

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 4 (278)
октябрь–декабрь 2019

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
<i>Кавтарадзе Р.З.</i> Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (продолжение)	<i>Kavtaradze R.Z.</i> Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models (Continuation)
<i>Рыжов В.А.</i> Результаты экспериментальных исследований пусковых свойств судового дизель-генератора	<i>Ryzhov V.A.</i> Starting performance of a marine diesel-generator
<i>Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаров В.В., Чайнов Н.Д.</i> Возможности уравнивания двигателя типа VR-5	<i>Vallejo Maldonado P.R., Gusarov V.V. and Chainov N.D.</i> Balancing engine type VR-5
СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ	ENGINE SYSTEMS AND UNITS
<i>Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И.</i> Фирма «ABB Turbocharging» на конгрессе CIMAC 2019	<i>Tsyplyonkin G.E and Iovlev V.I.</i> ABB Turbo Systems' presentation at CIMAC-2019 Congress
КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ	CONSTRUCTION MATERIALS
<i>Румб В.К., Школьный А.С., Хтоо Наинг Аунг</i> Особенности прогнозирования остаточной долговечности деталей ДВС по критерию усталости материала	<i>Rumb V.K., Schkolny A.S. and Htoo Naing Aung</i> Prediction of engine part remaining life based on fatigue criterion
ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ	MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES
<i>Колунин А.В., Бурьян И.А.</i> Влияние температурного состояния поршневого двигателя на расход картерных газов	<i>Kolunin A.V. and Buryan I.A.</i> Oil sump gas flow as a function of reciprocating engine thermal condition
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ	POWER PLANTS
<i>Сайданов В.О., Михайлин А.Б., Мартемьянов О.Л.</i> Оценка надежности систем децентрализованного энергоснабжения специальных объектов	<i>Saidanov V.O., Mikhailin A.B. and Martemyanov O.L.</i> Reliability of stand-alone power supplies for military users
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Альтернативные топлива (материалы конгресса CIMAC-2016)	Alternative fuels (based on CIMAC -2016 papers)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	Synopsis
Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2019 год	List of articles published in magazine for year 2019

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

А.Н. Кострыгин	гл. конструктор	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
В.А. Шелеметьев	зам. техн. директора	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
С.В. Хильченко	техн. директор	ООО «Морские пропульсивные системы», Санкт-Петербург
А.К. Лимонов	гл. конструктор	АО РУМО, Нижний Новгород
Е.И. Бирюков	гл. конструктор	АО «Барнаултрансмаши», г. Барнаул
А.В. Попов	зам. ген. директора	АО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково
А.С. Куликов	гл. констр. по двиг.	ПАО КамАЗ, г. Набережные Челны
В.И. Федышин	директор	ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург
А.П. Маслов	вед. инж.-конструктор	ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск
А.С. Калюнов	начальник ИКЦ	ООО НЗТА, г. Ногинск

НИИ

В.А. Сорокин	зав. отделом	ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.И. Ерофеев	нач. отдела	I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург
В.В. Альт	рук. науч. направления	ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск
Ю.А. Микутенок	президент	НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург

ВУЗЫ

В.А. Марков	зав. кафедрой Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
Н.Д. Чайнов	проф. кафедры Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
В.А. Рыжов	проф. кафедры ТМС и САПР	КИ фил. МПУ, г. Коломна
Ю.В. Галышев	проф. ВШ энерг. маш.	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
М.И. Куколев	проф. ВШ гидротех. стр-ва	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
О.К. Безюков	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.А. Иванченко	зав. кафедрой ДВС и АСЭУ	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
Л.В. Тузов	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
С.П. Столяров	зав. кафедрой СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
В.К. Румб	проф. кафедры СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
А.В. Смирнов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
В.О. Сайданов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
А.А. Обозов	проф. кафедры ТД	БГТУ, г. Брянск
А.В. Разуваев	проф. кафедры ЯЭ	БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ, г. Балаково

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке Военного института (инженерно-технического) Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А.В. Хрулева, Санкт-Петербург.

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2019 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 02.12.2019
Подписано в печать 23.12.2019
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 312. Тираж 700 экз.
Цена договорная

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

Тел.: +7 (921) 956-31-94
+7 (812) 719-73-30

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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2019. № 4 (278)

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС В МГТУ ИМ. Н. Э. БАУМАНА: ОТ МЕТОДА ГРИНЕВЕЦКОГО ДО СОВРЕМЕННЫХ 3D-МОДЕЛЕЙ*

*Р.З. Кавтарадзе, д.т.н., профессор
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана*

Выполнен анализ и сформулированы основные направления решения актуальных задач исследования и совершенствования внутрицилиндровых процессов, реализованных усилиями кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Обоснована необходимость создания и развития новой теории рабочего процесса поршневых двигателей с использованием многозональных и 3D-моделей рабочего процесса для решения задач кинетики образования вредных веществ и локального радиационно-конвективного теплообмена при горении топлива в цилиндре.

Продолжение. Начало см. №2 (276), № 3 (277) 2019

Моделирование локального теплообмена в камерах сгорания поршневых двигателей на основе теории пограничного слоя. Моделей локального теплообмена в камерах сгорания поршневых двигателей, предназначенных для определения термических граничных условий, т. е. локальных термических нагрузок на основные детали со стороны высокотемпературного рабочего тела, до начала 1980-х гг. практически не было. Основная причина такого положения — отсутствие трехмерной модели рабочего процесса, позволяющей определить локальные параметры рабочего тела, которые формируют локальные тепловые нагрузки на поверхности камеры сгорания.

Термические граничные условия (распределение плотностей тепловых потоков или коэффициентов теплоотдачи на поверхностях отдельных деталей, например, поршня), задавались с учетом статистических данных, основанных на результатах экспериментальных исследований [42, 43]. Смоделированное таким образом тепловое состояние детали проверялось по измеренным значениям локальных стационарных температур данной детали.

Однако рост форсировки двигателей, особенно дизелей, требовало повышения надежности моделирования теплонапряженного состояния. Было очевидно, что путь к созданию теории локального теплообмена в поршневых двигателях

проходит через теорию пограничного слоя, которая уже успешно использовалась при проектировании других теплоэнергетических установок, например, газотурбинных двигателей [44]. Некоторое отставание в теории поршневых двигателей, которая обычно лидирует в использовании новых достижений смежных наук, можно объяснить сложностью и многогранностью протекающих в цилиндре физико-химических процессов. Поэтому только в конце 1970-х гг. появились впервые работы профессоров Р.М. и М.Р. Петриченко по моделированию локального теплообмена в ДВС, основанные на теории ламинарного пограничного слоя [45, 46].

В начале 1980-х гг., когда еще не была разработана новая теория рабочего процесса, позволяющая в трехмерной постановке определить нестационарные локальные параметры рабочего тела, в МГТУ им. Н.Э. Баумана активно стали заниматься созданием модели локального теплообмена в камерах сгорания, основанной на классической теории турбулентного пограничного слоя [47–49]. Следует подчеркнуть, что модель локального теплообмена разрабатывалась подобно фундаментальной теории конвективного теплообмена, согласно которой в пограничном слое сначала моделируется течение, а только потом теплообмен. Но из-за отсутствия моделей трехмерного течения в цилиндре была предложена так называемая струйная модель [10, 47, 49], которая оказалась удачной, особенно для полуразделенных и разделенных камер сгорания, в которых течение носит направленный, близкий к струйному течению характер. Задача решалась в осесимметричной постановке, течение в пограничном слое рассматривалось как турбулентное с консервативным (логарифмическим) распределением скорости согласно классической теории Л. Прандтля и Е. Польгаузена. Такой подход, когда в ядре потока рассматривается не трехмерное векторное поле скоростей, а скорость струи рабочего тела, которой она натекает на поверхность камеры сгорания, в некотором смысле аналогичен известному

* Статья написана по материалам пленарного доклада на Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018», посвященной 150-летию факультета энергомашиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана 30 октября 2018 г.

постулату Л. Прандтля, согласно которому в ядре потока жидкость принимается идеальной (без трения), а все эффекты сопротивления и теплообмена сосредоточены в пристеночных слоях. Расчетная схема предложенной модели турбулентного пограничного слоя приведена на рис. 4.

