учетом опыта и имеющихся возможностей производства.

3. Фирма «Wartsila» в настоящее время предлагает схему ТКС только с паровой турбиной [20], что позволяет при нагрузке двигателя выше 50 % получить 5–6 % дополнительной электрической энергии от мощности двигателя.

4. Фирма MAN отдает предпочтение ТКС с силовой турбиной (СТ) [21], разработкой которых занимается более 40 лет. Новый ряд СТ включает три типоразмера радиальных турбин и один типоразмер осевой турбины с диапазоном мощностей от 500 до 2900 кВт при мощности главного двигателя выше 12 МВт. Модульное исполнение СТ позволяет использовать их как в полномасштабных проектах утилизации отходящего тепла, так и в системах выработки механической мощности с передачей ее на коленчатый вал двигателя, а также как автономный блок для получения мощности в ТКС с силовой турбиной и генератором. Максимальная дополнительная мощность, генерируемая СТ, составляет 3–4 % от мощности двигателя.

5. Наряду с классическим исполнением ТКС применяется отбор избыточной мощности непосредственно от ротора ТК, соединенного с высокоскоростным генератором (гибридный турбокомпрессор). Первоначально гибридные ТК предназначались для двигателей мощностью до 1000 кВт с мощностью электрических генераторов 20–40 кВт. В настоящее время технологии создания высокоскоростных генераторов позволили генерировать мощность 750–1300 кВт [23, 24], что составляет 4–5 % от мощности двигателя. Однако эти системы требуют много места для размещения вспомогательного оборудования и могут быть установлены только на больших судах.

6. Фирма «Mitsui» разработала компактную турбогидравлическую систему (ТГС) [18, 19], в которой мощность генерируется гидравлическими насосами, соединенными с ТК, и передается гидравлической турбине, связанной с коленчатым валом двигателя. ТГС выполняется в двух вариантах. Первый вариант используется на двигателе с одним ТК, ротор которого непосредственно связан через редуктор с гидравлическими насосами. ТГС этого типа могут быть размещены на малых судах. Второй вариант с приводом гидравлических насосов от силовой турбины используется на двигателях с несколькими ТК.

Испытания ТГС на двигателях показали возможность снижения расхода топлива на 3–4 %.

ТГС более компактны и значительно дешевле, чем ТКС, использующие электрическое оборудование. Кроме того, главные компоненты ТГС могут быть установлены на двигателях, находящихся в эксплуатации, что позволяет их модернизировать.

7. Снижение расхода топлива на частичных нагрузках достигается согласованием и настройкой характеристик двигателя и системы наддува на эти режимы, применением турбокомпрессоров с регулируемой турбиной, переходом к регистровому наддуву (отключение турбокомпрессора) и использованием перепуска газа и воздуха. Проектирование проточных частей ТК выполняется так, чтобы обеспечить повышенные КПД при работе на частичных нагрузках без ухудшения эффективных показателей при полной нагрузке.

8. Наиболее эффективным средством улучшения характеристик двигателя на частичных нагрузках является применение турбины с регулируемым сопловым аппаратом (СА). При работе на высоких нагрузках СА имеет максимальное открытие, при переходе на частичные нагрузки он прикрывается и обеспечивает повышение давления наддува и улучшение воздухоснабжения двигателя. При работе на двигателе с регулируемым ТК в диапазоне нагрузок 40–75 % может быть получено снижение расхода топлива примерно 2,5 %.

9. Регистровая система наддува является эффективным средством оптимизации параметров турбонаддува на всех режимах работы двигателя для обеспечения минимального удельного расхода топлива во всем диапазоне нагрузок. Система управления двигателем в зависимости от режима работы подключает или отключает турбокомпрессоры заслонками со стороны ОГ и наддувочного воздуха. Для обеспечения компактности регистровая система наддува должна быть встроена в двигатель, что может сделать только производитель, выпускающий двигатели и ТК. Именно поэтому система с турбокомпрессорами собственного производства широко используется фирмой MTU на двигателях серии 2000, 4000 и 8000 с несколькими турбокомпрессорами.

Наиболее перспективной для регистрового наддува является схема с двумя турбокомпрессорами различного типоразмера. Она проста по исполнению и обеспечивает оптимальную настройку системы наддува при работе двигателя с одним турбокомпрессором первой ступени или совместно с двумя турбокомпрессорами.

Регистровая система наддува может быть конструктивно исполнена в одном агрегате. В таком агрегате турбонаддува колесо компрессора оснащено лопатками с двух сторон, корпус компрессора имеет два входа, а турбина с регулируемым сопловым аппаратом.

Литература

1. *Herbert Schmuttermair H., Fernandez A., Witt M.* Fuel Economy by Load Profile Optimized Charging Systems from MAN. № 250, CIMAC 2010, Bergen.

2. *Jakobsen S. B.* Service Experience of MAN B&W Two Stroke Diesel Engine. № 17, CIMAC 2010, Bergen.

3. *Ono Y.* Solutions for better engine performance at low load by Mitsubishi turbochargers. № 15, CIMAC 2013, Shanghai.

4. *Veser N., Schneemann A., Kasper W., Wollmann B.* Development of the high-speed diesel engine 20V8000 M71. Paper № 153, CIMAC 2007, Vienna.

5. *Czerny L., Klotz H., Ruck J., Schmid U.* Advanced turbochargers for high-performance supercharging systems, CIMAC 2001, Hamburg.

6. *Czerny L., Wintruff I., Schmid U., Baumgarten J.* Future Potential of Series 4000 Marine Engines. Paper № 156, CIMAC 2007, Vienna.

7. *Stiesch G., Baumann H., Wachter V., Schmitz J., Teetz C.* Utilizing Multiple Injections for Optimized Performance and Exhaust Emissions with the MTU Series 2000 Common Rail Marine Engines. Paper № 50, CIMAC 2007, Vienna.

8. *Veser N., Speetzen R., Glowacki C.* Development of the Series 4000 IRONMEN workboat engine. № 200, CIMAC 2010, Bergen.

9. *Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А.* Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе CIMAC 2007 // Двигателестроение. — 2008 — № 3. — С. 29–35.

10. *Pierre J., Henry X., David W.* VTG turbocharging — a valuable concept for traction application. № 116, CIMAC 2013, Shanghai.

11. www.Honeywell turbotechnologies VNT.

12. *Cui Y., Deng K., Zhang Z.* Transient performance of three phase sequential turbocharging with unequal size turbochargers. № 213, CIMAC 2013, Shanghai.

13. *Xie G., Xie X.A.* New Sequential Turbocharging System. № 334, CIMAC 2013, Shanghai.

14. *Xie X., Xie G.* Further Improved Performance of High-Turbocharged Four Stroke Diesel Engine With Split Exhaust Turbocharger System. № 338, CIMAC 2013, Shanghai.

15. www.Honeywell turbotechnologies VNT Sequential.

16. *Imai K., Nagasawa H., Yamamoto H., Kato S., Sonobe K.* Development of NIIGATA new medium-speed diesel engine «28AHX». № 165, CIMAC 2010, Bergen.

17. *Sakabe H., Hosokawa N.* Cutting edge technologies of UE engine for higher efficiency and environment. № 186, CIMAC 2010, Bergen.

18. *Sakairi N., Tanaka I., Kondo M., Otsuka A., Ohta K.* Development of Turbo Hydraulic System on Large Marine Diesel Engine. № 146, CIMAC 2013, Shanghai.

19. *Fischer S.* Energy efficient Hydraulic Systems for Large Engines. № 4, CIMAC 2013, Shanghai.

20. *Brunner H., Constantin J. N., Schumacher B., Schneiter D.* Upgrade of Wartsilas Two-Stroke Engine Portfolio to fulfil the Changing Marine Market Requirement. № 326, CIMAC 2013, Shanghai.

21. *Mest S, Loewlein O., Balthasar D., Schmuttermair H.* TCS-PTG — MAN Diesel & Turbo's power turbine portfolio for waste heat recovery. № 214, CIMAC 2013, Shanghai.

22. *Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И.* Турбокомпаундные системы как средство утилизации отходящего тепла силовых установок с ДВС // Двигателестроение. — 2009. — № 1. — С. 28–34.

23. *Tochio S., Kondo M., Kunimitsu M., Ide R., Ito T., Iwasaki T., Suenaga R., Shimaya H.* Development of Large-Scale Turbocharger Generator Unit. № 194, CIMAC 2010, Bergen.

24. *Shiraishi K., Kimura M., Teshima T.* Development and application of MET-MA turbochargers. № 30, CIMAC 2007, Vienna.

25. *Teshima T., Kimura M., Shiraishi K., Ono Y.* Development of New Turbocharger Technology for Energy Efficient and Low Emission Diesel Power Plant. № 204, CIMAC 2010, Bergen.

УДК 621.436

УЛУЧШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Е.В. Дмитриевский, к.т.н., доцент кафедры «Тепловые двигатели»
Брянский государственный технический университет

На динамику разгона малооборотного двигателя при его экстренном нагружении отрицательно влияют значительные силы инерции вследствие большой массы движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма. Для улучшения качества переходных режимов малооборотного двигателя при разгоне под нагрузкой требуется осуществить быстрый разгон ротора турбокомпрессора (ТК).

Приведены результаты испытаний малооборотного дизельного двигателя с системой разгона ротора ТК от источника сжатого воздуха, подтвердившие возможность улучшения динамики его разгона при пуске и экстренном нагружении. Малооборотный двигатель с системой разгона ротора ТК может быть использован на АЭС в качестве аварийного источника питания.



Малооборотные двухтактные дизельные двигатели для силовых агрегатов превышают по эффективности среднеоборотные двигатели, паровые турбины и одноцикловые или комбинированного типа газовые турбины. В то же время при возникновении внешних пиковых нагрузок в процессе разгона малооборотного двигателя необходимо преодолеть значительные силы инерции, отрицательно влияющие на динамику разгона двигателя вследствие большой массы движущихся деталей поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. Так, например, условия применения малооборотных двухтактных дизельных двигателей на судах ледового класса требуют обеспечить возможность быстрого преодоления экстренных пиковых нагрузок в случае снижения частоты вращения под воздействием внешних факторов. При движении судна в условиях сложной ледовой обстановки возможно попадание больших фрагментов льдин или плотной ледовой массы на лопасти гребного винта. В этих случаях резкое возрастание нагрузки на двигатель может привести не только к значительному снижению частоты вращения коленчатого вала, но и к остановке двигателя.

В условиях движения судна при проходе узостей и шлюзов, при маневрировании в порту в сложных погодных условиях также возникают ситуации, вызывающие экстренные пиковые нагрузки.

При эксплуатации малооборотных двухтактных дизельных двигателей на автономных дизельных электрических станциях возможны экстренные пиковые нагрузки при резком повышении нагрузки электрической сети.

Возможность использования малооборотных двухтактных дизельных двигателей на АЭС в составе дизель-генераторных установок резервного (аварийного) источника питания определяется их способностью быстрого приема нагрузки после пуска. Известно [3], что для АЭС резервный (аварийный) источник питания должен обеспечить прием нагрузки до 80 % от номинальной мощности с режима холостого хода за время менее 85 с.

Для сокращения времени разгона и приема внешней нагрузки двигателем необходимо значительно увеличивать цикловую подачу топлива и подавать в цилиндры необходимое количество продувочного воздуха для обеспечения его качественного сгорания [2]. Качество продувки–наполнения цилиндров малооборотного двигателя в переходных процессах определяется динамическими свойствами системы турбонаддува. Поэтому для преодоления пиковых нагрузок малооборотным дизельным двигателем требуется прежде всего обеспечить быстрый разгон ротора турбокомпрессора.

Для обеспечения этого условия применяются регулируемые турбокомпрессоры [4], позволяющие оптимизировать закон изменения давления наддува при работе двигателя по внешней скоростной характеристике. Известна испытанная на среднеоборотных двигателях система разгона ротора типа «Jet Assist», с помощью которой вращающийся ротор турбокомпрессора разгоняется от вспомогательного сжатого воздуха. Воздух подается на лопатки колеса компрессора через наклонные сопловые отверстия во вставке корпуса компрессора. На малооборотных двухтактных дизельных двигателях системы разгона ротора турбокомпрессора не применялись.

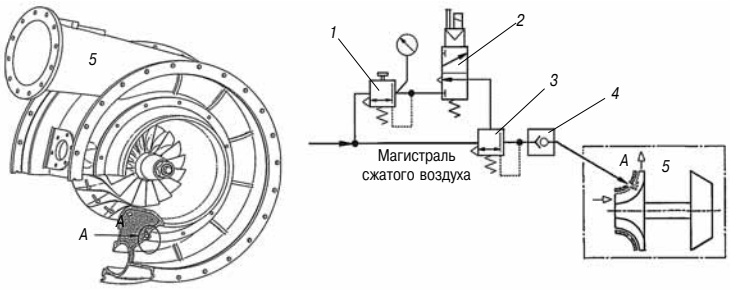


Рис. 1. Принципиальная схема системы для разгона ротора турбокомпрессора NA34/TO8110:
A — наклонные сопловые отверстия; *1* — редукционный клапан; *2* — 2/3 позиционный электромагнитный клапан; *3* — контрольный клапан; *4* — невозвратный клапан; 5 — турбокомпрессор

Для исследования возможности быстрого приема нагрузки малооборотным дизельным двигателем в стендовых условиях завода-изготовителя были произведены испытания двигателя 6ДКРН35/105 (6L35MC по маркировке фирмы-лицензиара «MAN Diesel&Turbo A/S») [1].

Двигатель 6ДКРН35/105 — малооборотный двухтактный крейцкопфный дизельный двигатель с газотурбинным наддувом при постоянном давлении газов перед турбиной. Максимальная длительная мощность двигателя составляет 3380 кВт при частоте вращения коленчатого вала 200 об/мин.

Для продувки–наполнения цилиндров двигателя воздухом при пуске и на переходных режимах работы служат две вспомогательные электрические воздуходувки фирмы «Defor». Они включаются в работу при недостаточной энергии отработавших газов для раскрутки ротора турбокомпрессора.

Двигатель 6ДКН35/105 оснащен турбокомпрессором NA34/TO8110, обеспечивающим на номинальном режиме работы двигателя при частоте вращения ротора n = 25 400 об/мин степень повышения давления $\pi_к$ = 3,49 и расход воздуха в количестве 8,25 кг/с.

В турбокомпрессоре этого типа применен ротор с колесом компрессора диаметром 340 мм. Ротор турбокомпрессора имеет сравнительно небольшую массу и хорошие динамические характеристики при высоком среднем эффективном давлении и низкой скорости вращения коленчатого вала двигателя. Тем не менее, для преодоления экстренных пиковых нагрузок, когда необходимо малое время разгона двигателя, этого оказывается недостаточно.

При проведении опытных работ на двигателе 6ДКРН35/105 турбокомпрессор NA34/TO8110 был оборудован системой разгона ротора. Для этого во вставке корпуса компрессора выполнено пять тангенциальных наклонных сопловых отверстий диаметром d = 10,5 мм, которые выходят к лопаткам колеса компрессора на диаметре 320 мм. Принципиальная схема системы для разгона ротора приведена на рис. 1.

Система для разгона ротора состоит из трубопровода с внутренним диаметром 52 мм для подвода сжатого воздуха от центральной заводской магистрали с избыточным давлением воздуха 0,4 МПа, редукционного клапана, 2/3 позиционного электромагнитного клапана, контрольного клапана и невозвратного клапана. Система разгона включается в работу с помощью контрольного клапана, используемого в качестве быстродействующей задвижки. При проведении испытаний система разгона ротора управлялась вручную.

При увеличении нагрузки двигателя система разгона обеспечивает интенсивное увеличение частоты вращения ротора турбокомпрессора и способствует быстрому росту давления продувочного воздуха.

Для оценки количества сжатого воздуха, необходимого для работы системы разгона ротора турбокомпрессора, был рассчитан расход воздуха через сопла при физических параметрах магистральной сети:

$$p_0 = 5\cdot10^{-1} \text{ МПа (абс)}; \; T_0 = 293 \text{ К}.$$

Истечение через сопла системы разгона критическое до противодавления за отверстиями $0{,}264\cdot10^{-1}$ МПа (абс).

Расход воздуха при критическом истечении

$$G = \rho^* \cdot a^* \cdot f \text{ (кг/с)},$$

где ρ^* — плотность газа в потоке при критическом истечении, кг/м^3; a^* — критическая скорость потока, м/с; f — суммарная площадь отверстий системы разгона ротора турбокомпрессора, м^2.

$$\rho^* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k+1}} \cdot \rho_0 = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k+1}} \cdot \frac{p_0}{RT_0} = 3{,}7 \text{ кг/м}^3;$$

$$f = n\frac{\pi d^2}{4} \cdot 10^{-5} = 4{,}33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$a^* = \sqrt{kRT_0} = 346{,}5 \text{ м/с};$$

$$G = \rho^* \cdot a^* \cdot f = 0{,}56 \text{ кг/с}.$$

Расчетный расход воздуха 0,56 кг/с соответствует 6,8 % номинальной производительности компрессора. При таком относительно небольшом расходе сжатого воздуха в условиях эксплуатации его можно отбирать через редукционный клапан из системы пускового воздуха двигателя.

В стендовых условиях определение динамики разгона малооборотного двигателя осуществлялось за счет максимально быстрого заполнения гидротормоза, начинавшегося одновременно с пуском двигателя. Нагружение двигателя производилось до мощности, составляющей ~ 80 % от номинальной. Двигатель разгонялся до номинальной частоты вращения коленчатого вала $n_{дв}$ = = 200 об/мин.

Разгон двигателя под нагрузкой с момента пуска выполнялся при следующих условиях:

➢ при включенных вспомогательных электрических воздуходувках (стандартная схема);

➢ с системой разгона ротора турбокомпрессора при включенных вспомогательных электрических воздуходувках;

➢ с системой разгона ротора турбокомпрессора при отключенных вспомогательных электрических воздуходувках.

Переходные процессы выхода двигателя на режим, соответствующий ~80 % от номинальной мощности (2690 кВт) при частоте вращения коленчатого вала $n_{дв}$ = 200 об/мин, от момента пуска до момента установки силового привода регулятора на индекс, соответствующий нагрузке двигателя от гидротормоза, изображены на осциллограммах рис. 2. Продолжительность переходных процессов определялась по осциллограммам. Результаты обработки осциллограмм приведены в таблице.

Исследование динамических характеристик двигателя 6ДКН35/105 при пуске и разгоне под нагрузкой подтверждает возможность выхода на установившийся режим, равный 80 % от номинальной мощности при $n_{дв}$ = 200 об/мин за время от 53 до 73 с при всех возможных вариантах работы системы воздухоснабжения.