Предложенная модель динамического и теплового пограничных слоев газа, излучающего и поглощающего тепловую энергию и обтекающего криволинейную поверхность, имеет вид [10]:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} (H_3 u) + \frac{\partial}{\partial y} (H_1 H_3 v) = 0; \\ & \rho \left(\frac{u}{H_1} \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{uv}{H_1} \frac{\partial H_1}{\partial y} \right) = - \frac{1}{H_1} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{H_1^2 H_3} \frac{\partial}{\partial y} (H_1^2 H_3 \tau_T); \\ & \rho \frac{u^2}{H_1} \frac{\partial H_1}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial y}; \\ & H_3 u \frac{\partial T}{\partial x} + H_1 H_3 v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{1}{\rho c_p} \frac{\partial}{\partial y} [H_1 H_3 (q_k + q_r + \tau_T u)]; \\ & \frac{\partial E_+}{\partial y} = \beta \kappa (\sigma_0 T^4 - E_+); \\ & - \frac{\partial E_-}{\partial y} = \beta \kappa (\sigma_0 T^4 - E_-). \end{aligned} \right. \quad (9)$$

Граничные условия

$$\left\{ \begin{aligned} y = 0; u = v = 0; \tau_T = \tau_w; T = T_w; E_+ = E_+(0); E_- = E_-(0), \\ y = \delta_m; u = u_m; \tau_T = 0; \\ y = \delta_T; T = T_\infty, \\ y = \delta; u = 0; \tau_T = 0. \end{aligned} \right. \quad (10)$$

В этих выражениях p — давление; ρ — плотность; T — температура; u и v — компоненты вектора скорости по продольному x и поперечному y направлениям соответственно; τ_T — напряжение трения; $\tau_w = \tau_T|_{y=0}$ — напряжение трения на стенке; q_k и q_r — плотность конвективного и радиационного тепловых потоков соответственно, $H_i^2 = (\partial x / \partial q_i)^2 + (\partial y / \partial q_i)^2 + (\partial z / \partial q_i)^2$, ($i = 1, 2, 3$) — коэффициенты Ламе, связывающие произвольные ортогональные криволинейные координаты $q_1(x, y, z)$, $q_2(x, y, z)$, $q_3(x, y, z)$ с декартовыми координатами x, y, z . Так как задача решается в осесимметричной постановке, в (9) отсутствует H_2 . Радиационный тепловой поток вдоль оси y

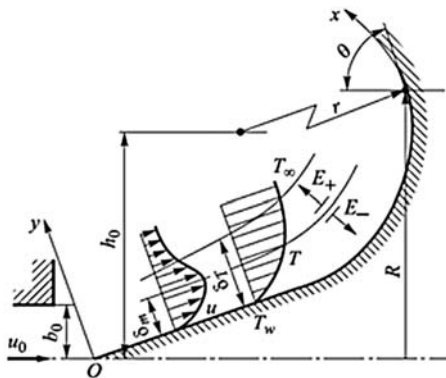


Рис. 4. Схема динамического и теплового пограничных слоев газа для расчета локального сложного (радиационно-конвективного) теплообмена в камере сгорания

равен $q_r = E_+ - E_-$, где E_+ и E_- — плотности потока излучения вдоль оси y и в противоположном направлении соответственно.

Заметим, что при рассмотрении в качестве характерных параметров диаметра цилиндра, средней скорости поршня и времени продолжительности рабочего цикла, число Струхала $Sh = l / u \tau \approx 0,1-0,2$, что позволяет применить квазистационарную постановку задачи и выполнять расчеты для фиксированного момента времени (угла поворота коленчатого вала). Форма записи системы (9) отличается от традиционных форм, обычно используемых в теории пограничного слоя [50], так как учитывает:

- конфигурацию (кривизну поверхности) деталей, образующих КС;
- сложный (радиационно-конвективный) теплообмен между рабочим телом и поверхностями деталей, образующих камеру сгорания.

Подчеркнем, что экспериментальные исследования доказывают нецелесообразность применения традиционного аддитивного подхода при оценке результирующего воздействия конвективного и лучистого тепловых потоков в камере сгорания дизеля.

Предложенная модель (9) локального радиационно-конвективного теплообмена, основанная на классической теории пограничного слоя, несмотря на отмеченные допущения, дает результаты, имеющие научное и практическое значение. В частности, она позволяет: обобщить интегральные соотношения Кармана и Польгаузена—Кружилина для расчета гидродинамического и термического пограничных слоев; оценить значения локального числа Больцмана и турбулентного числа Прандтля в условиях камеры сгорания; исследовать влияние на локальный теплообмен таких факторов, как излучение, форма (кривизна) поверхности камеры сгорания, интенсивность вихревого движения заряда и наличие естественных (слой нагара) и искусственных (керамических и др.) теплоизолирующих покрытий в камере сгорания. Заметим, что многие известные из теплофизики соотношения для расчета теплоотдачи являются частными случаями зависимостей, полученных из предложенной модели сложного теплообмена в КС дизеля [10, 31, 51].

Следует подчеркнуть, что приоритет разработки модели локального радиационно-конвективного теплообмена на основе теории турбулентного пограничного слоя для специфических условий поршневого двигателя [10] принадлежит кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Современная теория поршневых двигателей, основанная на 3D-модели рабочего процесса. Итак, с появлением новых проблем, прежде всего проблем, связанных с термическими на-

грузками форсированных двигателей и с экологией, возникла необходимость в разработке новой трехмерной теории рабочих процессов ДВС, в которой основным объектом исследования являются локальные параметры рабочего тела, изменяющиеся в объеме цилиндра по времени (по углу поворота коленчатого вала) и по координатам x , y и z .

Очевидно, что новая теория ДВС базируется на фундаментальных уравнениях трехмерного турбулентного движения. Термины «Термодинамика ДВС» и «Теория ДВС» перестали быть синонимами. С уходом термодинамического подхода исчезла необходимость задания полуэмпирических соотношений для моделирования тепловыделения, но возникла более сложная проблема, связанная с введением химической кинетики горения топлива и образования вредных компонентов. Вторая крупная проблема, возникшая с приходом в теорию поршневых двигателей гидрогазодинамических моделей — проблема моделирования турбулентности, которую термодинамика по сути своей «не знает». В целом задача усложнилась настолько, что разработка достоверных алгоритмов и соответствующих программных комплексов для моделирования рабочего процесса ДВС стало не под силу исследователям-одиночкам.

Создание таких сложнейших моделей, а также соответствующих алгоритмов и программ расчета, именуемых как CFD- и CRFD-коды (Computational Reaction Fluids Dynamic — компьютерная динамика реагирующих течений), требовало совместных усилий инженеров-механиков, математиков, физиков, химиков и программистов. Работа оказалась неподъемной для небольших групп и одиночных исследователей, какими бы они не были талантливыми и трудолюбивыми, т. е. время разработчиков программистов-одиночек ушло. Проблемой стали заниматься целые отделы и институты, в результате чего появились мощнейшие коммерческие программные продукты практически по всем направлениям технических наук. Наиболее известными и успешными с точки зрения моделирования рабочего процесса ДВС из них являются, прежде всего, FIRE (фирма AVL, Австрия), а также KIVA (Центр энергетических исследований Лос-Аламос, США), VECTIS (фирма Ricardo, Англия).

Здесь следует упомянуть Брайана Сполдинга (Dudley Brian Spalding, 09.01.1923–27.11.2016) — профессора Империял Колледж (Лондон), члена Английского Королевского инженерного общества, иностранного члена РАН, лауреата премии «Глобальная энергия» (2009), признанного «отца» современной вычислительной гидродинамики.

Из его многочисленных научных заслуг достаточно упомянуть одну: разработанный в 1970-х гг. метод контрольных объемов (МКО), который иногда называют и методом конечных объемов. В 1974 г. он основал компанию CHAM (Concentration Heat And Momentum Limited), в которой была создана первая коммерческая 3D CFD-программа PHOENICS (1981). Спустя несколько лет за ней последовали программы FLUENT, FIDAP, STAR-CD и FLOW3D, созданные другими компаниями, в которых активно работали ученики Б. Сполдинга. Являясь автором замечательной книги по основам теории горения, выпущенной в 1959 г. в СССР на русском языке усилиями кафедры поршневых двигателей МГТУ под редакцией проф. Д.Н. Вырубова, Б. Сполдинг был знаком с работами МГТУ по книге Г. Ситкея [13]. Его ученики в 1980-х гг. стали широко применять 3D CFD-коды для решения задач теории ДВС. В частности, с помощью 3D-модели учениками Б. Сполдинга A.D. Gosman и P.S. Harvey было обнаружено [52], а позже экспериментально подтверждено существование обратного вихря в полуразделенной камере сгорания при сильной закрутке воздуха на впуске, что приводило в ряде случаев к ухудшению процесса сгорания [6, 52].

В мае 2007 г. в своей лекции «CFD: прошлое, настоящее, будущее» в Санкт-Петербурге на XVI международной школе-семинаре академика А.И. Леонтьева проф. Б. Сполдинг изложил свое отношение к коммерциализации программных продуктов. К этому времени, с появления первых коммерческих программ Сполдинга и его учеников, прошло уже почти четверть века, они использовались практически во всех областях науки и техники, однако большинством представителей старшего поколения — участников школы доклад был принят, мягко говоря, неоднозначно. Сегодня, спустя 12 лет после доклада, противников стало явно меньше. Проф. Б. Сполдинг рассуждал просто: в благах CFD нуждается множество людей, но мало кто из них может стать программистом высокого уровня. Поэтому пакеты программ надо создавать так, чтобы они содержали: 1) ядро, которое пользователи изменить не смогут; 2) оболочку, куда они могут поместить все необходимое. Эксперты (в английском смысле этого слова: знатоки, мастера, профессионалы) будут поддерживать и развивать закрытое ядро. Пользователи будут извлекать пользу и платить в соответствии с ней. Общество должно преодолеть застой в мышлении и не ждать, что изготовитель рояля будет сочинять сонаты Бетховена, и что Н.А. Отто и Р. Дизель будут соревноваться в формуле-1. И только умелые пользователи новых технологий смогут сделать большие качественные

скачки в науке, но таких в огромной армии пользователей, к сожалению, мало.

На стыке двух столетий на кафедре поршневых двигателей МГТУ выбрали единственный правильный путь и стали заниматься трехмерным моделированием рабочего процесса, параллельно развивая и нульмерные многозонные модели (см. выше), основное преимущество которых — практически ничтожное время счета.

Активно занимаясь новой, трехмерной теорией рабочего процесса, кафедра поршневых двигателей стала первой среди российских университетов, получившей в 2002 г. лицензионное право на использование программы AVL-FIRE, которая по сей день активно используется в научных разработках и в учебном процессе кафедры. Полученные в МГТУ результаты исследований регулярно докладываются на международных конференциях пользователей различных программных продуктов, проводимых фирмой AVL в г. Грац, а на кафедре в МГТУ организован и проводится ежегодный научный семинар с активным участием представителей фирмы AVL. На кафедре усилиями МГТУ и AVL действует Международный научный семинар по проблемам 3D-моделирования процессов в ДВС. Сотрудничество между МГТУ и AVL началось и успешно продолжается при активной поддержке вице-президента AVL, доктора Г. Райнера (G. Reiner) и директора по развитию передовых технологий моделирования (AST) Московского представительства AVL, к.т.н. А.А. Скрипника.

Отметим, а в этом можно убедиться на зарубежных научных конференциях, что AVL FIRE в определенном смысле становится международным языком для общения исследователей разных стран, занимающихся проблемами теории поршневых двигателей.

Современные CRFD-коды, предназначенные для моделирования внутрицилиндровых процессов поршневых двигателей, позволяющие следить за изменением локальных параметров рабочего тела, обычно содержат модели переноса субстанций, сгорания, образования вредных веществ (основанные на соответствующих кинетических механизмах) и турбулентности.

Модель переноса субстанций. Основу современных математических моделей рабочего процесса поршневого двигателя составляют фундаментальные уравнения переноса количества движения (Навье—Стокса), энергии (Фурье—Кирхгофа), диффузии (Фика) и неразрывности, приведенные в таблице. Они подробно проанализированы в [6, 10, 53]. Численное решение системы из указанных уравнений стало возможным благодаря, прежде всего, развитию численных методов математики и информационных технологий.

В уравнениях из таблицы приняты следующие обозначения: p — давление, Н/м²; G_i — проекция вектора плотности объемных сил на ось Ox_i прямоугольной декартовой системы координат, Н/м³; W — вектор скорости газа, м/с; ρ — плотность газа, кг/м³; C — концентрация, кг/м³; H — полная удельная энергия, Дж/кг; $V_\mu = 1/3\mu \cdot \text{grad}(\text{div}W)$ — член, выражающий объемную деформацию; μ — динамическая вязкость, кг/(м·с); c_p — теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К); w_r — скорость химической реакции на единицу объема, кг/(с·м³); Q_r — количество выделяемой теплоты на единицу массы, Дж/кг; λ — теплопроводность, Вт/(м·К); δ_j — символ Кронекера; D_c — коэффициент диффузии, м²/с; m — интенсивность источника массы (скорость изменения массы химической компоненты в единице объема, кг/(с·м³)).

Модели сгорания. Движение рабочего тела в цилиндре обусловлено не только перемещением поршня. Перенос массы, количества движения и энергии в цилиндре сопровождается химическими реакциями горения. Высвобождение энергии при горении порождает градиенты давления, температуры и плотности, что приводит к процессам переноса. Очевидно, что взаимодействие между химической кинетикой и динамикой газа заметно усложняет моделирование реагирующих течений. При такой постановке задачи для определения скорости реакции требуется знание кинетического механизма образования каждого из компонентов (продуктов реакции), а также соответствующих констант скорости реакции. Только после этого можно определить «источниковые» члены, характеризующие интенсивности возникновения новых или исчезновения исходных веществ в результате химических реакций и входящие в уравнения переноса (см. таблицу: интенсивность внутреннего источника теплоты $q_v = Q_r w_r$, где $q_v = [\text{Вт}/\text{м}^3]$ и интенсивность источника массы $m = -w_r$, где $m = [\text{кг}/\text{м}^3 \cdot \text{с}]$). Так как реакции высокотемпературного окисления углеводородных топлив, как правило, характеризуются временными масштабами, очень короткими по сравнению с временными масштабами процессов переноса, то предположение о химическом равновесии (т. е. о мгновенном сгорании и образовании конечных продуктов реакции) лежит в основе моделей сгорания, предназначенных для определения w_r . В хорошо известной модели Магнуссена—Хартагера (Magnussen—Hjertager), например, эта скорость определяется так [6]

$$\overline{w_r} = \frac{B}{\tau_t} \rho_{\min}(\overline{m_T}, \frac{\overline{m_{O_2}}}{L_0}, C \frac{\overline{m_{\text{пр.сг.}}}}{1 + L_0}), \quad (11)$$

Уравнения законов сохранения, как частные случаи обобщенного дифференциального уравнения