Время выхода двигателя на установившийся режим

Условия испытаний	Время выхода на режим, с
С воздуходувками без системы разгона ротора турбокомпрессора	73
С системой разгона ротора турбокомпрессора и с воздуходувками	60
С системой разгона ротора турбокомпрессора без воздуходувок	53

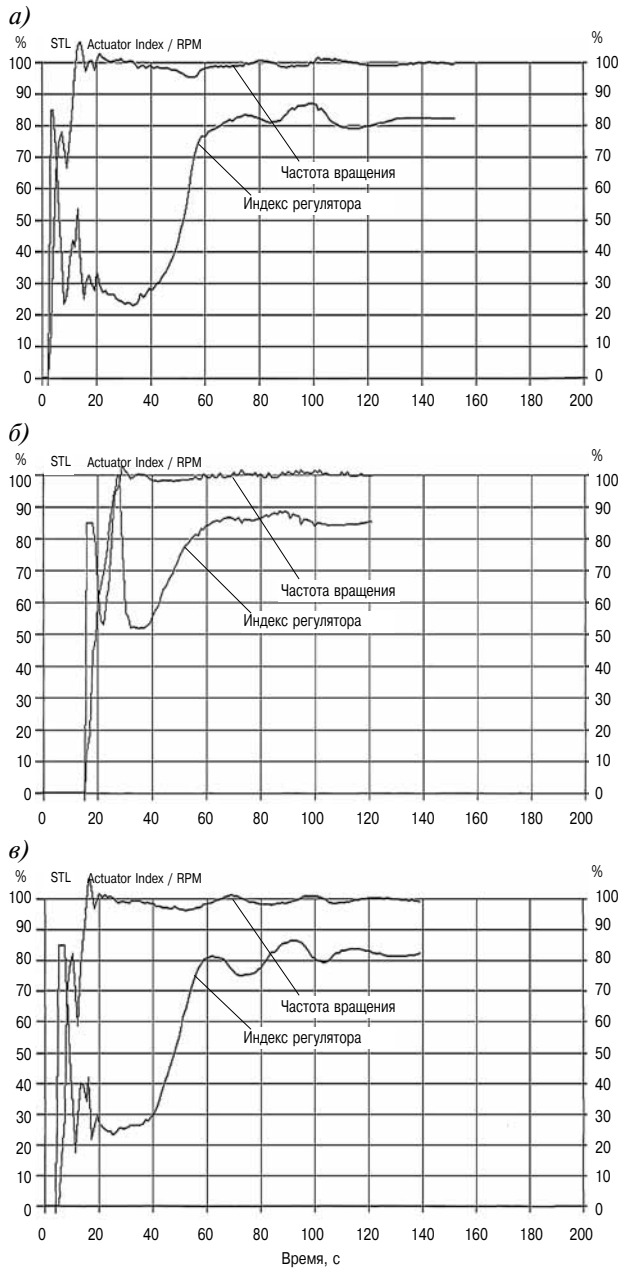


Рис. 2. Осциллограммы процессов выхода двигателя на режим ~80 % номинальной мощности:

а — при включенных воздуходувках без системы разгона ротора турбокомпрессора; *б* — при включенных воздуходувках и с системой разгона ротора турбокомпрессора; *в* — при выключенных воздуходувках с системой разгона ротора турбокомпрессора

Характер нагружения двигателя и протекания переходных процессов до конечного установившегося режима при $n_{дв}$ = 200 об/мин определяется в условиях стенда параболической характеристикой гидротормоза.

Обращает на себя внимание характер процесса принятия нагрузки двигателем на режиме рис. 2, *в*. Заполнение водой гидротормоза на этом режиме началось примерно через 5 с после пуска двигателя, а время выхода на нагрузку

83,1 % от номинальной мощности (2793 кВт) составило 53 с.

Важно отметить, что полученные результаты испытаний двигателя с системой разгона ротора турбокомпрессора подтверждают возможность стабильного выхода двигателя как на режим холостого хода, так и на режим нагрузки ~80 % от номинальной мощности при $n_{дв}$ = 200 об/мин без электрических воздуходувок. Это важно в случае необходимости пуска двигателя при выходе из строя электрических воздуходувок либо при отсутствии электрического питания для двигателей воздуходувок.

Испытания малооборотного дизельного двигателя в стендовых условиях завода-изготовителя подтвердили, что система разгона ротора турбокомпрессора с помощью подаваемого на лопатки колеса компрессора сжатого воздуха (при давлении p_{max} = 0,4 МПа) через наклонные сопловые отверстия во вставке корпуса компрессора обеспечивает интенсивный разгон ротора и достаточное количество воздуха для сгорания топлива при приеме нагрузки двигателем. Благодаря этому система разгона ротора турбокомпрессора значительно улучшает динамические свойства малооборотного дизельного двигателя при преодолении экстренных пиковых нагрузок. Управление системы разгона ротора турбокомпрессора может быть легко автоматизировано.

При применении системы разгона ротора турбокомпрессора время выхода малооборотного дизельного двигателя на режим с нагрузкой ~80 % от номинальной сократилось на 18 % по сравнению со штатной комплектацией двигателя.

Улучшение динамики разгона малооборотного дизельного двигателя при преодолении экстренных пиковых нагрузок полезно не только при использовании его на судах, но и при использовании на АЭС в составе дизель-генераторной установки резервного (аварийного) источника питания.

Выводы

1. Система разгона ротора турбокомпрессора по предложенной схеме обеспечивает достаточность подаваемого в цилиндры двигателя продувочного воздуха для сгорания топлива при экстренном нагружении двигателя.

2. Полученные опытные данные подтверждают возможность пуска и стабильного выхода на режим принятия нагрузки ~80 % от номинальной мощности с системой разгона ротора турбокомпрессора без электрических воздуходувок.

3. При автоматизированном управлении малооборотный двигатель может обеспечить прием нагрузки до 80 % от номинальной мощности за время после пуска менее 85 с, что позволяет его использовать на АЭС в качестве резервной дизель-генераторной установки (аварийных) источников питания.

Литература

1. Исследование приемистости двигателя 6L35MC Mark-III (ДБ44 зав. № 9404). Технический отчет Д-ОИ-692-03. (№ государственной регистрации 01.20.03 07380). Брянск, 2003. — 16 с.

2. *Обозов А.А.* Оптимизация процессов в топливной аппаратуре дизеля с целью улучшения его экономических и экологических характеристик / А.А. Обозов, Д.И. Субботенко, В.В. Тараканов // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. — 2014. — № 2. — С. 45–51.

3. РД ЭО 0052-00. Дизель-генераторные установки атомных станций. Общие технические требования. — М. : ВНИИАЭС, 2000. — 98 с.

4. *Рогалев В.В.* Агрегаты наддува: учеб. пособие / В.В. Рогалев, А.М. Дроконов, А.А. Зинуков: — Брянск : БГТУ, 2008. — 208 с.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 2015 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	42 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	38 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	40 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	38 000 руб.
	Черно-белая	32 000 руб.

УДК 622.684;621,436

УЛЬТРАЗВУКОВАЯ ДИАГНОСТИКА КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЕЙ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

В.А. Янчеленко, к.т.н., В.А. Медведев, к.э.н.,
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный» (Санкт-Петербург)

Разработана система бортовой ультразвуковой диагностики коренных подшипников дизельных двигателей большегрузных карьерных автосамосвалов. Выполнена проверка работы системы в условиях эксплуатации автомобилей. Разработана экспертная система подготовки автосамосвалов к эксплуатации, функционирующая на базе данных бортовой диагностики автосамосвалов.

В России около 70 % твердых полезных ископаемых (руды минералов, черных и цветных металлов, угли, строительные материалы и другие) добываются открытым способом. Для их перевозки на добывающих предприятиях используются транспортно-технологические комплексы с большегрузными карьерными автосамосвалами грузоподъемностью 90–360 т, в основном производства республики Беларусь (БелАЗ), с дизельными двигателями мощностью 900–2800 кВт. Силовые установки карьерных автосамосвалов оборудованы как отечественными дизелями — ЧН21/21 (ДМ21) Уральского дизель-моторного завода, 12ЧН26/26 ОАО «Коломенский завод», так и дизелями зарубежного производства — MTU (Германия), QSK и KTA фирмы «Cummins» (США) и другими.

Для добывающих предприятий России повышение надежности функционирования транспортно-технологических комплексов является важнейшей задачей. Для ее решения крупнейшими отечественными горнодобывающими компаниями реализуются высокоэффективные проекты по внедрению автоматизированных систем диспетчеризации [1].

Составным элементом этих систем являются средства диагностики, позволяющие получать фактические данные о техническом состоянии двигателей автосамосвалов. Важными и ответственными узлами автосамосвалов являются коренные подшипники коленчатых валов дизельных двигателей. Количество выходов из строя коренных подшипников двигателей занимает одно из первых мест в статистике тяжелых отказов дизелей большегрузных автосамосвалов.

Разработка и испытания устройства бортовой диагностики. Для диагностики в условиях эксплуатации технического состояния (величин зазоров) коренных подшипников используется технология их контроля по ультразвуковым колебаниям, возникающим вследствие ударов коленчатого вала по вкладышам подшипников при работе дизельных двигателей [2].

При этом измерение характеристик ультразвуковых колебаний выполняется с использованием миниатюрных пьезокварцевых вибропреобразователей массой 0,2–1 г отечественного производства. Преобразователи размещаются в съемных измерительных головках и имеют высокую надежность (рабочая температура от −60 до +100 °С, допустимые величины виброускорений до $5 \cdot 10^5$ м/с^2). При этом измерительные головки имеют небольшие габариты и массу не превышающую 100–150 г.

Измерительные головки крепятся к наружным поверхностям блок-картера дизельного двигателя автосамосвала вблизи коренных подшипников коленчатого вала легкими болтовыми соединениями. Количество измерительных головок может быть от одной до нескольких. Преимуществом использования ультразвука для контроля состояния подшипников является возможность непосредственного получения от источника ультразвука локальных, «очищенных» от помех, вибрационных сигналов.

Это возможно вследствие благоприятного сочетания комплекса таких факторов, как длина волн упругих колебаний, скорость их распространения, величина демпфирования конструкции, минимальное линейное расстояние от источников вибраций до точек их измерений.

Схема устройства для ультразвуковой диагностики коренных подшипников коленчатых валов дизельных двигателей представлена на рис. 1. Испытания проводились на одном из предприятий Кольского полуострова на двух работающих карьерных автосамосвалах грузоподъемностью 130 т с дизельными двигателями KTA (Cammins). Нагружение двигателей автосамосвалов осуществлялось в условиях испытательного стенда горнодобывающего предприятия.

У двигателя первого автосамосвала зазоры в коренных подшипниках находились в пределах

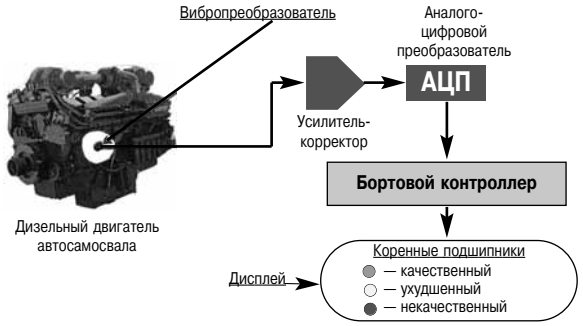
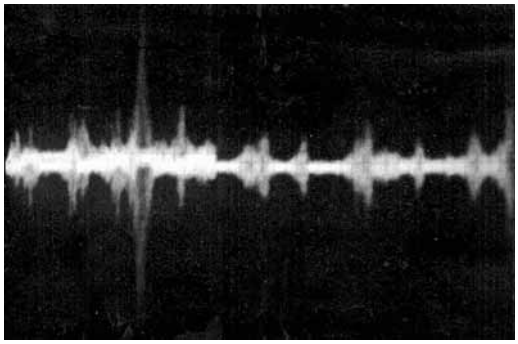


Рис. 1. Схема устройства для ультразвуковой диагностики коренных подшипников дизелей большегрузных автосамосвалов в эксплуатации

нормы. Двигатель второго автосамосвала имел изношенные подшипники с предельно допустимыми зазорами, т. е. подшипники находились практически в предаварийном состоянии.

На рис. 2 представлены характерные виды ультразвуковых колебаний узлов коренных подшипников в частотном диапазоне 50–60 кГц. Рис. 2, *а* соответствует двигателю автосамосвала с качественными подшипниками, рис. 2, *б* — двигателю с изношенными некачественными подшипниками. При ухудшении качества подшипникового узла можно видеть рост амплитуды колебаний в 3–4 раза.

а)



б)

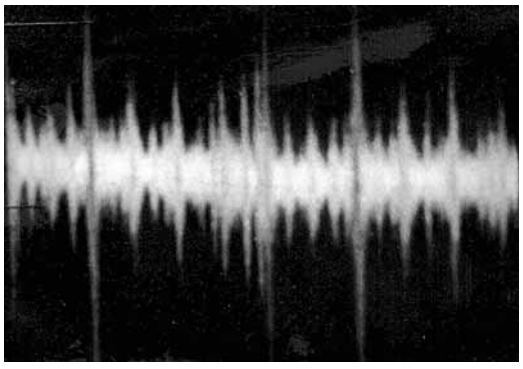


Рис. 2. Характерные виды ультразвуковых колебаний в диапазоне частот 50–60 кГц узлов коренных подшипников дизелей большегрузных автосамосвалов в условиях эксплуатации:
а — качественное состояние подшипников; *б* — некачественное состояние подшипников

Полученные экспериментальные данные позволяют достаточно точно выделить на дисплее бортового контроллера (см. рис. 1) три уровня оценки состояния коренных подшипников: качественный; ухудшенный; некачественный, при котором дальнейшая эксплуатация двигателя автосамосвала практически невозможна.

Внедрение в эксплуатацию ультразвуковой технологии диагностики технического состояния узлов коренных подшипников дизелей позволяет повысить качество и эффективность управления транспортно-технологическим комплексом.

Разработка экспертной системы. Для повышения качества управления перевозками на базе метода ультразвуковой диагностики коренных подшипников коленчатого вала и ранее разработанного метода ультразвуковой диагностики топливной аппаратуры дизелей большегрузных автосамосвалов [3], в сочетании с другими данными (величины давлений воздуха в шинах, смазочного масла, наличие топлива в баке, температура охлаждающей жидкости двигателя, напряжение бортовой сети и другие), разрабатывается и интегрируется в автоматизированную систему диспетчеризации экспертная система предметной области «Подготовка автосамосвала к эксплуатации».

Экспертная система создается с участием специалистов-экспертов в данной предметной области, аккумулирует их знания, учитывает установленный регламент работы и все особенности конкретных условий эксплуатации автосамосвалов.

В базе знаний экспертной системы используются продукционные правила, охватывающие все бортовые системы автосамосвалов, задействованные при реализации указанной задачи. Для записи продукционных правил используется аналитический аппарат математической (символьной) логики.

Запись осуществляется традиционно в виде «ситуация–действие» (IF-THEN) в основном с помощью логических связок — конъюнкция (Λ) и импликация ($\rightarrow$). При этом используется алфавит объектно-ориентированного языка C#, являющегося в настоящее время основным и широко применяемым языком в коммерческих программах.

Правила имеют вид типа «Если в комплект автосамосвала входят исправные аккумуляторы и исправные форсунки и топливо и исправные шины, то автосамосвал готов к эксплуатации». С учетом соответствующих позиционных обозначений сделанных высказываний (*A*, *B*, *C*, *D*, *E*) указанное правило записывается в базе знаний экспертной системы следующим образом

$$A \Lambda B \Lambda C \Lambda D \rightarrow E. \qquad (1)$$

В базе знаний экспертной системы содержатся

так же правила типа (2), являющиеся логическим следствием правил типа (1), например: «Если аккумуляторы исправны и бортовая электрическая сеть в рабочем состоянии, то возможна прокачка смазочного масла»; «Если бортовая электрическая сеть в рабочем состоянии и стартер исправен, то возможно вращение дизельного двигателя»; «Если возможно вращение дизельного двигателя и система охлаждения двигателя в норме и имеется топливо и давление смазочного масла в норме, то обеспечивается пуск дизельного двигателя на холостом ходу»; «Если режим работы холостого хода и коренные подшипники исправны и топливная система в рабочем состоянии, то обеспечивается работа дизельного двигателя на режиме нагрузки». И так далее.

Сделанные новые высказывания в упомянутых правилах соответственно позиционно определены — L, K, G, N, Q, P, R, S, J, U, F. Сами правила, выраженные с помощью этих определений, записаны в базе знаний экспертной системы с использованием логических связок в виде (2):

$$A \wedge L \rightarrow K;\ L \wedge G \rightarrow N;$$
$$N \wedge Q \wedge C \wedge P \rightarrow R;\ S \wedge J \wedge U \rightarrow F. \qquad (2)$$

Все множество продукционных правил, данных, решений и связей, хранимых в рассматриваемой экспертной системе, могут быть представлены в виде древовидной структуры, называемой И–ИЛИ–графом. Вид указанной структуры показан на рис. 3.

В нижнем ряду структуры на первом уровне находятся данные факты (состояние шин, наличие топлива в баке, состояние аккумуляторов и так далее); на втором уровне — продукционные правила, используемые в первую очередь; на третьем уровне — выведенные факты, полученные с использованием продукционных правил второго уровня.

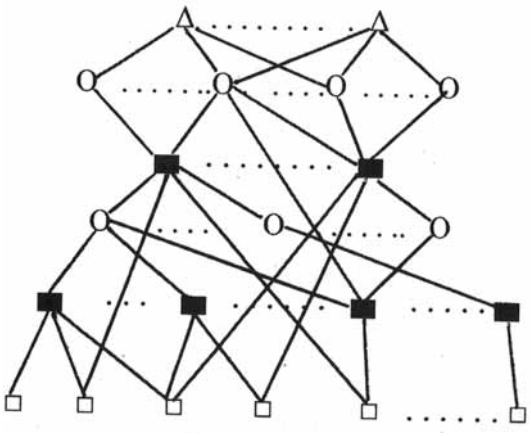


Рис. 3. Структура хранения фактов, правил и решений в экспертной системе:
△ — решения; О — выведенные факты; ■ — продукционные правила; □ — данные факты; — семантические (смысловые) связи

Все выведенные факты передаются на экран компьютера. Четвертый уровень содержит продукционные правила, использующие как данные факты, так и выведенные. На пятом уровне расположены новые выведенные факты и так далее.

На самом верхнем уровне располагаются решения о готовности или неготовности автосамосвалов к эксплуатации. Все необходимые сведения передаются на экран компьютера.

Экспертная система ориентирована на оптимальное и высококачественное выполнение работ согласно установленному алгоритму.

Возможен вариант делегирования информации о решениях в диспетчерский центр управления с использованием GSM-канала связи, но в любом случае существует возможность оперативного (в реальном времени) контроля подготовки автосамосвалов к эксплуатации всеми заинтересованными лицами в виртуальном информационном облаке [3].

Перевод экспертной системы на интеллектуальную технологию работы. Качественное решение задачи улучшения диспетчеризации и надежности функционирования таких сложных динамических систем, как транспортно-технологические комплексы перевозок горной массы добывающих предприятий, требует перехода на новые интеллектуальные технологии управления как отдельными автосамосвалами, так и комплексом в целом.

Суть этих новых технологий состоит в передаче значительной части работы по управлению транспортно-технологическим комплексом интеллектуальным экспертным системам реального времени (искусственному интеллекту или искусственному «мозгу») в целях избавления от влияния «человеческого фактора» [4, 5]. Эти экспертные системы обладают возможностью генерировать объективные решения, производить осмысленные действия, т. е. выполнять в данной предметной области работу, аналогичную работе человека-эксперта.

При этом использование интеллектуальной экспертной системы, по сравнению с работой, выполняемой человеком, обладает рядом преимуществ — высокое быстродействие, четкая предметная ориентация, предсказуемость, постоянное пополнение знаний, возможность одновременного решения нескольких задач и анализ всех поступающих данных, протоколирование всех своих действий и т. д [6].

Разработанные к настоящему времени инструментальные средства искусственного интеллекта (язык C#) позволяют интегрировать интеллектуальные экспертные системы в действующие автоматизированные системы диспетчеризации,

улучшать качество их работы и увеличивать их возможности.

Для перевода экспертной системы на интеллектуальную технологию работы она оснащается интерпретатором (программой логического вывода), рабочей памятью базы знаний и подсистемой объяснений. При этом она приобретает возможность выполнять (по запросу пользователя) простые причинные рассуждения, исследовать причины неготовности и формулировать решения в области подготовки автосамосвалов к эксплуатации.

Для поиска логических решений поставленной задачи с использованием интеллектуальной экспертной системы используется разбиение ее на подзадачи, представление результатов их решения в виде системы иерархически связанных целей, подцелей, в результате чего стандартизируется поиск решения. После установки на автосамосвалах средств исполнения команд (решений), поступающих на компьютеры от интеллектуальной экспертной системы, процесс подготовки автосамосвалов к эксплуатации может осуществляться автономно (без участия человека).

Литература

1. *Никитин К.В., Звонарь А.Ю., Козлов Д.Е., Маркитан С.В.* Результаты промышленного внедрения автоматизированной системы диспетчеризации на Восточном руднике ОАО «Апатит» // Горная промышленность. — 2012. — № 4. — С. 20–24.

2. *Янчеленко В.А.* Создание ультразвуковых глобальных систем мониторинга технического состояния тяжелых автомобильных двигателей // Сб. «Проблемы теории и практики автомобильного транспорта». — СПб. : Изд-во СЗТУ, 2011. — Вып. 4. — С. 29–32.

3. *Медведев В.А., Янчеленко В.А.* Ультразвуковая диагностика работы топливной аппаратуры дизелей большегрузных карьерных автосамосвалов // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 28–30.

4. *Медведев В.А., Зотов Л.Л., Янчеленко В.А.* Экология и экономичность эксплуатации большегрузных автосамосвалов и создание интеллектуальной системы управления перевозками // Экология и развитие общества. — 2012. — № 4 (6). — С. 30–36.

5. *Алексеев В.А., Янчеленко В.А.* Экспертная система для улучшения топливных и экологических показателей автосамосвалов на открытых горных работах // Экология и развитие общества. — 2013. — № 2–3 (8). — С. 21–26.

6. *Бачевский С.В., Медведев В.А.* Принципы использования искусственного интеллекта в логистических транспортных системах // Сб. «Радиоэлектроника интеллектуальных транспортных систем». — СПб. : Изд-во СЗТУ, 2009. — Вып. 1. — С. 109–113.

НА ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ РОССИИ

НА КОЛОМЕНСКОМ ЗАВОДЕ ИЗГОТОВЛЕН ТРЕХТЫСЯЧНЫЙ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОР 1А-9ДГ

ОАО «Коломенский завод» (Московская область) в октябре 2014 г. изготовил и отправил заказчику трехтысячный по счету дизель-генератор модели 1А-9ДГ.

Шестнадцати цилиндровые, четырехтактные среднеоборотные дизели 1А-9ДГ (исполнение 2-01) предназначены для ремоторизации магистральных грузовых тепловозов 2ТЭ116 при проведении их капитального ремонта.

Дизель-генераторы 1А-9ДГ были поставлены на производство в 2003 г. Современные модели дизель-генераторов, по сравнению с моделью-прототипом, имеют увеличенный в 2 раза ресурс до переборки ТР2 — 400 000 км, и повышенный на 20 % срок службы — 20 лет. Модернизацию тепловозов 2ТЭ116 осуществляет Воронежский тепловозоремонтный завод.

Грузовые тепловозы 2ТЭ116 после ремоторизации и капитального ремонта будут эксплуатироваться на Свердловской, Октябрьской, Юго-Восточной и Приволжской железных дорогах, а также в Монголии и Узбекистане.

Дизель-генераторы 1А-9ДГ производятся также в исполнении 3, которые используются для модернизации грузовых тепловозов 2ТЭ10.

НА КОЛОМЕНСКОМ ЗАВОДЕ ПРОШЛИ ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБУЧЕНИЕ СПЕЦИАЛИСТЫ СЕВАСТОПОЛЬСКОГО СУДОРЕМОНТНОГО ЗАВОДА

В настоящее время Черноморскому флоту передаются новые подводные лодки с двигателями Д42 (30ДГ-04, 30ДГ-05) производства Коломенского завода. По инициативе Министерства обороны Российской Федерации в Центре развития персонала ОАО «Коломенский завод» 22–26 декабря 2014 г. прошел семинар по техническому обучению группы слесарей-ремонтников Севастопольского судоремонтного завода по устройству, монтажно-демонтажным работам, регулировке и эксплуатации дизель-генераторов семейства Д42 и системы «Роса 30». Начальники отделов и ведущие специалисты управления главного конструктора по машиностроению в соответствии с программой обучения познакомили специалистов Севастопольского завода с устройством всех основных узлов дизель-генераторов, их отличительными особенностями, которые необходимо знать при эксплуатации, обслуживании и ремонте НПЛ.

http://www.kolomnadiesel.com

УДК 665.6.7.001.89

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ МОТОРНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

К.В. Шаталов, к.т.н., доц., А.В. Яковлев, С.В. Шишаев к.т.н.
25 ГосНИИ химмотологии Минобороны России

Проанализировано современное состояние отечественной и зарубежной нормативной базы для оценки эксплуатационных свойств моторных масел для тяжелонагруженных дизельных двигателей. Представлено описание основных зарубежных моторных методов испытаний масел высших групп для дизельных двигателей. Сделан вывод о необходимости разработки отечественных моторных методов для оценки эксплуатационных свойств масел для дизельных двигателей классов Евро-4 и Евро-5.

При установлении уровня качества моторных масел фактически мы решаем задачу оценки совокупности его свойств, обеспечивающих надежную работу двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

Свойства моторных масел определяются по основным характеристикам качества и по явлениям, происходящим в масле при эксплуатации. На этом основании свойства делятся на следующие группы:

- ➢ физические и химические;
- ➢ вязкостные;
- ➢ противоизносные;
- ➢ антиокислительные;
- ➢ моющие;
- ➢ антикоррозионные;
- ➢ показатели состава;
- ➢ свойства, характеризующие безопасность обращения, хранения [1].

Определяемые характеристики свойств должны быть наиболее близкими к реальным, проявляющимся в условиях эксплуатации. Для этой цели применяются несколько видов испытаний.

Лабораторные методы химического и физико-химического анализа (glassware test) проводятся по стандартным методикам и позволяют оценить качество при производстве, пригодность масла к применению; например, метод определения кинематической вязкости — по ГОСТ 33–2000, метод определения щелочного числа — по ГОСТ 11362–96.

Большинство отечественных и зарубежных лабораторных методов испытаний сходны по процедуре и используемой аппаратуре. Необходимо отметить, что принятие в 2002 г. закона РФ «О техническом регулировании» открыло широкую дорогу для внедрения в аналитическую практику международных методов испытаний. Как правило, это методы Международной организации по стандартизации — ISO, американской ассоциации испытаний и материалов — ASTM, английского нефтяного института — IP, общеевропейские стандарты — EN, немецкие промышленные стандарты — DIN.

Одни только лабораторные методы не в состоянии имитировать все многообразие физико-химических процессов, протекающих с моторным маслом в двигателе, а следовательно, и оценить весь спектр его эксплуатационных свойств. Полная совокупность эксплуатационных свойств моторных масел проявляется лишь в процессе эксплуатации ДВС или при длительных (ресурсных) стендовых моторных испытаниях.

Стендовые моторные испытания (engine test) проводятся на полноразмерных ДВС, установленных в лабораториях и оснащенных целым комплексом измерительных приборов. Эти методы предназначены для получения объективной картины влияния моторного масла на состояние деталей и узлов ДВС в условиях реальной эксплуатации. Например, метод оценки моющих, антикоррозионных и противоизносных свойств моторных масел на полноразмерном двигателе Д-245.

Однако стендовые моторные испытания чрезвычайно трудоемки и требуют больших материальных затрат и времени. Поэтому разработаны лабораторно-стендовые методы краткосрочных испытаний масел для оценки одного или нескольких функциональных свойств масла.

Лабораторно-стендовые испытания (laboratory test, rig test, bench test) проводятся на специальных приборах и оборудовании, имитирующих условия работы моторных масел в ДВС. Для этого создается лабораторный стенд (в том числе стенды на базе серийных одноцилиндровых ДВС или одноцилиндровых отсеков полноразмерных двигателей), проводится оптимизация режима испытаний, в которых определяемое свойство наиболее ярко проявляется и позволяет дифференцировать масла по данному показателю за воз-

можно короткий срок. Эти методы позволяют быстро и с достаточной степенью достоверности оценить реальные свойства моторных масел. Например, метод оценки моющих свойств на установке ПЗВ по ГОСТ 5726, метод оценки низкотемпературной вязкости моторных масел с использованием имитатора холодной прокрутки CCS по ASTM D 5293.

Необходимо отметить, что и отечественные нормативно-технические документы, и зарубежные спецификации, определяющие требования к качеству моторных масел, в основном содержат лабораторные и только отдельные лабораторно-стендовые методы испытаний. Например, из 15 показателей качества, включенных в ГОСТ 8581 (табл. 1), только два относятся к лабораторно-стендовым (оценка коррозионной активности по ГОСТ 20502, моющие свойства на ПЗВ по ГОСТ 5726).

Как правило, показатели качества, включенные в нормативный документ на нефтепродукт, характеризуют стабильность (качество) процесса его производства и только приблизительно позволяют оценить эффективность его применения на технике. Например, с точки зрения эффективности применения моторные масла должны иметь хорошие моющие свойства для предотвращения образования отложений на деталях двигателя (нагара в камере сгорания, лаковых отложений в районе поршневых колец и юбки поршня, смолистых отложений в масляных каналах и других деталях масляной системы), что оценивается по подвижности поршневых колец и количеству нагароотложений на поршне при моторных испытаниях масла в течение 120 часов на двигателе Д-245. А в нормативной документации на моторные масла нормируются значения щелочного числа и сульфатной зольности, которые характеризуют наличие присадок в масле (что в первую очередь свидетельствует о стабильности технологии производства) и лишь косвенно могут характеризовать его моющие свойства.

Таблица 1

Перечень методов испытаний, указанных в нормативно-технической документации на моторные масла для дизельных двигателей

Наименование показателей	Метод испытания
Вязкость кинематическая при температурах 100 °С, 0 °С, −12 °С, мм^2/с	По ГОСТ 33
Индекс вязкости	По ГОСТ 25371
Массовая доля механических примесей, %	По ГОСТ 6370
Массовая доля воды, %	По ГОСТ 2477
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °С	По ГОСТ 4333
Температура застывания, °С	По ГОСТ 20287
Коррозионность на пластинках из свинца, г/м^2	По ГОСТ 20502
Моющие свойства по ПЗВ, баллы	По ГОСТ 5726
Щелочное число, мг КОН на 1 г масла	По ГОСТ 11362
Зольность сульфатная, %	По ГОСТ 12417
Стабильность по индукционному периоду осадкообразования (ИПО)	По ГОСТ 11063
Цвет на колориметре ЦНТ с разбавлением в соотношении 15:85, единицы ЦНТ	По ГОСТ 20284
Плотность при 20 °С, г/см^3	По ГОСТ 3900
Массовая доля активных элементов, %:	
— кальция, бария, цинка	По ГОСТ 13538
— фосфора	По ГОСТ 9827
Степень чистоты на 100 г масла	По ГОСТ 12275

В настоящее время проблема оценки эффективности применения моторных масел решается на этапе их разработки и проведения классификационных испытаний. Классификация масел проводится по уровню эксплуатационных свойств и базируется на моторных и лабораторно-стендовых методах испытания, которые позволяют дифференцировать масла на отдельные группы.

По уровню эксплуатационных свойств отечественные моторные масла классифицируют согласно ГОСТ 17479.1−85 на группы В, Г, Д и Е [2]. В настоящее время имеется комплекс методов испытаний для дифференциации масел группы Д2 и ниже (табл. 2), который включают в себя моторные, лабораторно-стендовые и лабораторные испытания.

Масла группы Е2 — масла для высокофорсированных двигателей, работающие в эксплуатационных условиях более тяжелых, чем для масел групп Д, отличающиеся повышенной диспергирующей способностью, лучшими противоизносными свойствами, — в ГОСТ 17479.1−85 формально предусмотрены, однако методы испытаний, которые позволяли бы отнести то или иное выпускаемое отечественной промышленностью моторное мало к группе Е, отсутствуют.

Учитывая недостатки общепринятой классификации моторных масел по ГОСТ 17479.1, Ассоциация автомобильных инженеров России (далее — ААИ) ввела в действие свою альтернативную классификацию по СТО ААИ 003 05, которая отличается использованием других буквенных обозначений уровней эксплуатационных свойств масел и применением заводских стендовых моторных методов испытаний на полноразмерных двигателях [3].

Однако в части оценки моторных свойств масел для дизельных двигателей классификация ААИ ограничивается маслами для дизелей грузовых автомобилей, отвечающих требованиям Евро 3 (табл. 3). Как в ГОСТ 17479.1−85, так в СТО ААИ 003-05 отсутствуют методы испытаний для моторных масел высших групп — Д4+(аналог CH-4 по API или E4, E5 по ACEA), Д5 (аналог

Таблица 2

Расширенный перечень методов испытаний, применяемый для классификации моторных масел для дизельных двигателей по ГОСТ 17479.1–85

Свойство или оцениваемый показатель	Нормативная документация, регламентирующая метод оценки
Вязкость кинематическая при температуре 40 и 100 °С	ГОСТ 33
Вязкость динамическая:	
— на вискозиметре CCS	ASTM D 5293
— на вискозиметре MRV	ASTM D 4684
Индекс вязкости	ГОСТ 25371
Щелочное число	ГОСТ 11362
Зольность сульфатная	ГОСТ 12417
Массовая доля активных элементов	ГОСТ 13538, ГОСТ 9827
Испаряемость по NOAK	DIN 51581 или CEC-L-40-T-87
Стабильность по индукционному периоду осадкообразования (ИПО)	ГОСТ 11063
Коррозионность на пластинах из свинца	ГОСТ 20502 (вариант 2)
Деструкция полимерных присадок на форсуночном стенде	ASTM D 6278, IP 294, DIN 51 382, CEC L-14-A-95
Допускается оценка деструкции путем:	
— сравнения с маслом-прототипом на установке УЗДН	ГОСТ 6794
— определения вязкости при температуре 100 °С масла, отработавшего 10 ч на установках Petter, ИКМ и в дизелях Д 240, Д 245	Метод ВНИИ НП утв. зам. пред. Госстандарта России от 19.12.95
Защитные свойства против коррозии в камере влажности	Решение ГМК № 23/1-232 от 12.11.75
Склонность к пенообразованию и стабильность пены	ГОСТ 23652 или ASTM D 892
Совместимость с материалами уплотнений (марка резин устанавливается в соответствии с ТЗ)	ГОСТ 9.030
Антиокислительные свойства:	
— на установке ИКМ	ГОСТ 20457
— на установке Petter W1	или CEC-L-02-A-78
Коррозионная активность:	
— на установке Petter W1	CEC-L-02-A-78
— на установке ИКМ (метод ИКМ-40К)	метод по ТУ 38.401405
— в двигателе Д 245	Протокол МВК № 8 от 12.04.93
Антипиттинговые свойства:	
— на стенде СИ-10	Решение ГМК № 23/1-128 от 17.07.85
— на стенде СКТ-НАМИ	Решение ГМК № 23/1-251 от 25.11.81
Моющие, антикоррозионные и противоизн. свойства:	
— на установке ИМ-1	ГОСТ 20303
— в двигателе Д-245	Решение ГМК № 540/1-11 от 28.01.91
— в двигателе Д-240	Решение ГМК № 23/1-53 от 01.04.88
Антифрикционные свойства на машине трения СМТ 1	Решение ГМК № 540/1-175 от 17.10.90

CI-4 по API или E5, E7 по ACEA) и Д6 (аналог CJ-4 по API или E9 по ACEA).

В связи с этим отечественные производители моторных масел вынуждены классифицировать свою продукцию по классам API (Американского нефтяного института) или ACEA (Ассоциации европейских производителей автомобилей), в которых придается большее значение испытанию моторных масел в полноразмерных ДВС в стендовых условиях.

Несмотря на схожесть подходов к оценке качества моторных масел, существенным отличием от отечественной классификации является то, что зарубежные классификации гораздо чаще пересматриваются в связи с исключением устаревших марок масел и введением новых методов испытаний (главным образом, стендовых и моторных), обеспечивающих оценку качества моторных масел высших групп для ДВС классов Евро-5 и Евро-6. Так, в действующей в настоящее время классификации ACEA 2010 выделен специальный класс E моторных масел для тяжелонагруженных дизелей (E4 08, E6 08, E7 08 и E9 08) [4]. Для масел этого класса разработаны моторные методы с соответствующими рабочими циклами, определяющими специфические эксплуатационные требования к процессу старения масла (табл. 4).

Особенность европейской классификации масел для дизелей ACEA состоит в том, что в ней за основу приняты методы испытаний, разработанные фирмой «Mersedes Benz». Параметры испытаний этими методами позволяют создать «благоприятные» условия для проявления целого комплекса эксплуатационных свойств масел и их дифференцированной оценки. Так, двумя методами OM646LA (CEC L-099-08) и OM501LA (CEC L-101-08) оценивается до пяти эксплуатационных свойств масел.

Жесткость методов OM646LA, OM501LA, Mack T12, Mack T 8E, Cummins ISM такова, что этими методами оцениваются масла разного уровня эксплуатационных свойств. То есть при одних и тех же условиях испытаний в пределах одного метода масла, относящиеся к разным группам по эксплуатационным свойствам, по показателям моющих и противоизносных свойств, имеют разные проходные критерии.