$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \Phi) + \operatorname{div}(\rho \vec{W} \Phi) = \operatorname{div}(\Gamma_{\Phi} \operatorname{grad} \Phi) + S_{\Phi} \Leftrightarrow \frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \Phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho W_j \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{\Phi} \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) + S_{\Phi}$		
$\Phi = W_i, \Gamma_{\Phi} = \mu,$ $S_{\Phi} = G_i - \partial p / \partial x_i + V_{\mu}$ Уравнение сохранения количества движения (уравнение Навье–Стокса)	Исходная форма	$\rho \frac{DW_i}{D\tau} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial W_k}{\partial x_k} \right) \right]$
	Форма Рейнольдса	$\bar{\rho} \frac{D\bar{W}_i}{D\tau} = \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) - \rho \bar{W}_i' \bar{W}_j' \right]$
	Новые неизвестные	$\rho \bar{W}_i' \bar{W}_j' -$ тензор рейнольдсовых турбулентных напряжений, определенный по пульсационным составляющим скорости;
		$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) -$ тензор вязких (турбулентных) напряжений, определенный по осредненным значениям компонент скорости.
$\Phi = H, \Gamma_{\Phi} = \frac{\lambda}{c_p},$ $S_{\Phi} = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} W_j) +$ $+ G_j W_j + w_r Q_r + \frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_i}$ Уравнение сохранения энергии	Исходная форма	$\rho \frac{DH}{D\tau} = G_j W_j + \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} W_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) w_r Q_r + \frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_j}$
	Форма Рейнольдса	$\bar{\rho} \frac{D\bar{H}}{D\tau} = \bar{G}_j \bar{W}_j + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} \bar{W}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_{p\rho} T' W_j' \right) \bar{w}_r \bar{Q}_r + \frac{\partial \bar{q}_{Rj}}{\partial x_j}$
	Новая неизвестная	$c_{p\rho} T' W_j' -$ турбулентный перенос энтальпии $\rho c_p T$ посредством флуктуации скорости W_j'
$\Phi = 1, \Gamma_{\Phi} = 0, S_{\Phi} = 0$ Уравнение сохранения массы (неразрывности)	Исходная форма	$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho W_j) = 0$
	Форма Рейнольдса	$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{W}_j) = 0$
$\Phi = \frac{C_l}{\rho}, \Gamma_{\Phi} = D_l \rho,$ $S_{\Phi} = \dot{m}_l$ Уравнение диффузии (концентрации)	Исходная форма	$\frac{DC}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_c \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) + \dot{m}$
	Форма Рейнольдса	$\frac{D\bar{C}}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_c \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_j} - \bar{C}' \bar{W}_j' \right) + \dot{m}$
	Новая неизвестная	$\bar{C}' \bar{W}_j' -$ турбулентный диффузионный перенос массы компонента, концентрация которого C , посредством флуктуации скорости W_j'

В уравнениях используется правило суммирования по индексу ($i, j, k = 1, 2, 3$) повторяющемуся дважды, а осреднения осуществляется по Фавру, т. е. с использованием плотности в качестве весовой функции

где L_0 — массовое стехиометрическое количество воздуха; $\tau_t = k/\epsilon$ — масштаб времени турбулентного перемешивания; B и C — эмпирические коэффициенты.

Модели сгорания подробно описаны в литературе [6, 10, 53], поэтому здесь ограничимся только их перечислением: TFSCM-модель (Turbulent Flame Speed Closure Combustion Model — модель горения с учетом скорости турбулентного пламени), CFM-модель (Coherent Flame Model — модель когерентного пламени) и др. В них сгорание моделируется с использованием

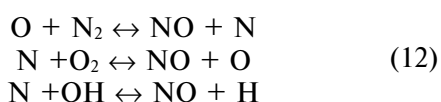
различных гипотез определения скорости горения в зависимости от характеристик турбулентности. Очевидно, что они принципиально отличаются от моделей тепловыделения, используемых в термодинамических 0D-кодах (см. выше).

Подчеркнем, что при решении задач образования вредных веществ указанное выше допущение о мгновенном сгорании не выполняется. В частности, при расчетах образования CO , HC , NO_x и сажи необходимо рассматривать реакции с конечной скоростью. Даже в условиях равновесной химической реакции в случае обога-

щенной смеси углеводородов с воздухом получается значительное количество CO, например, 10 % от всего объема газа. В камерах сгорания эта смесь дальше перемешивается с воздухом и поэтому любое последующее окисление CO до CO₂ происходит на временных масштабах, сопоставимых с масштабом времени турбулентного перемешивания. Оксиды азота, как известно, образуются в областях с достаточно высокими температурами ($T > 1800$ K) и после своего образования сохраняются в продуктах сгорания практически в неизменном количестве (т. е. происходит их «закалка»). Скорость образования NO максимальна при α_v (при небольшом недостатке воздуха), и обычно больше характерной скорости процессов переноса.

Модели образования вредных веществ. В реальном процессе в отработавших газах содержатся опасные для здоровья человека и окружающей среды вещества, такие как оксид углерода (CO), несгоревшие углеводороды (CH), оксиды азота (NO_x) и твердые частицы, выбросы которых ограничены законодательными актами. Вводятся ограничения выбросов CO₂, связанных с парниковым эффектом, снижение концентрации которого возможно путем уменьшения расхода углеводородных топлив или за счет применения топлив с малым или нулевым содержанием углерода. Наиболее опасными из них являются оксиды азота и твердые частицы. В составе последних примерно 30 % составляет сажа, образующаяся в процессе гетерогенного сгорания в дизелях и бензиновых двигателях с непосредственным впрыскиванием.

В современной теории поршневых двигателей различают три вида оксида азота в зависимости от его происхождения [6]: термический (образующийся в высокотемпературных продуктах сгорания при окислении азота кислородом воздуха, согласно механизму Я.Б. Зельдовича), «быстрый» (образующийся во фронте пламени из азота, находившегося в воздухе в соответствии с механизмом Феннимора (C.R. Fennimore)), топливный (образующийся из азота, находящегося в топливе). Так как в поршневых двигателях (90–95) % NO образуется в соответствии с расширенным термическим механизмом Зельдовича (рис. 5), этот механизм и является основным при моделировании процессов в камере сгорания. Он имеет вид:



Заметим, что предложенный Я.Б. Зельдовичем термический механизм, т. е. первые две реакции из (12), позже был расширен Д.Л. Баулчом (D.L. Baulch) и др. [54] за счет включения третьей реакции.

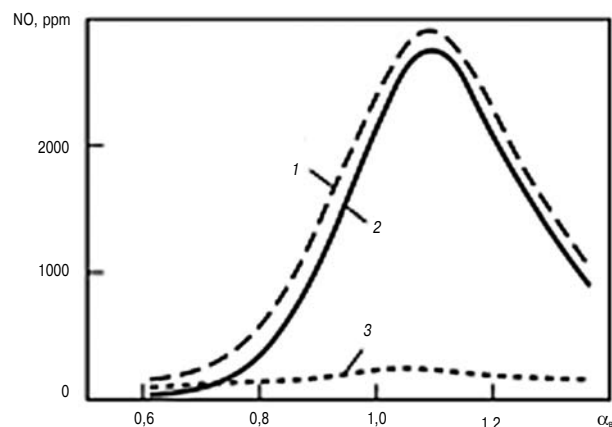


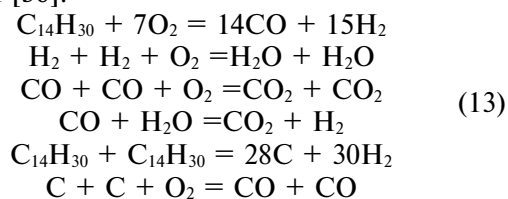
Рис. 5. Вклад различных механизмов в образование NO: 1 — суммарные; 2 — термические; 3 — «быстрые».

В настоящее время существует ряд схем образования NO, основанных на детальных кинетических механизмах. В этих схемах, использованных в работах W. Kleinschmidt, С.А. Чеснокова, А.И. Лушпа, С.М. Фролова и В.Я. Басевича, а также в коммерческой программе CHEMKIN-CFD, в которой детальные кинематические механизмы, описывающие процесс образования NO в реагирующих потоках, связаны с процессами нестационарного переноса. Следует подчеркнуть, что детальные кинетические механизмы независимо от числа промежуточных реакций практически всегда содержат реакции образования NO Я.Б. Зельдовича. Заметим также, что при использовании макрокинетического подхода для расчета концентрации NO с применением констант скоростей реакций, может возникнуть проблема выбора этих констант, достоверность которых необходимо оценить непосредственным измерением концентрации NO в отработавших газах двигателя. Проблемы, а также ошибки и заблуждения, имеющие место в теории ДВС при моделировании образования NO, подробно изложены в [54].