Метод CEC L 101 09, введенный в действие в январе 2011 г., реализован на 11,9-литровом тяжелонагруженном дизельном двигателе Mercedes Benz OM501LA V6 мощностью 350 кВт при 1800 об/мин, удовлетворяющем нормам Евро-5.

Таблица 3

Перечень методов испытаний для классификации моторных масел для дизельных двигателей групп Д3 (Евро-2) и Д4 (Евро-3) по СТО ААИ 003 05

Свойство	Оцениваемые параметры	Метод испытаний
Физико химические свойства		
Вязкостные свойства	Классы вязкости в соответствии с SAE J 300	SAE J 300
Стабильность вязкости	Изменение вязкости после 30 циклов	CEC L 18 A
Испаряемость	Потеря массы при 250 °С за 1 ч	CEC L40 A, ASTM 5800
Склонность к пенообразованию и стабильность пены	Этап I (24 °С) Этап II (94 °С) Этап III (24 °С)	ASTM D 892
Совместимость с эластомерами	Изменение объема эластомеров после 72 ч выдержки	ГОСТ 9.030
Зольность сульфатная		ГОСТ 12417
Моторные свойства		
Противоизносные свойства	Средняя потеря массы рычагов	НАМИ–ВАЗ 06–3ТА
Антиокислительные и антикоррозионные свойства	Увеличение вязкости масла Потеря массы вкладышей	CEC L 02 A
Моющие свойства		
— в двигателе КамАЗ 740.13 260	Удельный расход масла Подвижность колец Отложения на поршне Содержание железа в масле	РД 37.104.17.004
— в двигателе ЯМЗ 236БЕ 1	Подвижность колец Отложения в верхней канавке поршня Износ гильзы Потеря массы комплекта колец Износ верхних шатунных вкладышей	РД 37.319.034
— в двигателе ЯМЗ 7601.10	Удельный расход масла Подвижность колец Отложения в верхней канавке поршня Износ гильзы Потеря массы комплекта колец Износ верхних шатунных вкладышей Полировка цилиндров	РД 37.319.034
— в двигателе КамАЗ 740.50 360	Подвижность колец Отложения на поршне Содержание железа в масле	РД 37.104.17.004
— в двигателе ЯМЗ 658.10	Удельный расход масла Подвижность колец Отложения в верхней канавке поршня Износ гильзы Потеря массы комплекта колец Износ верхних шатунных вкладышей Полировка цилиндров Отложения в центрифуге	РД 37.319.034
— в двигателе КамАЗ 740.60 360	Расход масла на угар Подвижность колец Отложения на поршне Содержание железа в масле	РД 37.104.17.004

Испытание проводится в течение 300 ч на установившемся режиме циклами по 50 ч. Для испытания используется дизельное топливо одного производителя с ультранизким содержанием серы (<10 ppm), содержащее 5 % FAME (метиловые эфиры жирных кислот или биодизель). Во время испытания температура масла поддерживается выше 123 °С, охлаждающей жидкости — на уровне 103 °С. Образцы масла отбираются каждые 50 часов. В конце испытания проводится исчерпывающая оценка всех ключевых компонентов двигателя. Оценочными показателями метода являются: загрязненность (чистота) поршня, полировка зеркала цилиндра, расход масла на угар, загрязненность двигателя. В настоящее время единственным общепринятым браковочным параметром, одобренным CEC (Европейский координационный Совет по разработке методов испытания смазочных материалов и топлив для двигателей), является загрязненность (чистота) поршня. Также оцениваются вспомогательные параметры — общий износ двигателя, износ цилиндра, заедание поршневых колец, отложения на турбонагнетателе.

Метод CEC L 99 08, введенный в действие в мае 2011 г., реализован на слабонагруженном четырехцилиндровом рядном дизельном двигателе Mercedes-Benz (фирменное обозначение OM646 DE 22 LA), который устанавливается в различных легковых автомобилях и легких грузовиках. Двигатель объемом 2,2 литра, с системой впрыска common rail, мощностью 100 кВт, объемом масла примерно 6,5 л оснащен балансирами с цепным приводом и цепным приводом распределительного вала с переменными фазами газораспределения. Обкатка двигателя включает проверку рабочих характеристик двигателя и расхода масла на угар на эталонном масле. Большая часть испытания проводится при максимальной нагрузке или при контролируемом расходе топлива, близком к максимальной нагрузке. Доливка масла до верхнего уровня разрешается при 250-часовом испытании. На протяжении всего испытания проводятся частые отборы проб масла с целью контроля за его показателями. Для оценки состояния двигателя проводится визуальная оценка, а также измерение всех важнейших деталей до и после испытания. Оценочным показателем метода является износ кулачка выпускного клапана, набирается статистика по износу впускного клапана и, возможно, этот показатель в будущем будет одобрен. Вспомогательные параметры: износ цилиндра, полировка стенки цилиндра, чистота поршня, загрязненность двигателя, износ толкателя, износ подшипника, залегание поршневых колец, износ цепи распределительного вала.

Таблица 4

Перечень методов испытаний для классификации моторных масел класса E для тяжелонагруженных дизелей по ACEA 2010

Свойство и (или) оцениваемый показатель	Оцениваемые параметры	Метод испытаний
Лабораторные испытания		
Вязкость	Классы вязкости в соответствии с SAE J 300	SAE J 300
Устойчивость к сдвигу	Изменение вязкости при 100 °C после 30 (90) циклов	CEC L-014-93 ASTM D6278
Вязкость при высоких температурах и большом усилии сдвига	Вязкость при 150 °C и усилии сдвига 106 $с^{-1}$	CEC L-036-90
Потери от испарения	Потеря массы при 250 °C за 1 ч	CEC L-040-93
Зольность сульфатная		ASTM D874
Содержание фосфора		ASTM D5185
Содержание серы		ASTM D5185
Совместимость с эластичными материалами	Изменение характеристик эластомеров после 7 суток выдержки: - твердость DIDC - прочность на растяжение - удлинение при разрыве - изменение объема	CEC L-039-96
Склонность к пенообразованию	Этап I (24 °C) Этап II (94 °C) Этап III (24 °C)	ASTM D892 без варианта A
Склонность к пенообразованию при высокой температуре	Этап IV (150 °C)	ASTM D6082
Окисление	Индукционный период окисления	CEC L-085-99
Коррозия	Окисление меди Окисление свинца Оценка медной пластинки	ASTM D6594
Щелочное число		ASTM D2896
Моторные испытания		
Износ	Износ кулачка выпускного клапана распредвала (средн. max. износ кулачков)	CEC L-099-08 (OM646LA)
Сажа в масле	Время испытания 300 ч Условная вязкость при 4,8 % сажи и 50 % потери сдвиговой вязкости: 1 исп./2 исп./3 исп. среднее значение	ASTM D 5967 (Mack T-8E)
Сажа в масле*	Мин. TGA сажи при 4,0 сСт (100 °C) Мин. TGA сажи при 12,0 сСт (100 °C) Мин. TGA сажи при 15,0 сСт (100 °C)	Mack T11
Полировка гильзы цилиндра, чистота поршня	Полировка гильзы цилиндра Чистота поршня, средняя Расход масла Загрязненность двигателя, средняя	CEC L-101-08 (OM501LA)
Износы, вызванные сажей	Средняя потеря веса рокера при 3,9 % сажи: 1 исп./2 исп./3 исп. среднее значение Перепад давления на масляном фильтре через 150 ч 1 исп./2 исп./3 исп. среднее значение Загрязненность двигателя: 1 исп./2 исп./3 исп. среднее значение Потеря массы регулировочного болта	Cummins ISM
Износы (гильза–кольцо–подшипник)	Средний износ гильзы цилиндра Средняя потеря массы верхнего поршневого кольца Содержание свинца в конце испытания Прирост содержания свинца за 250–300 ч Расход масла (Фаза II)	Mack T12

* TGA — определение содержания сажи методом термогравиметрического анализа.

Метод ASTM D 5967 разработан для оценки вязкостных характеристик моторных масел для четырехтактных дизельных двигателей с турбонаддувом и промежуточным охлаждением. Данный метод обычно называют Mack T 8. В нем также описывается процедура удлиненных испытаний T-8, которая обычно называется T 8E. Целью данного метода является оценка способности моторного масла справляться (с точки зрения вязкости) с сажевым загрязнением в тяжелых условиях эксплуатации двигателя (режим работы — пуск/остановка). Метод реализован на рядном шестицилиндровом четырехтактном дизельном двигателе Mack E7 350 (обозначение 11GBA77623) объемом 12 л, с системой непосредственного впрыска, турбонаддувом и промежуточным охлаждением, мощностью 350 кВт при 1800 об/мин. Каждое испытание по методу Mack T 8E проводится в течение 300 ч на постоянной нагрузке и скорости с контролем температуры воды на выходе, топлива и воздуха во впускном коллекторе, также контролируются противодавление на выпуске и разряжение на впуске. Образцы масла отбираются каждые 25 ч и определяется кинематическая вязкость при 100 °C. После проведения испытания оценивается топливный фильтр.

Метод Mack T11 реализован на прототипе двигателя Mack ETech, работающего при 1800 об/мин с рециркуляцией охлажденных несконденсированных отработавших газов и оборудованного головкой цилиндра, форсунками и поршнями выпуска 2002 г. В данном методе оценивают способность мотор-

ного масла ограничивать рост вязкости при большой сажевой нагрузке.

Метод Mack T12 реализован на модифицированном двигателе Mack E7 E Tech 460 номинальной эффективной мощностью 460 л. с. при 1800 об/мин с рециркуляцией отработавших газов, теплообменником для охлаждения рециркуляционных газов, переменной геометрией турбонагнетателя. Метод предназначен для оценки способности масла минимизировать износ гильзы цилиндра, поршневых колец и подшипников в двигателях с рециркуляцией отработавших газов. Для имитации двигателей 2007 г. значительно увеличен уровень рециркуляции. Испытание, моделирующее условия работы тяжелонагруженных грузовых автомобилей при работе на трассах, проводится в течение 300 ч. Первые 75 ч двигатель работает в номинальном режиме (скорость, нагрузка) для накопления сажи, последние 225 ч — на максимальной мощности (максимальный расход топлива) для ускоренного износа колец и гильзы цилиндра. Оценочными показателями являются: износ поршневого кольца, износ гильзы цилиндра, содержание свинца, расход масла на угар и его окисление.

Метод Cummins ISM реализован на рядном 6-цилиндровом модифицированном двигателе Cummins ISM 425 рабочим объемом 10,8 л номинальной мощностью 425 л. с. при 2100 об/мин с переменной геометрией турбонагнетателя, охладителем и обратным клапаном рециркуляции выхлопных газов. Этот метод позволяет определить эффективность моторного масла по уменьшению износов, вызванных сажей, компонентов двигателей с рециркуляцией отработавших газов. Испытание, моделирующее условия работы тяжелонагруженных грузовых автомобилей при работе на трассах, проводится в течение 200 ч с 50 часовыми промежутками. Первые 100 ч двигатель работает на богатых смесях при 1800 об/мин, последние 100 ч — при 2100 об/мин на богатых смесях и позднем угле опережения впрыска топлива. Оценочными показателями являются: средняя потеря веса рокера при содержании сажи в масле 3,9 %, перепад давления на масляном фильтре, загрязненность двигателя, потеря массы регулировочного болта.

Сравнительный анализ отечественных и зарубежных методов испытаний эксплуатационных свойств моторных масел для дизельных двигателей показывает существенное отставание России в данной области. Однако отказ от отечественной системы классификации моторных масел, прекращение работ в области разработки моторных методов оценки их эксплуатационных свойств, переход к американской (API) или европейской (ACEA) классификации масел не является решением проблемы.

Во-первых, большинство отечественных моторных масел, имеющих обозначения по API или ACEA, не проходило классификационных испытаний и не имеет сертификата, подтверждающего соответствие их качества тому или иному классу. Для отечественных моторных масел обозначение класса по API и ACEA, как правило, устанавливают сами производители по аналогии с зарубежными маслами, имеющими в своем составе аналогичные пакеты присадок, что не является достаточным признаком, подтверждающим эксплуатационные свойства масел.

Во-вторых, высокая стоимость классификационных испытаний по классам API или ACEA (более 1 млн евро) сдерживает исследования и разработку новых рецептур моторных масел на основе отечественных пакетов присадок, так как экономически эффективным является только подтверждение качества известной рецептуры по приобретенному зарубежному патенту.

Необходимы объединенные усилия отечественных нефтеперерабатывающих компаний, производителей автомобильной техники, научно-исследовательских организаций для разработки лабораторно-стендовых и моторных методов испытаний эксплуатационных свойств моторных масел, которые смогут обеспечить надежную эксплуатацию двигателей, соответствующих нормам Евро-4, Евро-5 и Евро-6.

Литература

1. Моторные масла. Балтенас Р., Сафонов А.С., Ушаков А.И., Шергалис В.М. — СПб. : Альфа-Лаб, 2000. — 272 с.

2. ГОСТ 17479.1 Обозначение нефтепродуктов. Масла моторные.

3. СТО ААИ 003-05. Масла моторные для автомобильных двигателей. Классификация, обозначения и общие технические требования.

4. Service Fill Oils For Gasoline Engines Light Duty Diesel Engines Engines With After Treatment Devices And Heavy Duty Diesel Engines. ACEA EUROPEAN OIL SEQUENCES, 2010.

УДК 621.4

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ КАМАЗ-740 НА ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ МАСЛА ПРИ ПРОГРЕВЕ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

А.В. Колунин, к.т.н., доцент,
ФГБОУ ВПО СибАДИ
С.В. Белокопытов, преподаватель, А.А. Марков доцент, О.В. Субботин, преподаватель
Омский филиал Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии Хрулева А.В.

При прогреве двигателя в условиях низких температур происходит накопление воды в системе смазки, что сопровождается комплексом негативных последствий.

В статье приводятся результаты эксперимента по определению концентрации воды в моторном масле двигателя КамАЗ-740 в процессе его прогрева. В ходе эксперимента определено значение температуры точки росы в объеме картерного пространства.

Как известно моторное масло представляет собой смесь базового масла и пакета присадок, которые вводятся в масло частями при различных температурах.

В свою очередь присадки, растворенные в базовых маслах при их производстве, имеют низкую агрегатную устойчивость [1]. Вода, образующаяся в моторном масле в ходе конденсационных процессов, инициирует переход присадок из растворенного состояния в нерастворенное, что, как следствие, приводит к низкотемпературному осадкообразованию. Снижение концентрации растворенных присадок в объеме масла приводит к снижению щелочного числа и ухудшению целого комплекса эксплуатационных свойств. Негативное влияние воды на состояние моторного масла описано в работе [2]. Согласно предъявляемым требованиям содержание воды в моторном масле не должно превышать минимальных значений, обозначаемых как «следы» [3].

Существует множество способов поступления воды в моторные масла при транспортировании, хранении и применении. Особое место в процессе обводнения моторных масел занимают температурные условия окружающей среды, в которых эксплуатируется техника.

Как известно, топлива, применяемые для работы двигателей внутреннего сгорания, имеют углеводородный состав, при горении которого образуются пары воды. В условиях пуска и прогрева двигателя при низкой температуре происходит прорыв газов в холодную среду картерного пространства, что сопровождается конденсацией паров воды и накоплением ее в смазочной системе.

При постановке эксперимента, описанного настоящей работе, было необходимо получить ответы на следующие вопросы: какова степень обводнения масла при прогреве двигателя в условиях низких температур; какое значение температуры соответствует температуре точке росы в картерном пространстве; при каких условиях завершается процесс обводнения и начинается обратный процесс — обезвоживание масла.

При подготовке эксперимента в стакан масляного фильтра был установлен пробоотборник (рис. 1). Высокочувствительный датчик температуры был установлен на место сливной пробки поддона картера и подключен к многоканальному измерителю температуры МИТ-12 (рис. 2).

Эксперимент проводился без использования предпускового подогревателя на автомобиле КамАЗ с пробегом 16 639 км при температуре

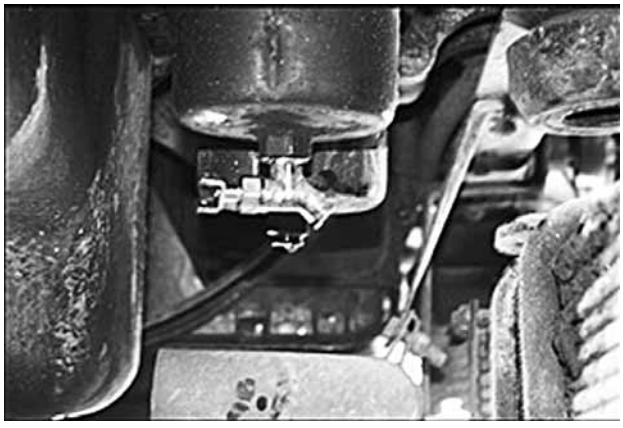


Рис. 1. Пробоотборник установленный в стакан маслянного фильтра



Рис. 2. Датчик температуры масла, установленный на место сливной пробк



Рис. 3. Осуществление отбора пробы масла

окружающего воздуха −32 °С, атмосферном давлении 774 мм и влажности воздуха 99 %.

Руководство по эксплуатации автомобилей КамАЗ рекомендует осуществлять пуск двигателя КамАЗ-740 в условиях низких температур с использованием электрофакельного устройства (ЭФУ), обеспечивающего подогрев воздуха во впускном коллекторе непосредственно при запуске. Рекомендуемая при прогреве частота вращения коленчатого вала должна находиться в диапазоне 1200–1600 об/мин.

После пуска, двигатель прогревался при частоте вращения коленчатого вала 1400 об/мин до температуры масла 73 °С.

В ходе прогрева двигателя отбор проб масла для анализа осуществлялся без его остановки через определенный температурный интервал (рис. 3) с использованием кулонометрического титратора по методу Карла Фишера МКС-501N. Методом измерения ASTM D 1744 производилась оценка влагосодержания проб масла в лабораторных условиях. По результатам испытаний построена графическая зависимость изменения влагосодержания масла в процессе пуска и прогрева (рис. 4).

Начальное влагосодержание масла составляло 160 грамм воды на тонну (см. рис. 4). В ходе прогрева масла до температуры 39–44 °С происходит рост влагосодержания до 330 грамм на тонну. Дальнейший рост температуры способствует снижению влагосодержания в результате испарения воды с поверхности масла и удалению паров через систему вентиляции картера.

Исходное значение степени обводнения масла в процентном отношении составило 0,016 % массовой доли. Максимальное значение влагосодержания в процессе прогрева достигло 0,0330 %. При завершения цикла прогрева двигателя произошло повышение влагосодержания масла на 0,0169 %, т. е. на 101 % по отношению к исходному значению.

Экстремум кривой влагосодержания указывает на температуру точки росы, равную 41,5 °С, при которой завершаются конденсационные процессы. Дальнейшее повышение температуры масла сопровождается процессами испарения воды с его поверхности, что адекватно согласуется с теоретическими расчетами, представленными в работе [2].