Образование твердых частиц сажи — сложный, многоэтапный химико-физический процесс, состоящий из цепочки последовательных процессов, протекающих как в газовой фазе, так и по гетерогенному механизму, и осложненный явлениями коагуляции (столкновением двух частиц с образованием общей внешней оболочки) и агломерации (объединением частиц с образованием сложных комплексов в виде цепочек, соединенных между собой частиц), а также с параллельным протеканием процесса оксидации (выгорания) сажи. Очевидно, что существующие модели сажеобразования, используемые в теории поршневых двигателей, имеют ограниченное применение, либо подразумевают наличие специального банка данных, полученных в основном по результатам

эксперимента. К первой группе относятся феноменологические модели, состоявшие обычно из двух обыкновенных дифференциальных уравнений с эмпирическими коэффициентами, описывающих процессы образования и выгорания сажи (модели К. Boulouchous [6], J. Warnatz и др. [55]). Вторая группа моделей подразумевает многостадийность процесса образования сажи и знания детального кинетического механизма для каждой стадии. Реализация таких моделей в CRFD-кодах требует использования так называемых Flamelet-библиотек, содержащих экспериментально полученные значения эмиссии сажи в зависимости от таких параметров, как концентрация топлива, температура и давление смеси [55].

В последнее время находят распространение упрощенные кинетические модели, основанные на решении так называемых глобальных уравнений химической кинетики для основных стадий сажеобразования [55–57]. К этой группе моделей можно отнести кинетическую модель для окисления топлива с химической формулой $C_{14}H_{30}$ (тетрадекан), состоящую из следующих реакций [56]:



Сравнительный анализ результатов численных экспериментов [57], проведенных в процессе верификации изложенной выше математической модели внутрицилиндровых процессов с применением различных моделей сажеобразования, показал, что кинетическая модель (13), разработанная в Институте химической физики им. Н.Н. Семенова РАН проф. С.М. Фроловым, является вполне подходящей. Механизмы Я.Б. Зельдовича (12) и С.М. Фролова (13), разработанные представителями школы академика Н.Н. Семенова, в настоящее время находят широкое применение в теории ДВС [53, 55, 57].

(Продолжение следует)

Литература

6. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. 2-е изд. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.
10. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 3-е изд., доп. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 515 с.
12. Вырубов Д.Н. Теплоотдача и испарение капель // Журнал технической физики. Т. IX, вып. 21. 1939. С. 1923–1931.
31. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в камерах сгорания дизелей: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1991. 265 с.
41. Чесноков С.А. Прогнозирование неравновесного образования токсичных веществ при горении в ДВС с искровым зажиганием: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. Тула, 2006. 326 с.
42. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. М. : Машиностроение, 1977.
43. Конструирование и расчет поршневых и комбинированных ДВС / под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. М. : Машиностроение, 1986.
44. Зыкина-Моложен Л.М., Зыкин Л.В., Поляк М.П. Теплообмен в турбомашинах. Л. : Машиностроение, 1974.
45. Петриченко Р.М., Петриченко М.Р. Конвективный теплообмен в поршневых машинах. Л. : Машиностроение, 1979.
46. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в ДВС. Л. : Издание ЛГУ, 1983.
47. Кавтарадзе Р.З. Приближенное определение локального коэффициента теплоотдачи в цилиндре дизеля с полуразделенной камерой сгорания // Известия ВУЗов СССР, Машиностроение. 1985. № 5. С. 86–91.
48. Kawtaradse R.S. Mathematische Modell des komplizierten Wärmeaustausches — Konvektion und Strahlung im Brennraum Dieselmotors // Technische Mechanik. 1989. Band 10. № 3. P. 175–177.
49. Кавтарадзе Р.З. Решение задач конвективного и сложного теплообмена в камере сгорания дизеля с учетом пристеночного турбулентного течения // АН СССР. Теплофизика высоких температур. Т. 28. 1990. № 5. С. 969–977.
50. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. 5-е изд. М. : Атомиздат, 1979.
51. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях — развитие научного направления в МГТУ им. Н.Э. Баумана // Двигателестроение. 2018. № 1 (271). С. 13–15.
52. Gosman A.D., Harvey P.S. Computer Analysis of Fuel-Air Mixing and Combustion in an Axisymmetric D.I. Diesel // SAE Paper. No. 820036. 1982. 21 p.
53. FIRE. Users Manual Version 2018 / AVL List GmbH. Graz (Austria), 2018.
54. Кавтарадзе Р.З., Кавтарадзе Р.З. Анализ механизмов образования и методов расчета концентрации оксидов азота в поршневых двигателях // Транспорт на альтернативном топливе. Ч. 1. 2011. № 5 (23). С. 65–71; Ч. 2. 2011. № 6 (24). С. 12–19.
55. Warnatz J., Maas U., Dibble R.W. Verbrennung: Physikalisch — Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2001. 326 p.
56. Frolov S.M., Basevich V.Y., Skripnik A.A. Modeling of Soot Formation in Internal Combustion Engines // Сб. науч. тр. по матер. Междун. конф. «Двигатель-2007». М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 28.
57. Кавтарадзе Р.З., Сергеев С.С. Новый альтернативный (частично-гомогенный) процесс сгорания как способ снижения концентраций оксидов азота и сажи в продуктах сгорания дизеля // РАН. Теплофизика высоких температур. Т. 52. 2014. № 2. 2014. С. 294–309.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПУСКОВЫХ СВОЙСТВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

В.А. Рыжов, д.т.н., заслуженный конструктор РФ,
зав. кафедрой ДВС Коломенского института
(филиала) Московского политехнического университета

Представлены результаты исследований пусковых свойств судового дизель-генератора переменного тока с гидромеханической и аккумуляторной системами топливоподачи при запуске двигателя сжатым воздухом. Выявлены основные факторы, влияющие на расход пускового воздуха, время пуска и выхода двигателя на заданный скоростной режим при пуске двигателя из холодного и горячего состояний. Показано, что использование аккумуляторной системы топливоподачи обеспечивает улучшение пусковых свойств двигателя и качество переходного процесса при выходе на заданный скоростной режим.

К важнейшим показателям судовых дизель-генераторов относятся время запуска из различных тепловых состояний, время разгона до заданной частоты вращения, а при пусках сжатым воздухом с подачей его в цилиндры — количество запусков с одной заправки баллонов. В качестве объекта исследований был выбран дизель 8ЧН26/26 специального назначения с генератором переменного тока производства ОАО «Коломенский завод».

Исследования проводились в целях определения оптимальных параметров систем подачи топлива и регулирования, обеспечивающих минимальное время пуска из горячего и холодного исходных состояний дизеля. Сравнительные испытания двигателя были проведены с двумя вариантами систем топливоподачи: гидромеханической и аккумуляторной, спроектированной и изготовленной ОАО «Коломенский завод».

В связи с большим объемом испытаний и в целях сокращения текстовых описаний результатов в статье использованы следующие обозначения:

ГМСТ — гидромеханическая система топливоподачи;

ЭГСТ — электрогидравлическая (аккумуляторная) система топливоподачи;

ГПК — главный пусковой клапан;

n — частота вращения;

$t_{\text{пу}}$ — время прокручивания дизеля до начала подачи топлива;

t_y — время впрыска (длительность управляющего импульса);

$t_{\text{п}}$ — общее время пуска;

t_0 — время опережения впрыска топлива;

$t_{\text{разг}}$ — время разгона двигателя на топливе при пуске;

$t_{\text{пр}}$ — время до достижения необходимого давления впрыска;

p_a — давление впрыска;

p_{a3} — заданное давление впрыска;

$p_{a \text{ min}}$ — минимальное давление впрыска, обеспечивающее устойчивое воспламенение топлива;

p_{max} — максимальное давление сгорания в цилиндрах;

$p_{\text{возд}}$ — давление воздуха в пусковых баллонах;

$G_{\text{в.р}}$ — средний расход воздуха на пуске;

Θ_0 — угол опережения впрыска.

Параметры t_y , $t_{\text{пр}}$, p_a , p_{a3} и $p_{a \text{ min}}$ относятся к аккумуляторной системе подачи топлива. Их значения в ходе испытаний изменялись в целях минимизации времени пуска, поскольку возможности гибкого управления параметрами топливоподачи и законами регулирования в ЭГСТ позволяют это сделать. Настройки гидромеханической системы питания при пуске не изменялись из-за ограничений, связанных с обеспечением штатных режимов работы под нагрузкой.