В дополнение следует отметить, что на динамику конденсационных процессов в системе смазки двигателя может оказывать ряд иных факторов. Так, расход картерных газов оказывает существенное влияние на накопление воды в масле, что зависит от состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателя [2].

Специфика природно-климатических условий России характеризуется низкими температурами

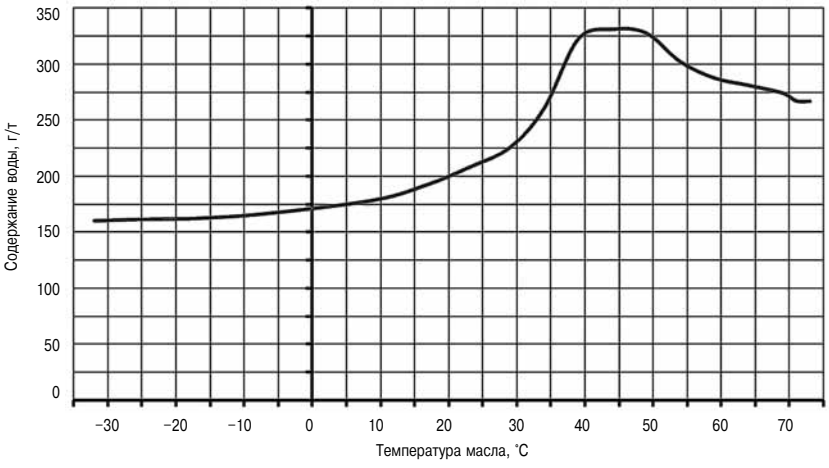


Рис. 4. Диаграмма изменения влагосодержания моторного масла двигателя КамАЗ-740

окружающего воздуха, большой продолжительностью зимнего периода. Условия эксплуатации машин сопровождаются длительными стоянками, хранением машин на открытых площадках. Суммарный негативный эффект эксплуатации техники в таких условиях может оказать существенное негативное влияние на состояние моторного масла и ресурс работы двигателя в целом.

Полученная в ходе эксперимента информация может быть полезной при эксплуатации автомобилей в условиях низких температур в отношении корректировки существующих сроков замены моторных масел, установленных на основе среднестатистических испытаний и недостаточно учитывающих условия эксплуатации техники. Отсутствие объективной оценки фактического состояния моторного масла в большинстве случаев не позволяет определять динамику снижения его эксплуатационных свойств и время достижения предельного значения браковочных показателей.

Литература

1. *Васильева Л.С.* Автомобильные эксплуатационные материалы: учебник для вузов / Л.С. Васильева. — М. : Наука-Пресс, 2003. — 421 с.

2. *Колунин А.В.* Влияние низких температур окружающей среды на периодичность технического обслуживания силовых установок дорожных и строительных машин: дис. ... канд. тех. наук: 05.05.04 / Колунин Александр Витальевич. — О., 2006. 40—74.

3. ГОСТ 2477—65. Нефти и нефтепродукты. Метод определения содержания воды.

4. *Хазиев А.А., Лаушкин А.В.* Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного университета (МАДИ) № 1(28) 2012. — М. : МАДИ, С. 63—67.

НА ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ РОССИИ

На ОАО «Пезадизельмаш» завершены безмоторные испытания новых турбокомпрессоров

На ОАО «Пензадизельмаш» в августе 2014 г. проведены безмоторные испытания первых двух экспериментальных образцов турбокомпрессоров ТК2502 и ТК2503 новой серии ТК25, предназначенной для наддува среднеоборотных и высокооборотных дизелей железнодорожного и промышленного применения.

Базовая модификация ТК2502 предназначена для систем наддува семейства среднеоборотных тепловозных дизелей 8ЧН26/26 производства ОАО «Коломенский завод», взамен серийного турбокомпрессора 14ТК предыдущего поколения. К одной из отличительных особенностей турбокомпрессора ТК2502 относиться применение цельнолитого бандажированного колеса турбины, что позволило увеличить надежность нового агрегата наддува с повышением его эффективного КПД на 7–10 % по сравнению с аналогом.

Базовая модификация ТК2503 предназначена для установки на высокооборотных дизелях семейства ЧН21/21 производства ООО УДМЗ (Екатеринбург) взамен импортного турбокомпрессора TPS48 (ABB, Швейцария). Комплектация серийных дизелей ООО УДМЗ турбокомпрессорами TPS48 предусматривалась в связи с прекращением выпуска на заводе агрегатов наддува собственного производства и отсутствием отечественного аналога. В настоящее время идет подготовка к проведению испытаний двигателя с турбокомпрессором ТК2503 на стенде ООО УДМЗ. По результатам безмоторных испытаний турбокомпрессора ТК2503 ожидается повышение его КПД на 3–4 %, что соответствует эффективности турбокомпрессора TPS48.

Создание базовых модификаций новых агрегатов наддува серии ТК25 позволит обеспечить импортозамещение при комплектации средне и высокооборотных дизелей отечественного производства.

ОАО «Пензадизельмаш» посетила делегация фирмы «General Electric»

В ноябре 2014 г. делегация специалистов фирмы «General Electric» (GE, США) посетила ОАО «Пензадизельмаш» и ознакомилась с производственной площадкой цеха № 1, участка сборки дизельных двигателей. Во время визита были проведены переговоры по созданию совместного сборочного производства с участием компаний «General Electric» и ЗАО «Трансмашхолдинг» на площадке «Дизелестроительной Компании ТМХ» (ДКТ). Рассматривались вопросы возможного совмещения сборки дизеля GE и отечественного серийного дизеля. На состоявшейся встрече специалисты ОАО «Пензадизельмаш» и ОАО «Коломенский завод» провели презентацию по вопросам возможной локализации производства компонентов двигателя GE на своих предприятиях, поскольку большая часть компонентов, в случае создания совместного производства, должна выпускаться на заводах ЗАО «Трансмашхолдинг».

В переговорах приняли участие от ЗАО «Трансмашхолдинг»: — генеральный директор Андреев А.А., зам. генерального директора Носков А.Л., зам. генерального директора по стратегическому развитию Фомин С.В., технический директор Кобзев С.А., руководитель департамента инвестиций и экономического анализа Мещеряков Д.А., руководитель проекта Алимов В.Н.; от «General Electric»: — Президент «GE Transportation» Рассел Стоукс, вице Президент Дейв Такер, управляющий директор «GE Transportation» по России и СНГ Даг Роквелл, генеральный менеджер «GE Transportation» по России, СНГ, Ближнему Востоку и Северной Африки Гохан Байхан; от ООО «Дизелестроительная компания ТМХ» — генеральный директор Старцевич Желько; от ОАО «Пензадизельмаш» — генеральный директор Карпов В.Ю.; от ОАО «Коломенский завод» — генеральный директор Симонов Н.П.

http://www.pdmz.ru/

УДК 621.43

РАЗВИТИЕ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC 2013)

Вниманию читателей предлагаются два доклада из материалов конгресса СИМАК-2013, посвященные развитию систем топливоподачи.

В первом из них представлена топливная аппаратура фирмы «L'Orange», созданная специально для двигателей, выпускаемых в странах Азии, и в первую очередь — в Китае. Отмечается, что качественная топливная аппаратура является одним из ключевых условий создания экономичных и экологически безопасных двигателей. Необходимый уровень давления и требуемые характеристики впрыска обеспечены как традиционными механическими системами (ТНВД–форсунка), так и современными системами с электронным управлением типа common rail. Подробно описаны системы топливоподачи «L'Orange» для перспективных китайских двигателей JDEW 175 CR (для работы на дистиллятных топливах) и JDEC 260 CR (для работы на мазуте).

Доклад фирмы «Bosch» посвящен описанию системы электронного управления судовыми двигателями. Система создана на основе аппаратного и программного обеспечения автомобильного контроллера EDC17CV41 и адаптирована к условиям судовых силовых установок, что позволяет реализовать широкий спектр разнообразных функций регулирования, управления, защиты, мониторинга и технической диагностики судовых дизелей. Контроллер, датчики и исполнительные устройства объединены в сеть, работающую по протоколу CAN, которая может быть интегрирована в систему общесудовой автоматики. Рассмотрены несколько возможных бизнес-моделей дальнейшего развития программного обеспечения, в том числе с участием заказчика.

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

СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ L'ORANGE ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ, ПРОИЗВОДИМЫХ В КИТАЕ И В СТРАНАХ АЗИИ. ПРОШЛОЕ, НАСТОЯЩЕЕ И БУДУЩЕЕ

Marc-Tran Heller, L'Orange Fuel Injection Trading (Suzhou) Co., Ltd., KHP
Tobias Stelzer, Mike Riegert, L'Orange GmbH, Германия
Shusheng Li, Jinan Diesel Engine Co., Ltd., KHP

Реферат

В 2013 г. фирма «L'Orange GmbH» отметила свое 80-летие. За эти годы компанией накоплен обширный опыт в области создания систем топливоподачи для двигателей внутреннего сгорания, в первую очередь — для главных судовых дизелей, двигателей внедорожной техники, дизель-генераторов и специальных транспортных средств. Фирма «L'Orange» была основана в 1933 г. сыном одного из пионеров дизелестроения Проспера Леранжа (Prosper L'Orange) в Штутгарте (Германия). С первых дней своего существования «L'Orange» вошла в число лидеров технического прогресса в области создания систем топливоподачи для двигателей различного назначения. В последние годы «L'Orange» успешно разрабатывает и внедряет компоненты систем топливоподачи дизелей (работающих на дизельном топливе и мазуте), газовых двигателей и газодизелей, а также систем подачи воды и эмульсии, в том числе:

➢ механические системы топливоподачи типа «ТНВД–трубка–форсунка»;

➢ системы common rail с электронным управлением;

➢ системы common rail для газовых двигателей с пилотным впрыском отдельной мини-форсункой;

➢ системы common rail для пилотного впрыска запального топлива в сочетании с основным впрыском через двухигольную форсунку (газодизели);

➢ газовые форсунки для подачи газа под давлением, а также запального топлива.

В настоящем докладе дан обзор технологий «L'Orange», предназначенных для повышения надежности и снижения расхода топлива, обеспечения соответствия требованиям экологических стандартов и снижения общей стоимости жизненного цикла двигателей. Особое внимание уделено работам по созданию систем топливоподачи для Китая и стран Азии. Помимо развития традиционных механических систем, в том числе для двигателей большой размерности, испытывающих в настоящее время «второе рождение», в докладе подробно рассмотрены две системы common rail, созданные по заказу китайской двигателестроительной фирмы «Jinan Diesel Engine Co., Ltd.» (JDEC) для двигателя типа JDEW 175 CR, работающего на дистиллятном дизельном топливе, и двигателя типа JDEC 260 CR, работающего на мазуте.

Введение

За последние десятилетия двигателестроение в странах Азии добилось серьезных успехов в области повышения технического уровня и кон-

курентоспособности высоко- средне- и малооборотных дизелей большой размерности.

Сегодня здесь построены наиболее современные предприятия по производству двигателей новейших моделей и внедрены методы контроля качества двигателей, которые служат образцом для всего мира, о чем свидетельствует выбор Шанхая (Китай) в качестве места для проведения Конгресса СИМАК-2013.

Фирма «L'Orange GmbH» впервые вышла на китайский рынок в начале 1980-х годов с механическими системами топливоподачи для среднеоборотных дизелей и двигателей, работающих на тяжелом топливе. Позднее, помимо механических систем топливоподачи, в линейку продукции «L'Orange» вошли системы common rail с электронным управлением для четырехтактных высоко- и среднеоборотных дизелей, а также системы впрыска запального топлива с двухигольными форсунками для газодизелей и газовых двигателей. Системы common rail для первых двухтактных малооборотных двигателей, собранных в Азии, — были изделия «L'Orange».

Вступив с инициативным проектом D'BLUE совместно с фирмой «Hoerbiger», компания «L'Orange» обеспечила высокий спрос в будущем на все системы топливоподачи для дизелей, газодизелей и газовых двигателей.

Специализация компании «L'Orange»

Компания «L'Orange» специализируется на создании и выпуске систем common rail для четырехтактных двигателей с цилиндровой мощностью 90 кВт и выше, а также механических систем впрыска для четырехтактных двигателей с цилиндровой мощностью свыше 2000 кВт, работающих на мазуте.

Топливные насосы высокого давления, форсунки, топливные трубки высокого давления, предохранительные клапаны, а также комплектные

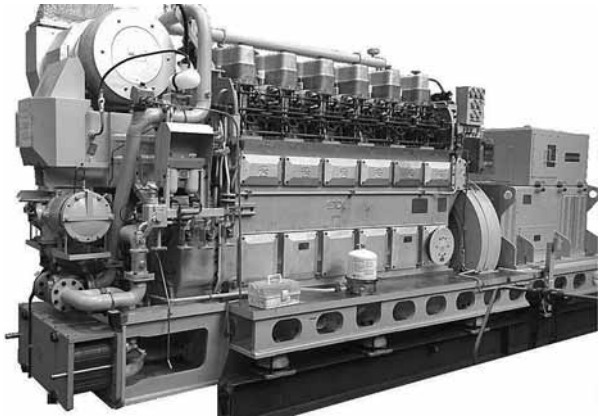


Рис. 1. Двигатель серии L23/30 компании «STX Heavy Industries Co., Ltd.» с механической системой впрыска L'Orange

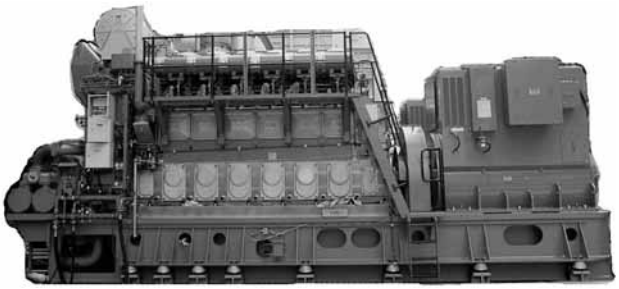


Рис. 2. Двигатель серии L32/40 компании «Doosan Engine Co., Ltd.» с механической системой впрыска L'Orange

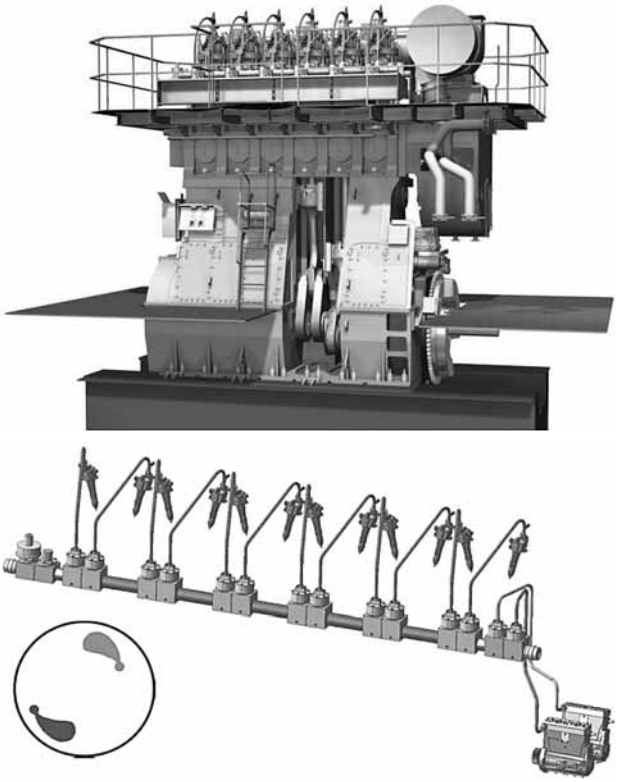


Рис. 3. Двухтактный двигатель Wartsila серии L7 WX40 производства «Yuchai Marine Power Co., Ltd.» с системой common rail фирмы «L'Orange»

системы топливоподачи L'Orange установлены на многих моделях двигателях большой размерности от самых разных производителей.

В качестве примеров некоторые модели дизелей, производимых в Азии и оборудованных механическими или электронными (common rail) системами L'Orange приведены на (рис. 1–4).

Ключевые технологии

В развитии дизелей большой размерности можно отметить следующие тенденции [1]:

➢ повышение средней скорости поршня;

➢ повышение среднего эффективного давления;

➢ повышение давления в конце такта расширения.

В реализации отмеченных выше тенденций, направленных на повышение экономичности и снижение вредных выбросов двигателей, немалая роль отводится современным технологиям топливоподачи, способным обеспечить впрыск топлива в камеру сгорания при высоком давлении.

Системы обоих типов, выпускаемые «L'Orange» — как механические, так и common rail с электронным управлением — развивают давление впрыска, приближающееся к пределам физических возможностей материалов.

Индивидуальные механические топливные насосы (рис. 4) развивают давление, приближающееся к границе 2000 бар. Топливные насосы высокого давления (ТНВД) для систем common rail обеспечивают давление до 2200 бар при работе как на дистиллятных, так и на тяжелых топливах (рис. 5). Речь идет о так называемых системах common rail третьего поколения, серийно выпускаемых «L'Orange» с 2011 г.

В настоящее время идет подготовка к серийному производству систем четвертого поколения с давлением впрыска до 2500 бар.



Рис. 4. Механический индивидуальный топливный насос



Рис. 5. Топливный насос высокого давления и форсунка common rail

Таблица 1

Рыночные цены, Роттердам (28.01.2013)

Топливо	Цена, $/т
IFO 380 (RMH 35)	615
IFO 180 (RMH 25)	640
MGO	951

Источник: www.bunkerworld.com

Помимо постоянно возрастающих технических требований, обеспечивающих качество рабочего процесса, новые системы должны обеспечивать высокие требования экономичности, надежности и ресурса. Условия жесткой конкуренции и стремление снизить эксплуатационные расходы побуждают конечных пользователей использовать более дешевые топлива (табл. 1). Аппаратура топливоподачи должна удовлетворять чрезвычайно жестким требованиям в части межремонтного срока службы, механической прочности, и, прежде всего, требованиям безопасности в условиях плавания (SOLAS). Для конструктивной и технологической адаптации систем топливоподачи (как традиционных механических, так и common rail) к применению дешевых топливосмазочных материалов необходимо:

➢ использовать защитные материалы и/или покрытия, контактирующие с агрессивными средами и обладающие высокой износоустойчивостью;

➢ применять жаростойкие стали и эластомеры;

➢ охлаждать наиболее чувствительные элементы аппаратуры топливоподачи (например, электромагниты и сопла распылителей);

➢ оптимизировать схемы охлаждения и состав теплоносителей;

➢ использовать модульные конструкции, облегчающие замену наиболее напряженных узлов и деталей;

➢ обеспечить герметичность линий возврата топлива высокого давления во избежание испарения летучих компонентов топлива.

Наряду с турбонаддувом, электроникой и технологиями очистки отработавших газов, аппаратура впрыска является одной из ключевых систем современных дизельных двигателей.

Примером успешного сотрудничества «L'Orange GmbH» с китайской двигателестроительной фирмой «Jinan Diesel Engine Co., Ltd.» может служить программа повышения технического уровня высоко- и среднеоборотных двигателей за счет установки систем common rail.

Система Common Rail для двигателей JDEC серии 175

Двигатель JDEC серии 175 представляет новое семейство высокооборотных V-образных дизелей (табл. 2).

Таблица 2

Характеристики двигателя JDEC серии 175

Диаметр цилиндра, мм	175
Ход поршня, мм	190
Номинальная мощность	V12: 1645 кВт при 1800 об/мин
Вид топлива	Дизельное (дистиллят)
Уровень вредных выбросов	US EPA Tier 4
Система топливоподачи	Common rail
Давление в системе топливоподачи, бар	1800 (номинал)

На рис. 6 показана система common rail для 12-цилиндрового V-образного двигателя (V12), состоящая из ТНВД, топливных трубок высокого давления, распределительного блока с датчиком давления и предохранительным клапаном, а также форсунок.

В системе использован двухплунжерный вариант насоса с производительностью до 15 л/мин для дизельного топлива (рис. 7), хорошо зарекомендовавший себя в эксплуатации.

Форсунка common rail (рис. 8) последней модификации обеспечивает многофазный впрыск и отличается пониженной механической напряженностью за счет применения общей аккумулирующей полости, а также минимизации объема, занимаемого электромагнитом и гидроусилителем (рис. 9).

Конструкция аккумулятора обеспечивает минимальные утечку и пульсации давления, что, в свою очередь, гарантирует высокий ресурс деталей, прежде всего — распылителя и компонентов гидроусилителя. Кроме того, минимальное расстояние от общего аккумулятора до распылителей позволяет увеличить цикловую подачу и уменьшить ее неравномерность.

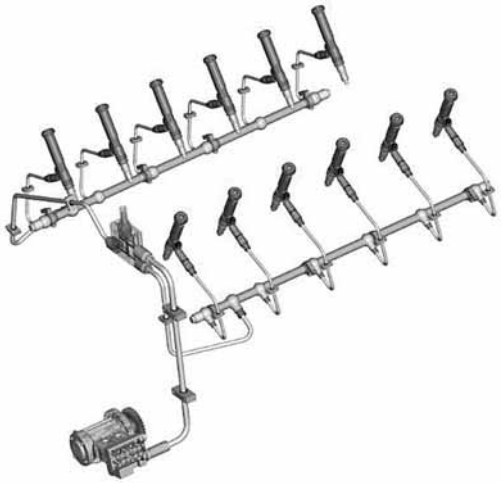


Рис. 6. Система Common Rail для 12-цилиндрового V-образного двигателя JDEC175 (дистиллятное топливо)

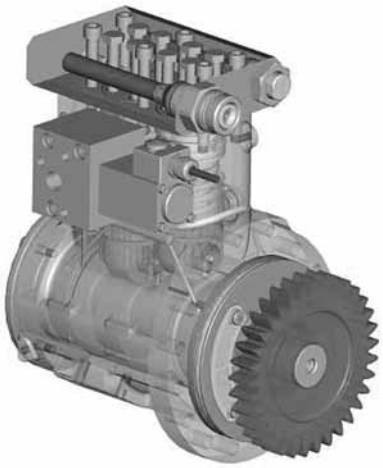


Рис. 7. ТНВД Common Rail (дизельное топливо)



Рис. 8. Форсунка Common Rail (дизельное топливо)

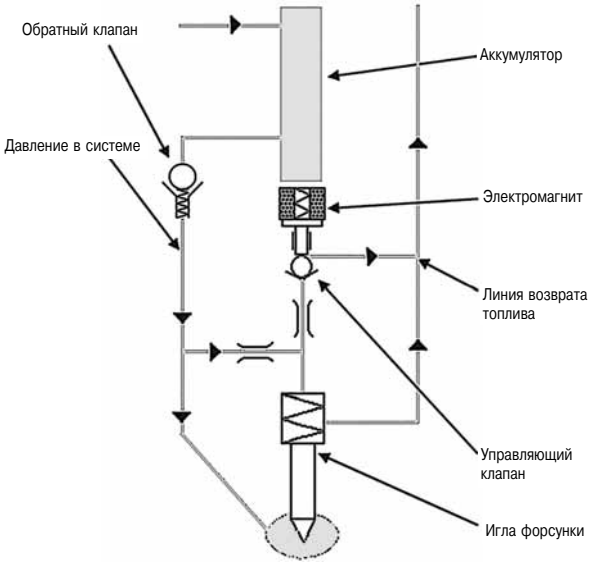


Рис. 9. Схема организации впрыска Common Rail для двигателя JDEC 175

Система common rail для двигателей JDEC типа 26/32

Для модификации двигателя JDEC типа 26/32, работающего на мазуте (HFO), была разработана новая версия системы common rail. Двигатель 26/32 HFO имеет технические характеристики, представленные в табл. 3.

Для двигателя 26/32 HFO была выбрана схема с двумя двухплунжерными ТНВД для того, чтобы

Таблица 3

Характеристики двигателя JDEC типа 26/32

Диаметр цилиндра, мм	260
Ход поршня, мм	320
Номинальная мощность	V12: 4170 кВт при 1000 об/мин
Вид топлива	MDO и HFO
Система топливоподачи	Common rail
Давление в системе топливоподачи, бар	1500 (номинал)

обеспечить требования безопасности основных классификационных обществ в части резервирования, основных систем, гарантирующих при аварии возврат судна в порт (рис. 10). Два ТНВД работают на один общий распределительный блок, включающий датчики давления, предохранительный клапан и выпускной клапан с пневмоуправлением.

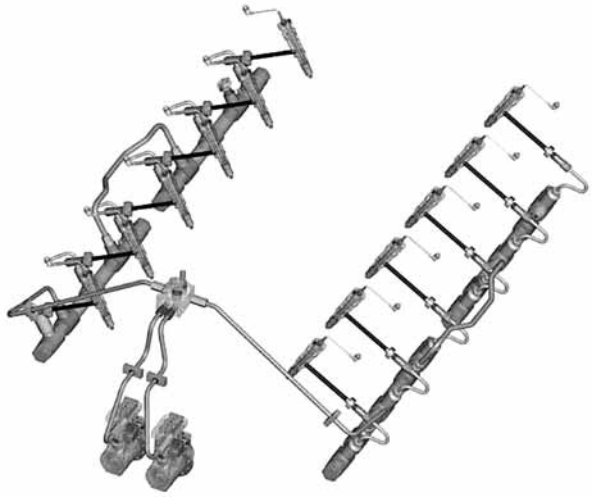


Рис. 10. Система common rail среднеоборотного двигателя V12 типа JDEC 26/32 (для работы на дистиллятных и тяжелых топливах)

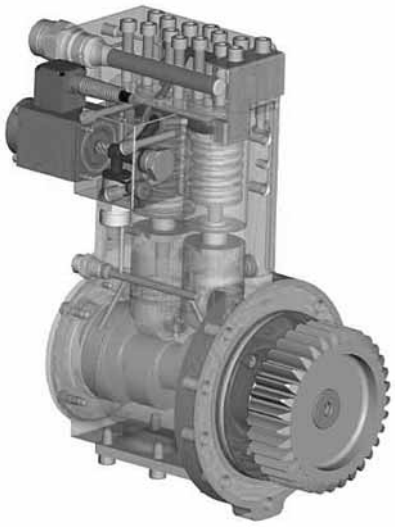


Рис. 11. ТНВД common rail для мазута

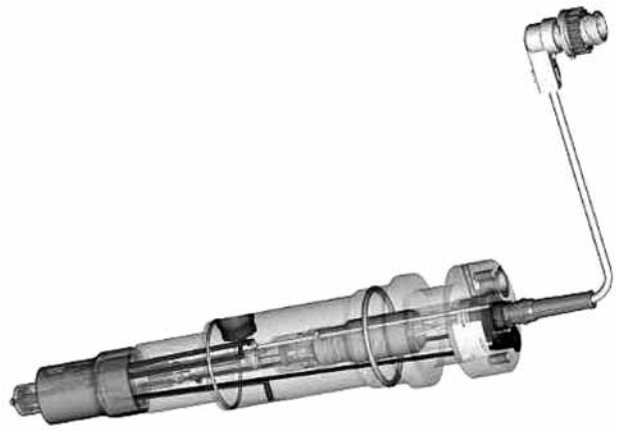


Рис. 12. Форсунка Common Rail для мазута

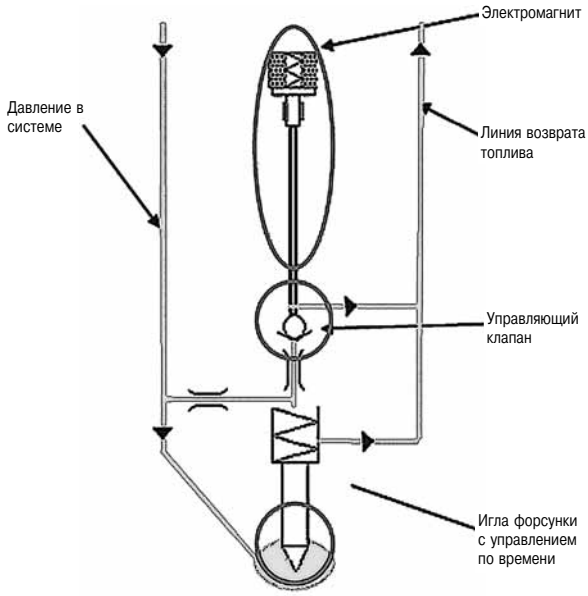


Рис. 13. Гидравлическая схема форсунки common rail двигателя JDEC 26/32 HFO

Двухступенчатый разгрузочный (предохранительный) клапан защищает систему от превышения давления и поддерживает давление на минимальном уровне, необходимом для продолжения работы двигателя в безопасном режиме.

Версия двухцилиндрового ТНВД для мазута была приспособлена к геометрии двигателя JDEC 26/32 HFO (рис. 11).

При этом сохраняется модульный принцип построения системы на базе семейства двух- и четырехцилиндровых топливных насосов common rail.

Конструкция форсунки была адаптирована к условиям размещения в головке цилиндра двигателя DEC 26/32 HFO (рис. 12). При этом основное внимание было уделено обеспечению жесткости, прочности и надежности узла при работе на мазуте.

Гидравлическая схема форсунки для двигателя 26/32 HFO common rail показана на рис. 13.

Аппаратура топливоподачи common rail для двигателя JDEC 26/32 HFO успешно прошла 1000-часовые ресурсные испытания и типовые квалификационные испытания. Первый серийный двигатель V12 был выпущен в 2013 г.

D'BLUE → программа комплексного развития систем топливоподачи для дизелей, газодизелей и газовых двигателей

Требования завтрашнего дня диктуют необходимость комплексного развития систем топливоподачи при одновременном и гармоничном развитии всех систем двигателя и оптимизации интерфейсов между ними.

Именно эту цель преследовала инициатива группы компаний — «L'Orange GmbH», «Hoerbiger Engine Solutions», «Hoerbiger Control Systems» и «Altronic» при разработке программы, получившей название D'BLUE.

Названные фирмы объединились в консорциум, который будет выступать в качестве единого поставщика комплексных систем. Его участники имеют многолетний опыт работы в смежных областях, в том числе таких как:

- механические системы впрыска топлива;
- регуляторы скорости и исполнительные устройства;
- системы впрыска common rail с электронным управлением;
- двигатели модульной конструкции и системы управления работой оборудования для очистки отработавших газов;
- электронные системы управления, включая все датчики для подсистем регулирования, контроля и технической диагностики;
- различные человеко-машинные интерфейсы для систем прямого или удаленного управления двигателем и/или интерактивного взаимодействия с ним;
- прикладное программное обеспечение;
- двухигольные форсунки и системы впрыска запального топлива common rail для газодизелей;
- системы впрыска запального топлива common rail для газовых двигателей;
- системы одновременного впрыска газа высокого давления и дизельного топлива для газодизелей;
- клапаны индивидуальной подачи газа по цилиндрам и во всасываемый воздух;
- электронные клапаны дозирования подачи газа в форкамеру;
- дозаторы газа и газовые смесители Вентури;
- устройства дозирования подачи мочевины в системах для селективного каталитического восстановления оксидов азота.

Первые проекты для конкретных заказчиков с использованием D'BLUE и первые двигатели, оборудованные системами D'BLUE, появятся уже в ближайшем будущем.

Заключение

«L'Orange» принадлежит ведущая роль в создании и совершенствовании современных систем топливоподачи, что обеспечило успешный выход на рынок двигателей большой размерности, строящихся в странах Азии.

Ключевые технологии включают в себя надежные, многократно испытанные и проверенные компоненты, такие как насосы высокого давления, клапаны впрыска и вспомогательные элементы, как для механических, так и для электронно-управляемых (common rail) систем впрыска, способные работать в самых тяжелых условиях, в частности, при использовании низкокачественных топлив и масел.

На примере двух инженерных разработок, выполненных для китайской двигателестроительной фирмы Jinan Diesel Engine Co., Ltd., показаны основные направления развития систем common rail для новых двигателей JDEC типа 175 и 26/32 HFO.

Новая инициатива «L'Orange»—«Hoerbiger» при создании программы D'BLUE иллюстрирует комплексный подход обеих фирм-участников к созданию высокотехнологичных и высокоточных продуктов для дизелей, газодизелей и газовых двигателей.

Литература

1. *Schmidt R.M. and Schneider H.* Fuel Injection Systems: Status Quo and Trends for the Future. Lecture Institute for Combustion Engines RWTH Aachen University. — 2012.

СИСТЕМА ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ BOSCH ДЛЯ СРЕДНЕ- И ВЫСОКООБОРОТНЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Gerhard Rehbichler,
Christoph Kendlbacher,
Martin Bernhaupt,
Robert Bosch AG, Австрия

Реферат

BOSCH является ведущим в мире производителем электронных систем управления, аварийно-предупредительной сигнализации и защиты для автомобильных двигателей и двигателей внедорожной техники. Платформа ECU SW и HW для коммерческих транспортных средств включает блоки и датчики комплексного управления системами топливоподачи (в том числе в многотопливных двигателях), рециркуляции и очистки отработавших газов, давлением наддува, положением двигателя и т. д. Предусмотрена также функция работы с несколькими блоками управления ECU, включая систему автоматической диагностики, что составляет основу вновь разработанной платформы BOSCH для электронного управления судовыми установками. Гибкая модульная структура ECU SW и HW позволяет распространить эту платформу для применения на средне- и высокооборотных судовых двигателях. Уже выпускаются двухблочные системы ECU для дизелей с числом цилиндров до 16 (2 блока ECU), и готовится выпуск трехблочной системы (3 блока ECU). Прикладные программы общего типа для ECU могут быть адаптированы для конкретных случаев, например, для двигателей с двумя воздушными потоками (при наличии левого и правого блоков цилиндров). Концепция совместного использования ПО позволяет заказчику реализовать свои собственные программные функции на имеющемся у него программном и аппаратном обеспечении ECU. В настоящее время идет процесс сертификации ECU и группы датчиков общего назначения основными классификационными обществами. Совместно с BOSCH Rexroth разрабатывается интерфейс, позволяющий встраивать систему управления двигателями ECU в общесудовую систему автоматики Rexroth. Таким образом, BOSCH становится поставщиком систем управления, автоматики, аварийно-предупредительной сигнализации и защиты судовых дизелей. В настоящем докладе описаны компоненты системы электронного управления средне- и высокооборотными судовыми двигателями, созданной фирмой BOSCH.

Система электронного управления BOSCH для средне- и высокооборотных судовых двигателей

Компания BOSCH адаптировала для судовых двигателей аппаратное и программное обеспечение автомобильного контроллера EDC17CV41, в результате чего были созданы системы и компоненты для всех видов судовых двигателей (рис. 1).

На двигателях промышленных и судовых установок, на которые не распространяются требования классификационных обществ, может быть применено стандартное аппаратное обеспечение автомобильного класса EDC17CV41. Сюда относятся, в частности, прогулочные суда, яхты, суда маломерного флота, суда каботажного плавания (плавающие на расстоянии не более 50 морских миль от берега) и т. п.

Модульный принцип построения обеспечивает конкурентоспособность систем с учетом всего разнообразия применений и исполнений судовых двигателей.

На базе системы EDC17CV41, включающей программное и аппаратное обеспечение, в том числе гидравлику, разрабатываются варианты системы для судовых установок, не требующих сертификации классификационными обществами на соответствие требованиям применения для определенного класса судов. Вместе с новым программным обеспечением, отражающим судовую специфику, указанная система станет базовой для всех видов судовых установок.

Для двигателей, имеющих сертификаты классификационных обществ, разработано программное и аппаратное обеспечение EDC17CV41 на платформе, адаптированной для судовых условий. Форсунки имеют дополнительные ограничители топливоподачи. Для более мощных двигателей созданы гидравлические компоненты большей размерности.

Для главных судовых двигателей разрабатывается система резервирования с дополнительным программным и аппаратным обеспечением (блок контроля и автоматики ECU с возможностью автоматического перехода с основной системы на запасную, находящуюся в режиме горячего резерва).

Аппаратное обеспечение ECU для средне- и высокооборотных двигателей

Платформа контроллера EDC17CV41, разработанная для коммерческого автотранспорта

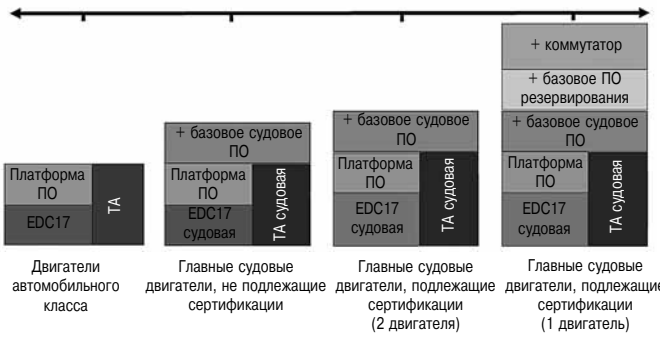


Рис. 1. Обзор электронных систем впрыска Bosch для судовых двигателей

и адаптированная для судовых двигателей в полной комплектации обладает следующими функциями и характеристиками:

➢ возможность установки прямо на двигатель;

➢ два разъема с 96 контактами;

➢ оконечный усилитель управления форсунками на 8 цилиндров с тремя магазинами драйверов;

➢ драйвер форсунки двигателя, управляющий электромагнитом типа DMV28;

➢ усовершенствованная схема охлаждения воздуха и жидкости (топливо, масло или охлаждающая среда);



Рис. 3. Датчики Bosch для средне- и высокооборотных двигателей

➢ управление впрыском углеводородов (hydrocarbon injection — HCI) и управление системой очистки отработавших газов типа BOSCH DNOX2.2;

➢ возможность управления двигателем с числом цилиндров более 8 путем использования помощью нескольких систем по принципу «Master/Slave» (ведущий/ведомый);

➢ достаточное количество входов/выходов и их масштабируемость в широких пределах;

➢ увеличенный срок службы;

➢ класс защиты IPX4K, IPx6K, IPx9K;

➢ номинальное напряжение питания полнофункциональной системы ECU 9-32 В.