За критерий теплового состояния дизеля принята температура масла в картере. Согласно требованиям ТУ минимальная температура масла, при которой разрешается запуск двигателя, составляет 8 °С («холодный» двигатель). Минимальная температура масла, при которой разрешен прием нагрузки, 45 °С (двигатель «горячий»).

В результате исследования пусковых свойств горячего дизеля установлено следующее.

Время до начала работы регулятора частоты вращения не зависит от параметров ЭГСТ (рис. 1–2). Оно определяется инерционностью движущихся частей дизеля и величиной механических потерь. Величина $t_{\text{пу}}$ (рис. 1) для прогретого дизеля составляет 0,45 с.

При варьировании t_0 в выбранном диапазоне от 5 до 12 мс устойчивое воспламенение топлива в цилиндрах наблюдается при достижении $p_{a \text{ min}} = 10$ МПа.

Экспериментально установлено, что увеличение $p_{a3} > 10$ МПа не сокращает $t_{\text{п}}$ и его составляющих.

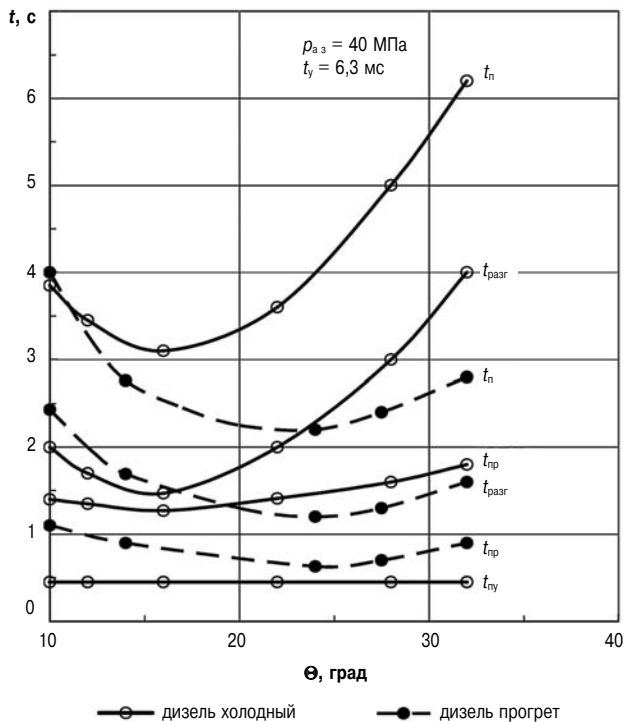


Рис. 1. Зависимость времени пуска и его составляющих от угла опережения впрыска топлива (система ЭГСТ)

Это можно объяснить тем, что время, за которое достигается $p_a = 10$ МПа, определяется только инерцией движущихся частей и механическими потерями дизеля. Некоторое увеличение цикловых подач при $p_a = 10$ МПа и при большем значении p_{a3} , очевидно не обеспечивает более полного сгорания топлива в цилиндрах.

При варьировании Θ_0 в выбранном диапазоне от 10 до 32 град величина $p_{a \min}$, при которой наблюдается начало устойчивого воспламенения, изменяется в зависимости от установленного угла опережения впрыскивания, поэтому изменение величины Θ_0 ведет к изменению $t_{\text{пр}}$.

Если при задании $\Theta_0 = 10^\circ$ устойчивое воспламенение наблюдается с $p_{a \min} = 15$ МПа, то при увеличении Θ_0 до 24° величина $p_{a \min}$ снижается до 12,5 МПа. В результате $t_{\text{пу}}$ уменьшается с 1,05 до 0,65 (см. рис. 1). Дальнейшее увеличение Θ_0 до 32° приводит к повышению $p_{a \min}$ до 13 МПа.

Таким образом, при варьировании Θ_0 в выбранном диапазоне от 10 до 32 град, задание $p_{a3} > 15$ МПа нецелесообразно, поскольку величины t_n , $t_{\text{пр}}$ и $t_{\text{разг}}$ не улучшаются при $p_{a3} > 15$ МПа.

Продолжительность $t_{\text{разг}}$ при неизменном законе регулирования частоты вращения в основном определяется величинами Θ_0 или t_0 , причем более сильное влияние на $t_{\text{разг}}$ оказывает Θ_0 . Например, при пусках с заданием $\Theta_{0 \text{ опт}} = 24^\circ$ или $t_{0 \text{ опт}} = 10$ мс значение $t_{\text{разг}}$ имеет одну и ту же величину 1,2 с (см. рис. 1, 2). Снижение t_0 на 25 %

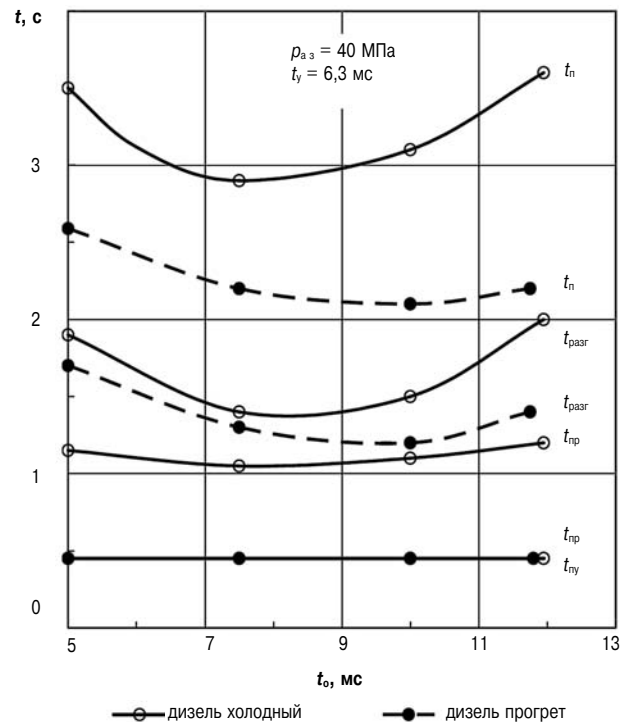


Рис. 2. Зависимость времени пуска и его составляющих от времени опережения впрыска топлива (система ЭГСТ)

ведет к увеличению $t_{\text{разг}}$ на 10 %. Это соотношение основано на том, что заданное значение опережения впрыскивания устанавливается при $n = \text{const}$. В этом случае Θ_0 устанавливается пересчетом по t_0 , поэтому изменение t_0 на 25 % ведет к пропорциональному изменению Θ_0 на 25 %.

Изменение Θ_0 или t_0 и связанное с этим перераспределение топлива в камере сгорания, а также взаимное влияние других факторов на рабочий процесс дизеля, приводит к тому, что при варьировании Θ_0 в зонах от 10 до 32 град и от 5 до 10 мс наблюдаются оптимальные значения $t_{\text{пр}}$ (только при $\Theta_0 = \text{var}$), $t_{\text{разг}}$, а соответственно, и t_n . Наименьшее значение t_n обеспечивается заданием $t_0 = 10$ мс и составляет от 2,0 до 2,2 с (см. рис. 2). При переходе на варьирование Θ_0 увеличивается $t_{\text{пр}}$, а следовательно, и t_n . Оптимальное значение t_n в этом случае обеспечивается заданием $\Theta_0 = 24$ град и составляет от 2,2 до 2,5 с.

Поскольку такие составляющие продолжительности процесса пуска t_n , как $t_{\text{пр}}$ и $t_{\text{разг}}$ имеют более сильную зависимость от Θ_0 , чем от t_0 , то именно поэтому t_n оказывается в большей зависимости от Θ_0 . Изменение Θ_0 в меньшую от оптимума сторону на 25 % ведет к увеличению t_n на 20 %, а уменьшение t_0 в ту же сторону на 25 % ведет к увеличению t_n на 10 %.

Обычно при пусках горячего дизеля $p_{a3} > p_{a \min}$ на (50–10) %. Это соотношение устанавливается примерно за время от 0,8 до 1,0 с момента начала разгона. Поскольку ТНВД работают на аккумуляторы и основную часть $t_{\text{п}}$ рейка ТНВД находится на упоре, то закон изменения положения рейки в процессе пуска на $t_{\text{п}}$ не влияет. При пусках с заданием Θ_0 или t_0 значение p_{max} не выходит за пределы 5 МПа.

Изменение длительности управляющего импульса ($t_{y \max}$) от максимально возможной, равной от 6,3 до 5 мс, на $t_{\text{п}}$ не влияет. Дальнейшее снижение $t_{y \max}$ с 5 до 2 мс приводит к увеличению $t_{\text{п}}$ на 3,2 с.

Запуск дизеля при $t_{y \max} = 1,25$ мс осуществить невозможно (рис. 3).

Изменение начального давления воздуха в пусковых баллонах ($p_{\text{возд}}$) в диапазоне от 1,8 до 4,5 МПа заметного влияния на $t_{\text{п}}$ не оказывает. Наименьшее значение $p_{\text{возд}}$, при котором возможен запуск горячего дизеля, составляет 1,5 МПа. Осциллограмма процесса пуска с заданием $t_0 = 10$ мс представлена на рис. 4.

Максимальное число пусков с одной закачки баллонов при оптимальной настройке системы с заданием $t_0 = 10$ мс составляет 16, при среднем значении расхода воздуха на пуск $G_{\text{в ср}} = 0,705$ кг.

ГМСТ обеспечивает 22 пуска с одной закачки баллонов при $G_{\text{в ср}} = 0,623$ кг. При этом $t_{\text{п}}$ составляет от 2,2 до 2,7 с. Меньший расход $G_{\text{в ср}}$ с ГМСТ объясняется тем, что начало разгона дизеля обеспечивается через 0,6 с с момента вклю-

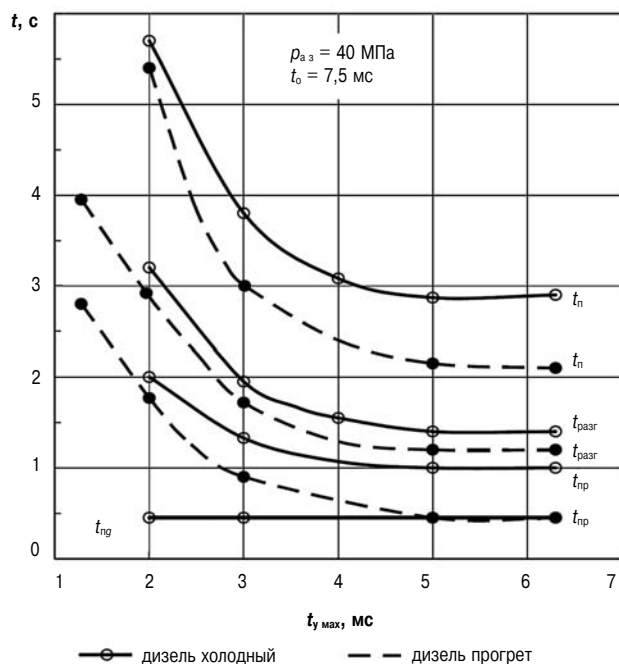


Рис. 3. Зависимость времени пуска дизеля и его составляющих от ограничения длительности управляющего импульса (система ЭГСТ)

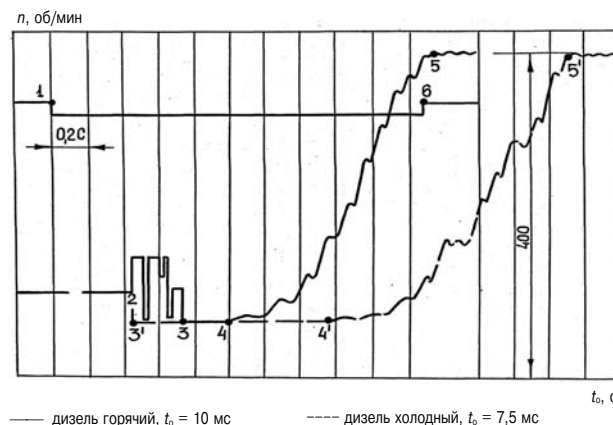


Рис. 4. Осциллограммы пусков дизеля с заданием t_0

чения ГПК. Начало разгона дизеля с ЭГСТ происходит только с момента достижения $p_{a \min}$ и составляет 0,9 с.

Меньшее время пуска дизеля с ЭГСТ обеспечивается сокращением времени разгона двигателя. Если $t_{\text{разг}}$ дизеля с оптимальной настройкой ЭГСТ составляет 1,2 с, то $t_{\text{разг}}$ дизеля с ГМСТ соответствует 1,6 (см. рис. 2).

Таким образом, $t_{\text{п}}$ дизеля с ЭГСТ может быть существенно улучшено за счет сокращения $t_{\text{пр}}$, если перед началом пуска обеспечить p_a , соответствующее $p_{a \min}$ или ускорить его достижение в процессе пуска. ЭГСТ позволяет достигать заданной частоты вращения при пуске без заброса. Величина заброса частоты вращения при разгоне дизеля из горячего состояния с ГМСТ составляет 20 %.

В результате исследования пусковых свойств холодного дизеля установлено следующее.

Поскольку время $t_{\text{п}}$ определяется временем разгона дизеля до 35 об/мин, то оно не зависит от параметров ЭГСТ и определяется инерцией движущихся частей и величиной механических потерь дизеля. Величина $t_{\text{пр}}$ для холодного дизеля составляет 0,47 с (см. рис. 1, 2).

При варьировании t_0 в диапазоне от 5 до 13 мс и Θ_0 в диапазоне от 10 до 32 град величина $p_{a \min}$ зависит от настройки системы. Минимальная величина $t_{\text{пр}}$ достигается заданием $t_0 = 7,5$ мс и составляет 1,03 с, что соответствует достижению $p_{a \min} = 23$ МПа.

Снижение t_0 на 2,5 мс и увеличение на 5 мс приводит к увеличению $p_{a \min}$ до 24,5 МПа и $t_{\text{пр}}$ на 0,15 с (рис. 1).

При варьировании Θ_0 минимальная величина $t_{\text{пр}}$ составляет 1,2 с и обеспечивается заданием $\Theta_0 = 16$ град, что соответствует достижению $p_{a \min} = 25$ МПа.

Изменение Θ_0 на 6 град в любую сторону приводит к увеличению $p_{a \min}$ до 27 МПа и $t_{\text{пр}}$ до 1,4 с (см. рис. 1).

Таким образом, $t_{пр}$ определяется продолжительностью нарастания давления до $p_{a \min}$. При варьировании Θ_0 в выбранном диапазоне наибольшая величина $p_{a \min}$ составляет 27 МПа, поэтому установка $p_{a з} > 27$ МПа нецелесообразна. Увеличение $p_{a з} > 27$ МПа не сокращает $t_{п}$ и его составляющих, вероятно, по тем же причинам, что и при пусках горячего дизеля. При варьировании t_0 в выбранном диапазоне аналогичный результат наблюдается с $p_{a з} > 24,5$ МПа.

Продолжительность $t_{разг}$ при неизменном законе регулирования зависит от заданных величин Θ_0 или t_0 . Минимальная величина $t_{разг}$ составляет 1,4 с и обеспечивается заданием $\Theta_0 = 16$ град или $t_0 = 7,5$ с. Изменение Θ_0 или t_0 приводит к увеличению $t_{разг}$ (см. рис. 1, 2).

Изменение Θ_0 в любую сторону от оптимального на 25 % приводит к увеличению $t_{разг}$ на 6,25 % (см. рис. 1).

Увеличение t_0 от оптимального значения на 25 % ведет к увеличению $t_{разг}$ на 5 %. Снижение t_0 на 25 % приводит к увеличению $t_{разг}$ на 28,6 % (см. рис. 2).

При варьировании Θ_0 в зоне от 10 до 32 град и t_0 в зоне от 5 до 13 мс наблюдаются оптимальные значения $t_{пр}$, $t_{разг}$, а соответственно, и $t_{п}$ (см. рис. 1, 2).