Контроллер EDC17CV41 и соответствующие датчики, предназначенные для судовых установок, подлежащих сертификации, проходят типовые испытания на соответствие требованиям основных классификационных обществ (а именно: GL, LR, BV, DNV, ABS, NKK, RINA). Испытания проводятся на контроллере EDC17CV41 со всеми подключенными датчиками (рис. 2), при этом выходные нагрузки имитируются с помощью магазина сопротивлений.

Перечень датчиков Bosch, испытанных совместно с контроллером EDC17CV41, приведен на рис. 3.

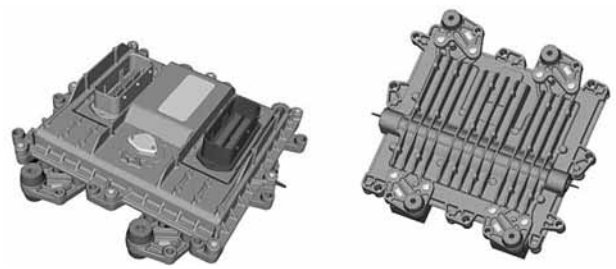


Рис. 2. Общий вид блока EDC17CV41

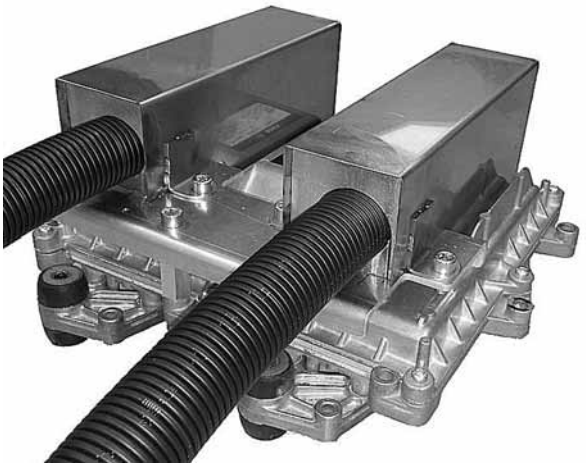


Рис. 4. Защитные устройства для разъемов контроллера EDC17CV41

➢ PG3.8: Кодовый индикатор положения кулачкового вала с датчиком Холла (0–4500 об/мин).

➢ DG6: Кодовый индикатор положения коленчатого вала с индуктивным датчиком (~20–700 об/мин).

➢ RPS4-18/22: Датчик давления в топливном аккумуляторе (0–2000/2200 бар).

➢ TF-W: Датчик температуры среды (охлаждающая жидкость, топливо, масло) (–40–150 °C)

➢ DS-M1: Датчик давления топлива и масла (0–16 бар).

➢ DS-S3-TF: Датчик давления и температуры наддувочного воздуха (0–4 бар).

➢ DS-K-TF: Датчик давления и температуры масла и топлива (0,05–10 бар).

Чтобы выполнить требования защиты от возгорания, были разработаны специальные защитные устройства для разъемов контроллера EDC17CV41 (рис. 4).

Программное обеспечение для применения на средне- и высокооборотных двигателях

Для судовых двигателей используются следующие программы, разработанные для коммерческого автотранспорта, с поправками на специфику судового применения:

➢ операционная система ERCOSEK;

➢ программное обеспечение для измерения крутящего момента;

➢ защита двигателя (по крутящему моменту, перегреву, превышению скорости, параметрам турбонаддува);

➢ задание скорости с помощью одиночного или двойного потенциометра либо CAN J1939;

➢ программное обеспечение для системы регулирования скорости (высокие обороты, низкие обороты, управляемость, работоспособность, диагностика, задание скорости);

➢ учет положения двигателя;

➢ управление впрыском (распределение по времени, расчет количества впрыскиваемого топлива на каждый цикл и число впрысков за цикл от одного до пяти);

➢ управление системой воздухоснабжения (включая EGR);

➢ управление пуском;

➢ система мониторинга ECU;

➢ сообщения по сети CAN J1939;

➢ функции диагностики по ИСО 14229;

➢ функции дистанционного управления;

➢ функция шунтирования (быстрое макетирование);

➢ программируемый символ «End of line (EOL)» с 4 зонами данных и прав доступа;

➢ функция D-SERAP (калибровка ECU в замкнутой системе с использованием протокола CAN CCP);

➢ факультативно: функции управления процессом газоочистки (алгоритм и управление процессом впрыска AD-BLUE, контроль состояния фильтра частиц, катализатора-окислителя и температуры отработавших газов).

Дополнительные функции программного обеспечения для судовых применений:

➢ отключение аварийно-предупредительных сигналов (ограничений);

➢ местное или дистанционное управление скоростью двигателя;

➢ контроль работоспособности датчиков с выдачей предупредительных сигналов;

➢ резервирование (для главных двигателей);

➢ аппаратный и CAN-интерфейс с системой Bosch Rexroth MAREX;

➢ система с несколькими ECU для двигателей с числом цилиндров до 16 (Master/Slave1), разрабатывается вариант для двигателей с числом цилиндров до 24 (Master/Slave2) — см. рис. 5;

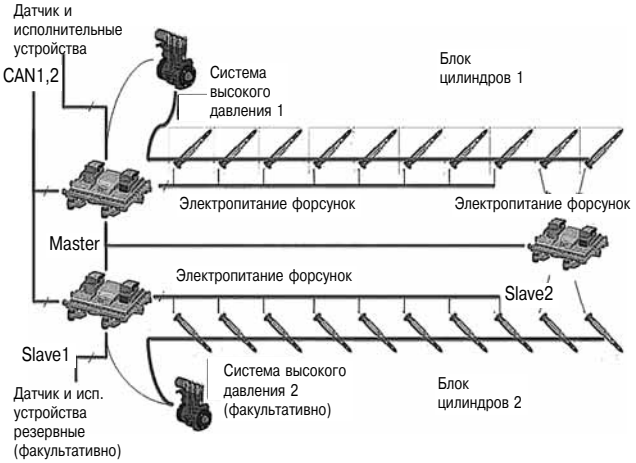


Рис. 5. Система с несколькими ECU на основе EDC17CV41 для двигателей с числом цилиндров до 24

➢ система управления контуром высокого давления топлива — один или два (на каждый блок цилиндров);

➢ система управления трактом воздухоснабжения — один или два (на каждый блок цилиндров).

Характеристики многоблочной системы ECU

➢ Все блоки, входящие в многоблочную систему ECU, одинаковы:

— программное обеспечение, основанное на серийном ECU Bosch, унифицировано;

— общее программное обеспечение ECU с индивидуальными функциями для конфигураций ECU Master/Slave1/Slave2 (Ведущий/Ведомый1/Ведомый2);

— автоматическое переключение наборов данных (профилей) для соответствующих рабочих режимов (управление выбором конфигурации).

➢ Расчет основных функций ECU выполняется в ведущем (Master) ECU:

— в ведомых (Slave1/Slave2) ECU рассчитываются только функции, относящиеся к впрыску топлива;

— расчет дополнительных функций может производиться в ECU Slave1.

➢ Общий интерфейс CAN:

— общий интерфейс CAN для flash-памяти, диагностики и межсистемного взаимодействия (Master/Slave1/Slave2).

➢ Идентификация автономного ECU:

— идентификация ECU Master/Slave1/Slave2 аппаратными средствами.

➢ Резервирование ECU:

— возможность работы «половины» двигателя на случай аппаратного отказа одного из ECU

➢ Дублирование систем топливоподачи (common rail) и подачи воздуха:

— вторая система топливоподачи высокого давления, управляемая ведомым ECU Slave1;

— вторая система подачи воздуха, управляемая ведомым ECU Slave1;

— подключение датчиков второй системы подачи топлива и воздуха.

➢ Избыточность ресурсов аппаратной части:

— в аппаратной части ECU Slave1 предусмотрены свободные ресурсы, которые могут быть использованы для дальнейшего функционального развития системы в будущем;

— избыточные (распределенные) ресурсы программного обеспечения, которые могут быть использованы при создании комплексной системы управления двигателем в будущем.

Модели совместной разработки программного обеспечения

Основная идея совместной разработки программного обеспечения состоит в участии заказчика в разработке специфичных для данного заказчика функций. В зависимости от глубины разработки могут быть использованы различные модели кооперации (рис. 6).

В большинстве проектов, касающихся крупных двигателей, используется бизнес-модель «Full service» (полнофункциональная поставка). Однако для подобных проектов вполне подходит также бизнес-модель «Joint Base-Line-SW» (совместная разработка базового программного обеспечения).

Аппаратное обеспечение поставляется в базовой комплектации, при этом программный интерфейс коллективного разработчика (software sharing interface) допускает возможность дальнейшего наращивания функций по мере изменения потребностей заказчика (рис. 7).

Функции, реализуемые на программном уровне (*n*1, *n*2, ...), могут быть встроены в автономное окружение разработки (SAME — standalone development environment). После этого версия программного обеспечения, генерирующая окончательные программные решения, может быть разработана самим заказчиком.

При отсутствии возможности использования программного интерфейса для совместной разработки заказчик может воспользоваться функционалом ETAS Easy Hooks (EHOOKS), входящим в состав программной платформы EDC17CV41 для коммерческого транспорта.

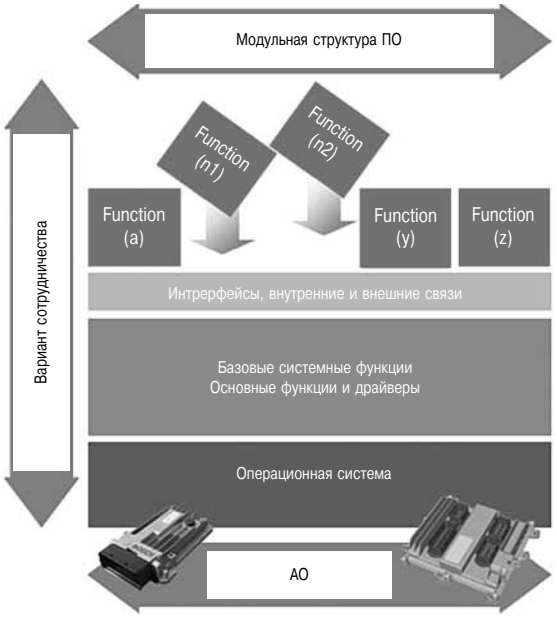


Рис. 7. Модульный принцип построения программного обеспечения

Быстрое макетирование

EHOOKS — это утилита, позволяющая быстро создавать точки входа в программном обеспечении ECU. С ее помощью пользователь может создавать точки для обхода непосредственно в файлах *HEX и *.A2l (рис. 8).

EHOOKS обладает свойством масштабируемости, что позволяет создавать точки входа различного типа (рис. 10), в том числе:

➢ замена переменных ECU постоянными значениями;

➢ замена переменных ECU калибровочными параметрами, меняющимися во время исполнения программы;

➢ замена переменных ECU результатами расчета для новой функции, реализуемой на аппаратном макете (внешний байпас), рис. 10;

➢ замена переменных ECU результатами расчета для новой функции, реализуемой с помощью EHOOKS непосредственно в аппаратной части ECU.

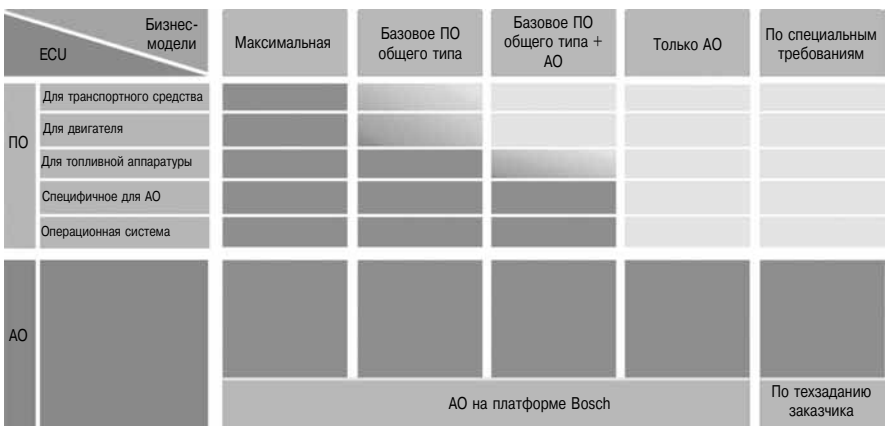


Рис. 6. Бизнес-модели

Применение систем управления Bosch Electronic на судовых дизелях

Многодвигательная силовая установка и вспомогательные двигатели

При наличии многодвигательной силовой установки

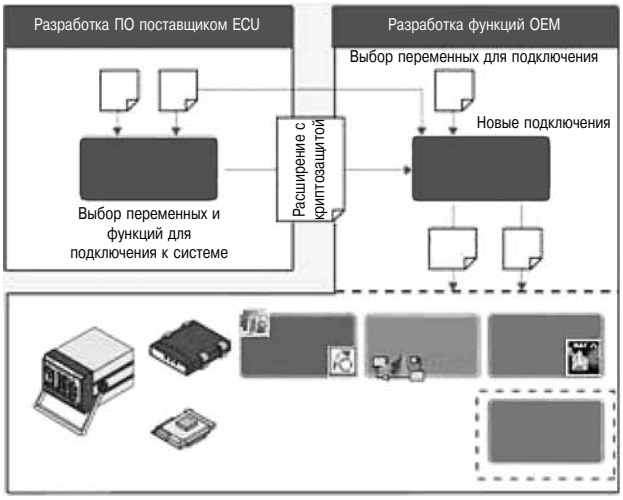


Рис. 8. Инструменты и продукты EHOOKS — обзор

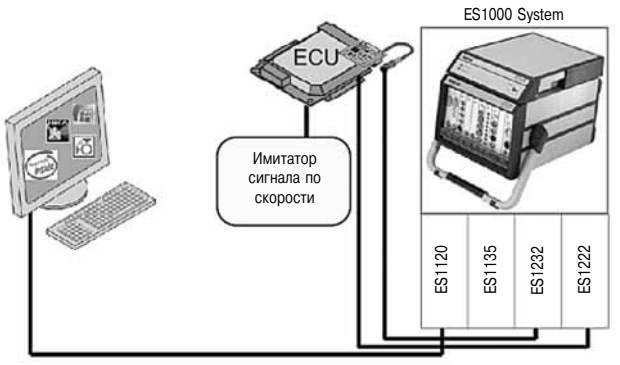


Рис. 9. Пример конфигурации аппаратной части EHOOKS



Рис. 10. Варианты использования EHOOKS

каких-либо специальных требований к резервированию электронных систем управления не выдвигается. Остановка одного из двигателей не ведет к полной остановке судна.

В этом случае применяется стандартная типовая система EDC17CV41 в сочетании с независимыми системами дистанционного управления, аварийно-предупредительной сигнализации и защиты.

Главный судовой двигатель

Единственное специальное требование к электронной системе управления главным судовым двигателем, выдвигаемое, например, Германским Ллойдом, формулируется следующим образом:

➢ единичный отказ электронной системы управления главным судовым двигателем не должен приводить к полной потере или к резкому изменению мощности, используемой для движения судна.

Для обеспечения непрерывности управления скоростью двигателя Bosch разработал систему резервирования EDC17CV41.

Функциональное описание:

➢ Система состоит из двух одинаковых контроллеров EDC17CV41 и функционального блока выбора/мониторинга MSU (Monitoring and Select Unit). Блок MSU включает в себя функцию резервирования.

➢ Главный блок ECU всегда включен и управляет двигателем, если только не произошел критический отказ аппаратной части.

➢ При обнаружении отказа главный блок ECU дает сигнал перехода на резервное управление.

➢ Главный блок ECU осуществляет постоянный мониторинг состояния аппаратной части, и в случае выявления серьезного отказа переводит двигатель на управление от резервного блока ECU.

➢ Переход на управление от резервного блока ECU является необратимым в том смысле, что вернуться к управлению от главного блока ECU можно будет только после снятия и повторного включения питания.

➢ MSU отслеживает сигнал об исправном состоянии ECU, и при обнаружении какой-либо аномалии автоматически переводит систему на управление от резервного ECU. Последний может быть настроен на работу в режиме останова или горячего резерва.

➢ На судовом пульте управления имеется специальная кнопка для периодического переключения на резервный ECU для проверки его готовности.

Система Bosch управления судовыми двигателями

Результатом совместной работы Bosch Rexroth и Bosch Diesel Systems стал законченный ряд программных и аппаратных продуктов для систем управления главными судовыми двигателям (рис. 11), в том числе:

➢ система дистанционного управления MAREX OS II;

➢ блоки дистанционного и местного управления;

➢ система аварийно-предупредительной сигнализации и защиты;

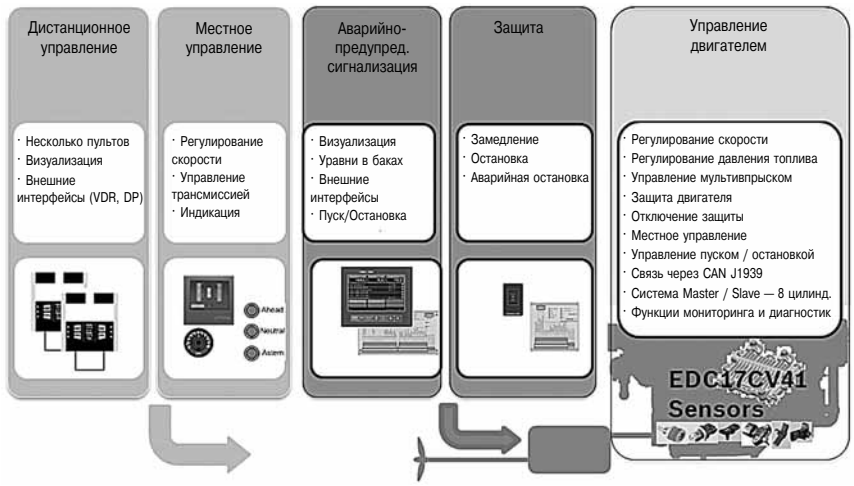


Рис. 11. Система Bosch управления судовыми двигателями

➢ блок управления системой защиты;

➢ система управления скоростью двигателя EDC17CV41.

Интерфейс связи судовой системы автоматизации Rexroth и контроллера двигателя Bosch EDC17CV41

В режиме дистанционного управления все уставки управления двигателем приходят на контроллер EDC17CV41 через линию связи CANJ1939.

Для связи с системой аварийно-предупредительной сигнализации и защиты используется отдельный канал CAN. Сигналы параметров двигателя, получаемые от датчиков блока EDC17CV41, могут быть одновременно использованы системой аварийно-предупредительной сигнализации и защиты, что позволяет уменьшить число необходимых датчиков.

При подключении местного пульта управления задание скорости переключается с главного управляющего входа ECU (например, от сети CAN или ее аналога) на вспомогательный вход ECU.

Сигналы параметров двигателя через CAN поступают на местный пульт управления, где используются для целей контроля и диагностики двигателя.

Интерфейс программного обеспечения и аппаратной части EDC17CV41 и MAREX OS II гарантирует беспроблемную стыковку компонентов системы.

Выводы

Результат объединения усилий Bosch Rexroth и Bosch Diesel Systems позволил заказчикам перейти на работу с единым поставщиком всех компонентов системы управления главным судовым дизелем с гарантией совместимости компонентов, получаемых от различных поставщиков.

Учитывая возможности совместного использования ПО, заказчик может реализовать свои собственные программные функции на имеющемся у него ПО и АО ECU. Кроме того, возможность быстрого макетирования существенно ускоряет разработку специальных опций для отдельных заказчиков.

Использованные обозначения и сокращения:

EDC17CV41: блок управления Bosch для дизеля;

ECU: Electronic Control Unit (электронный блок управления);

MAREX OS II: Система дистанционного управления судовым дизелем;

MAREX AMC: Система аварийно-предупредительной сигнализации и защиты Rexroth;

SAME: Standalone Make Environment;

MSU: Monitoring and Switch Unit (блок контроля и коммутации);

ERCOSEK: Встроенная операционная система реального времени, соответствующая стандартам OSEK;

CCP: CAN Calibration Protocol (протокол калибровки CAN);

ПО: Программное обеспечение;

АО: Аппаратное обеспечение.

Литература

1. Rexroth Marine Products http://www.boschrexroth.com/marine

2. ETAS Products http://www.etas.com/en/products/product_search.php

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.431

Румб В.К. Переход от расчетов прочности к расчету долговечности — задача современного проектирования деталей ДВС // Двигателестроение. — 2014. — № 4. — С. 3–9.

Ключевые слова: детали ДВС, циклические нагружения, усталостная долговечность, запас прочности, методика прогнозирования.

В науке о прочности материалов при их циклических нагружениях появляются методы расчетов деталей ДВС на заданный ресурс. Предлагается методика прогнозирования усталостной долговечности деталей с учетом фактического запаса прочности при заданной вероятности отсутствия усталостного разрушения. Табл. 5. Ил. 4. Библ. 5.

УДК 621.436.12

Иванченко А.А., Щенников И.А. Методика определения и оценки технического облика судового высокооборотного дизеля // Двигателестроение. — 2014. — № 4. — С. 10–15.

Ключевые слова: судовой высокооборотный дизель, комплексный показатель качества, функция Харингтона, математическое моделирование, перспективная размерность.

Рассматривается метод определения технического облика судового дизеля на раннем этапе проектирования на основе определения комплексного показателя качества с использованием функции Харрингтона. Выполнено математическое моделирование различных вариантов конструкций высокооборотного дизеля цилиндровой мощностью 140 кВт. Проведена комплексная оценка качества трех вариантов конструкции с определением перспективной размерности дизеля. Табл. 4. Ил. 6. Библ. 12.

УДК 621.437

Федянов Е.А., Левин Ю.В., Захаров Е.А., Иткис Е.М. Теоретическое исследование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля с добавками водорода // Двигателестроение. — 2014. — № 4. — С. 16–18.

Ключевые слова: роторно-поршневой двигатель Ванкеля, добавка водорода, математическое моделирование, полнота сгорания бензовоздушной смеси.

Выполнено математическое моделирование процесса распространения пламени в камере сгорания роторно-поршневого двигателя Ванкеля. Проведено теоретическое исследование влияния добавок водорода на процесс сгорания топлива в двигателе ВАЗ-311. Показана возможность повышения полноты сгорания бензовоздушной смеси в РПД Ванкеля за счет добавок водорода. Ил. 4. Библ. 8.

УДК 621.43.052

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. — 2014. — № 4. — С. 19–28.

Ключевые слова: ДВС, турбокомпаундные системы, силовые и паровые турбины, гибридные турбокомпрессоры, высокооборотные генераторы.

Выполнен обзор и анализ конструкций различных турбокомпаундных систем с силовой и паровой турбинами, гидравлическими моторами и гибридными турбокомпрессорами с высокоскоростными генераторами. Показано, что эффективность применения различных видов турбокомпаундных систем эквивалентна увеличению мощности или снижению расхода топлива на 3–10 %. Ил. 30. Библ. 25.

УДК 621.436

Дмитриевский Е.В. Улучшение качества переходных процессов малооборотных дизельных двигателей // Двигателестроение. — 2014. — № 4. — С. 29–32.

Ключевые слова: малооборотный дизель, переходный процесс, разгон под нагрузкой, система разгона ротора ТК.

Для улучшения качества переходных процессов малооборотного двигателя при пуске и разгоне под нагрузкой разработана система разгона ротора ТК от источника сжатого воздуха. Экспериментально показано, что малооборотный двигатель с системой разгона ротора ТК может быть использован на АЭС в качестве аварийного источника питания. Табл. 1. Ил. 2. Библ. 4.

УДК 622.684;621,436

Янчеленко В.А., Медведев В.А. Ультразвуковая диагностика коренных подшипников дизелей карьерных автосамосвалов в эксплуатации // Двигателестроение. — 2014. — № 4. — С. 33–36.

Ключевые слова: дизели, карьерные самосвалы, коренные подшипники, ультразвуковая диагностика, экспертная система.

Разработана система бортовой ультразвуковой диагностики коренных подшипников дизельных двигателей большегрузных карьерных автосамосвалов. Выполнена проверка работы системы в условиях эксплуатации. Разработана экспертная система подготовки автосамосвалов к эксплуатации на базе данных бортовой диагностики автосамосвалов. Ил. 3. Библ. 6.

УДК 665.6.7.001.89

Шаталов К.В., Яковлев А.В., Шишаев С.В. Методы оценки эксплуатационных свойств моторных масел для тяжелонагруженных дизельных двигателей // Двигателестроение. — 2014. — № 4. — С. 37–42.

Ключевые слова: моторное масло, моторные методы испытаний, нормативная база.

Выполнен анализ состояния отечественной и зарубежной нормативной базы для оценки эксплуатационных свойств моторных масел для дизельных двигателей. Приведено описание моторных методов испытаний масел для дизельных двигателей, применяемых за рубежом. Обоснована необходимость разработки отечественных моторных методов испытаний эксплуатационных свойств масел для дизельных двигателей классов Евро-4 и Евро-5.

Табл. 4. Библ. 4.

УДК 621.4

Колунин А.В., Белокопытов С.В., Марков А.А., Субботин О.В. Влияние температурного режима работы двигателя КамАЗ-740 на влагосодержание масла при прогреве в условиях низких температур // Двигателестроение. — 2014. — № 4. — С. 43–45.

Ключевые слова: моторное масло, низкая температура, режимы прогрева, влагосодержание, температура точки росы.

Выполнен анализ причин накопления воды в системе смазки при пуске и прогреве двигателя в условиях низких температур. Приводятся результаты эксперимента по определению концентрации воды в моторном масле двигателя КамАЗ-740 в процессе его прогрева. Определено значение температуры точки росы в объеме картерного пространства. Ил. 4. Библ. 4.

УДК 621.43

Развитие систем топливоподачи дизельных двигателей (материалы конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2014. — № 4. — С. 46–57.

Ключевые слова: судовые дизели, топливная аппаратура, механические системы. Системы common rail, аппаратное и программное обеспечение, фирма «L'Orange», фирма «Bosch».

Представлены технические характеристики топливной аппаратуры фирмы «L'Orange», созданной для двигателей, выпускаемых в странах Азии. Показано, что необходимый уровень давления и требуемые характеристики впрыска могут быть обеспечены как традиционными механическими системами (ТНВД–форсунка), так и современными системами с электронным управлением типа common rail. Приведено описание систем электронного управления судовыми двигателями фирмы «Bosch». Рассмотрены основные элементы аппаратного и программного обеспечения контроллера EDC17CV41, адаптированного к условиям судовых силовых установок. Показана возможность интегрирования контроллера, датчиков и исполнительных устройств, работающих по протоколу CAN в систему общесудовой автоматики.

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

Табл. 2. Ил. 24. Библ. 3.

UDC 621.431

Rumb V.K. Life Prediction Rather Than Strength Analysis: Modern Approach to the Designing of Engine Parts // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 4. — P. 3–9.

Keywords: engine parts, cyclic loading, fatigue life, safety margin, prediction methods.

Lately fatigue life prediction methods are becoming a considerable part of cyclic strength analysis science. Fatigue life prediction method in question takes account of actual safety margin and is based on postulated probability of fatigue breakdown avoidance. 5 tables, 4 ill., 5 ref.

UDC 621.436.12

Ivanchenko A.A. and Schennikov I.A. Selection and Evaluation of High-Speed Marine Engine Configuration // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 4. — P. 10–15.

Keywords: high-speed marine engine, performance criterion, Harrington function, mathematical modeling, prospective engine cylinder dimensions.

The method in question enables marine engine shaping at early design stage based on integral performance criterion making use of Harrington function. The work included mathematical modeling of high-speed marine engine rated at 140 kW in several alternative versions. Integral performance criterion has been applied to three design versions in order to select the most promising engine cylinder dimensions. 4 table, 6 ill., 12 ref.

UDC 621.437

Fedyanov E.A,, Levin Yu.V., Zakharov E.A. and Itkis E.M. Basic Research of Combustion in Wankel Engine with Hydrogen Injection // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 4. — P. 16–18.

Keywords: Wankel rotary engine, hydrogen injection, mathematical modeling, completeness of air/gasoline mixture combustion.

The research included mathematical modeling of flame propagation in Wankel engine combustion chamber. In particular, subject of investigated was influence of hydrogen injection on combustion in Wankel engine type VAZ-311.The authors demonstrated hydrogen injection as a means to enhance completeness of air/gasoline mixture combustion. 4 ill., 8 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I. Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 4. — P. 19–28.

Keywords: internal combustion engine, turbo-compound systems, power and steam turbines, hybrid turbochargers, high-speed generators.

The article offers survey and analysis of various turbo-compound systems that encompass power and steam turbines, hydraulic motors and hybrid turbochargers coupled with high-speed generators. It is shown that, in terms of efficiency, use of various turbo-compound systems is equivalent to increase in power or decrease in fuel consumption by 3 to 10%. 30 ill., 25 ref.

UDC 621.436

Dmitrievsky E.V. Improvement of Low-Speed Diesel Engine Transient Characteristics // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 4. — P. 29–32.

Keywords: Low-speed engine, transient, acceleration under load, turbocharger rotor boost.

The article discusses a system of turbocharger rotor boost with compressed air, designed to improve engine transient characteristics during start and acceleration under load. Experiments demonstrated that low-speed engine featuring turbocharger rotor boost system may be used (in conjunction with alternator) as NPP emergency power supply.
1 table, 2 ill., 4 ref.

UDC 622.684;621,436

Yanchelenko V.A. and Medvedev V.A. Onboard Ultrasound Diagnostics of Open-Pit Dump Truck Engine Journal Bearings // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 4. — P. 33–36.

Keywords: diesel engines, open-pit dump trucks, journal bearings, ultrasound diagnostics, expert system.

A system is developed for onboard ultrasound diagnostics of open-pit dump truck engine journal bearings. The system passed in-service field test. An expert system is developed for truck preparation for service based on onboard ultrasound diagnostics data. 5 tables, 4 ill., 5 ref.

UDC 665.6.7.001.89

Shatalov K.V., Yakovlev A.V. and Shishaev S.V. Lube Oil for Heavy-Duty Diesel Engines: Performance Evaluation // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 4. — P. 37–42.

Keywords: lube oil, motor test methods, regulatory framework.

The article contains survey of national and international regulatory framework for engine lube oil performance evaluation. A description is given of motor oil test methods used in international practice. According to the authors, national methods to test motor oil performance shall be developed as applied to Euro-4 and Euro-5 diesel engines. 4 tables, 4 ref.

UDC 621.4

Kolunin A.V., Belokopytov S.V., Markov A.A. and Subbotin O.V. Humidity Content in KAMAZ-740 Lube Oil vs Oil Temperature During Engine Warm-up in Cold Season // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 4. — P. 43–45.

Keywords: lube oil, low temperature, warm-up conditions, humidity content, dew-point temperature.

The article considers the reasons of water accumulation in engine lube oil system during engine warm-up in cold season. Presented are the results of experiments targeted at determination of humidity content in KAMAZ-740 lube oil during engine warm-up. Dew-point temperature in crankcase volume was determined. 4 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Development of Fuel Injection Systems for Diesel Engines (based on CIMAC 2013 papers) // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 4. — P. 46–57.

Keywords: marine engines, fuel injection equipment, mechanical systems, common rail systems, hardware and software, L'Orange, Bosch.

One of the papers referred presents L'Orange fuel injection systems for Asian and Chinese markets. In addition to the significant further development of traditional mechanical fuel injection systems, which experience a continuing qualification for future tasks and a renaissance for large-bore engines, this paper describes in detail the development of two custom-made Common Rail fuel injection systems. Another presentation describes the Bosch electronic diesel control system for medium and high speed engines. Presented are principal features of R.Bosch EDC17CV41 controller hard- and software adapted to marine engine applications. The CAN-compatible controller, sensors and actuators may be seamlessly integrated into an upper-level ship automation system. The papers were translated into Russian by G.Melnik, PhD.
2 tables, 24 ill., 3 ref.

Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2014 год

140 ЛЕТ ОАО «РУМО»

1. **Лимонов А.К.** ОАО «РУМО» — путь в 140 лет (№ 1. С. 3–11).

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Рыжов В.А., Печенин В.В.** Совершенствование дизелей 16Д49 дизель-дизельных агрегатов 1ДДА12000 кораблей корвет проекта 20380 (№ 1. С. 12–19).
2. **Румб В.К.** Аналитическое определение минимально доступного коэффициента запаса прочности при расчете деталей ДВС на выносливость (№ 1. С. 20–25).
3. **Ларцев А.М.** Оценка эффективных показателей двигателя воздушного охлаждения В-400 при его форсировании (№ 1. С. 26–29).
4. **Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю.** Расчет согласованных стационарных полей температур узла крышка цилиндра-клапаны двигателя внутреннего сгорания (№ 2. С. 3–7).
5. **Абызов О.В., Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю.** Численное исследование гидродинамики и теплообмена в полости охлаждения головки цилиндра дизеля (№ 2. С. 8–10).
6. **Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г.** Эмпирическая зависимость для исследования механических потерь в четырехтактных дизелях (№ 3. С. 3–7).
7. **Плотников Л.В., Мажейко Н.А., Бусов К.А.** Совершенствование процесса распыливания топлива в поршневых ДВС (№ 3. С. 8–11).
8. **Юр Г.С.** Технология интенсификации процесса сгорания тяжелого топлива в дизелях (№ 3. С. 12–15).
9. **Румб В.К.** Переход от расчетов прочности к расчету долговечности — задача современного проектирования деталей ДВС (№ 4. С. 3–9).
10. **Иванченко А.А., Щенников И.А.** Методика определения и оценки технического облика судового высокооборотного дизеля (№ 4. С. 10–15).
11. **Федянов Е.А., Левин Ю.В., Захаров Е.А., Иткис Е.М.** Теоретическое исследование процесса сгорания в роторно-поршневых двигателях Ванкеля с добавками водорода (№ 4. С. 16–18).

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. **Тер-Мкртичьян Г.Г., Мазинг М.В.** Современное состояние и перспективы развития топливной аппаратуры автотракторных дизелей (№ 1. С. 30–35).
2. **Тер-Мкртичьян Г.Г., Мазинг М.В.** Особенности аккумуляторных топливных систем дизелей большой цилиндровой мощности (№ 2. С. 11–15).
3. **Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.** Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува (№ 2. С. 16–22, № 3. С. 16–22, № 4. С. 19–28).
4. **Смирнов А.В.** Перспективный тип опор турбокомпрессоров ДВС (№ 2. С. 23–25).
5. **Смирнов А.В.** Бесконтактные опоры турбокомпрессоров ДВС (№ 3. С. 23–28).
6. **Чернейко С.В., Ципенюк А.М.** Экспериментальная оценка характеристик упорного гидродинамического подшипника с параллельными поверхностями (№ 3. С. 29–32).
7. **Дмитриевский Е.В.** Улучшение качества переходных процессов малооборотных дизельных двигателей (№ 4. С. 29–32).

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

1. **Савченко О.Ф., Альт В.В., Добролюбов И.П., Ольшевский С.Н.** Развитие средств автоматизации измерений и анализа рабочих процессов при испытаниях ДВС (№ 2. С. 26–31).
2. **Янчеленко В.А., Медведев В.А.** Ультразвуковая диагностика коренных подшипников дизелей карьерных автосамосвалов в эксплуатации (№ 4. С. 33–36).

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Красный В.А.** Формирование отливок из высокохромистого чугуна в металлической высокоохлаждаемой форме (№ 1. С. 41–45).
2. **Иванов Д.А., Засухин О.Н.** Обработка пульсирующим газовым потоком высокопрочных и пружинных сталей (№ 3. С. 34–36).

ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ

1. **Задорожная Е.А., Маслов А.П.** Разработка элементов дизельного двигателя повышенной мощности на основе применения системы виртуальных испытаний (№ 1. С. 36–40).

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Остриков В.В., Зимин А.Г., Попов С.Ю., Сафонов В.В.** Многофункциональная добавка к моторным маслам (№ 2. С. 32–34).
2. **Красножон П.А., Янчеленко В.А.** Оценка влияния экологически безопасных охлаждающих жидкостей на надежность автомобильных двигателей (№ 2. С. 35–37).
3. **Шаталов К.В., Яковлев А.В., Шишаев С.В.** Методы оценки эксплуатационных свойств моторных масел для тяжелонагруженных дизельных двигателей (№ 4. С. 37–42).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Дунаев А.В.** Особенности восстановления изношенных двигателей внутреннего сгорания серпентиновыми трибосоставами (№ 3. С. 37–39).
2. **Суранов Г.И., Ворков А.А., Попов В.С.** Совершенствование систем смазки автомобильных двигателей (№ 3. С. 40–43).
3. **Колунин А.В., Белокопытов С.В., Марков А.А., Субботин О.В.** Влияние температурного режима работы двигателя КАМАЗ-740 на влагосодержание масла при прогреве в условиях низких температур (№ 4. С. 43–45).

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Комплексная технология очистки выбросов судового дизеля с использованием холодной плазмы (материалы конгресса CIMAC 2013) (№ 1. С. 46–56).
2. Перспективные технологии снижения выбросов NO_x судовых дизелей (материалы конгресса CIMAC 2013) (№ 2. С. 38–54).
3. Перспективные системы впрыска топлива для снижения выбросов NO_x судовых двигателей (по материалам конгресса CIMAC 2013) (№ 3. С. 44–56).
4. Развитие систем топливоподачи дизельных двигателей