Наименьшее значение $t_{п}$ обеспечивается заданием $t_0 = 7,5$ мс и составляет от 2,8 до 3,0 с (см. рис. 2). При переходе к заданию Θ_0 увеличивается $t_{пр}$, а следовательно, и $t_{п}$. Минимальное $t_{п}$ составляет от 3,0 до 3,2 с и обеспечивается заданием $\Theta_0 = 16$ град.

Обычно при пусках $p_{a з} > p_{a \min}$ на (50–100) %. Характерное значение $p_{a \min}$ достигается примерно за (1,2 – 1,3) с с момента начала разгона, то есть основную часть $t_{п}$ рейка ТНВД находится на упоре.

Величина p_{max} при пусках с заданием t_0 и Θ_0 не превышает 6 МПа.

Изменение $t_{y \max}$ в пределах от 5,0 до 6,3 мс на $t_{п}$ влияния не оказывает. Изменение $t_{y \max}$ от 5 до 2 мс ведет к увеличению $t_{п}$ на 100 % (рис. 2). Пуск двигателя с заданием $t_{y \max} < 2$ мс осуществить не удалось.

Изменение начального давления воздуха в пусковых баллонах в диапазоне от 2,5 до 4,5 МПа заметного влияния на $t_{п}$ не оказывает.

Наименьшее значение $p_{возд}$, при котором возможен пуск холодного дизеля, — 1,8 МПа.

Максимальное число пусков с одной закачки баллонов при оптимальной настройке системы с заданием $t_0 = 7,5$ мс — 12, что соответствует ТУ на дизель. Средний расход воздуха за пуск $G_{всп} = 1,18$ кг.

ГМСТ обеспечивает 19 пусков с одной закачки баллонов при $G_{всп} = 0,741$. При этом $t_{п}$ находится в диапазоне от 2,9 до 3,2 с.

Меньший расход $G_{всп}$ с ГМСТ, как и при пусках горячего дизеля, объясняется более ранним началом разгона дизеля. Меньшее $t_{п}$ с ЭГСТ обеспечивается меньшим $t_{разг}$. Начало разгона дизеля с ГМСТ обеспечивается через (0,6–0,7) с, а с ЭГСТ через (1,42–1,67) с, $t_{разг}$ дизеля с ГМСТ 2 с; $t_{разг}$ дизеля с ЭГСТ 1,5 с.

Таким образом, $t_{п}$ холодного дизеля, так же, как и горячего, можно существенно улучшить за счет сокращения $t_{пр}$, ускорив достижение $p_{a \min}$.

Осциллограмма процесса пуска холодного дизеля с заданием $t_0 = 7,5$ мс представлена на рис. 4.

Величина заброса частоты вращения при разгоне холодного дизеля с ГМСТ составляет 30 %. ЭГСТ позволяет достигать заданной частоты вращения без заброса.

Пусковые характеристики со всеми видами нелинейных законов регулирования по всем параметрам аналогичны характеристикам с линейным пропорциональным законом.

При пусках с линейным пропорционально-интегральным законом регулирования заброс по частоте вращения составлял 80 об/мин ($n = 400$ об/мин).

При пусках с линейным пропорционально-интегро-дифференциальным законом регулирования заброс по частоте вращения составлял около 80 об/мин и отмечался колебательный характер окончания переходного процесса, поэтому основная часть исследований пусковых свойств была проведена с линейным пропорциональным законом регулирования частоты вращения.

Таким образом, при оптимальной настройке ЭГСТ обеспечивает снижение времени пуска дизеля по сравнению с ГМСТ.

Основными параметрами, от которых зависит $t_{п}$ дизеля с ЭГСТ, являются: опережение подачи топлива, продолжительность и давление впрыскивания.

Время пуска дизеля из холодного и горячего состояний, а также средний расход воздуха могут быть существенно улучшены за счет скорости нарастания p_a до $p_{a \min}$. При пусках дизеля с ЭГСТ из холодного и горячего состояний целесообразнее обеспечивать опережение подачи топлива путем задания постоянного времени опережения.

ЭГСТ позволяет достигать заданной при пусках частоты вращения дизеля без заброса по частоте при линейном пропорциональном, нелинейных пропорционально-интегральном и пропорциональном интегрально-дифференциальном законах регулирования частоты вращения.

ЭГСТ позволяет делать запуск дизеля с меньшими $q_{ц}$, чем ГМСТ.

Таким образом, результаты испытаний позволили установить следующее:

- время прокрутки дизеля до начала подачи воздуха в цилиндры зависит от параметров масла, определяющих механические потери и инерционности движущихся масс двигателя;

- время разгона двигателя на топливе обеспечивается уровнем давления впрыска, которое для холодного двигателя составляет 10 МПа, а для горячего 7,5 МПа;

- при использовании экспериментальных систем регулирования частоты минимальное время пуска достигается без заброса по частоте вращения;

- вязкостно-температурные характеристики масла оказывают существенное значение на время пуска и затраты энергии на прокручивание двигателя;

- законы регулирования частоты вращения на время разгона двигателя влияния не оказывают;

- кроме учета вязкостно-температурных ограничений по маслу при моделировании процессов пуска необходимо учитывать угол опережения подачи топлива;

- оптимальное время пуска, при прочих ограничениях, достигается заданием постоянного времени опережения, обеспечивающего изменение

угла опережения впрыска от минимально допустимого, при котором достигается максимальная температура воздуха в конце сжатия, до максимального, при достижении заданной частоты вращения;

- при пуске холодного двигателя предпочтительнее обеспечить многофазный впрыск с коррекцией по опережению подачи топлива.

Литература

1. Рыжов В.А. Повышение эффективности дизеля 8ЧН26/26 на режимах работы маневрового тепловоза // Тезисы докладов научной конференции Моск. Гос. открытого университета. Коломна, 1999.

2. Крупский М.Г., Кузин В.Е., Рыжов В.А. Результаты испытаний дизеля 2ЧН26/26 с микроэлектронной аккумуляторной системой подачи топлива // Тезисы докладов научной конференции Моск. Гос. открытого университета. Коломна, 1999.

3. Рыжов В.А. Ткачев В.Т. Резервы уменьшения расхода топлива и масел // Локомотив. — 2013. — № 3. — С. 40–42.

4. Рыжов В.А. Совершенствование характеристик форсированных среднеоборотных двигателей двойного назначения средствами топливоподачи и воздухо-снабжения. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2018. 325 с.

5. Раенко М.И., Рыжов В.А. Оценка прочностной надежности крышек цилиндров транспортных дизелей по критерию долговечности // Двигателестроение. — 2012. — № 1. — С. 7–17.

ВОЗМОЖНОСТИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ТИПА VR-5

П.Р. Вальехо Мальдонадо, к.т.н., доцент, Российский университет дружбы народов

В.В. Гусаров, к.т.н., профессор, Московский политехнический университет

Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор,

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Рассматривается уравнивание 5-цилиндровых четырехтактных двигателей типа VR с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Приведены формулы для вычисления и анализа сил инерции от возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс и моменты этих сил, возникающие в двигателях VR-5 для заданного значения угла развала цилиндров, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и относительного смещения оси цилиндра. Предложен способ уравнивания моментов от сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс.

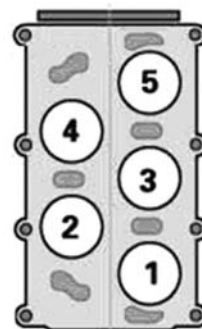
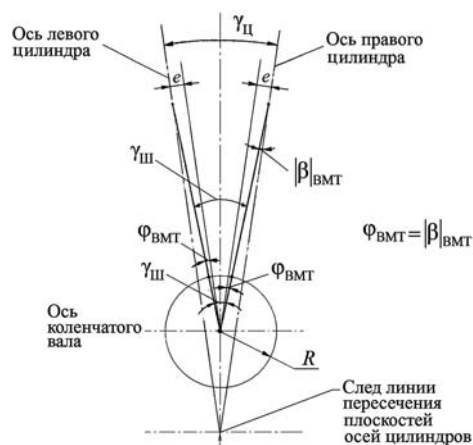


Рис. 1. Кинематическая схема двигателя VR-5 с дезаксиальным КШМ

В современном автомобилестроении в некоторых случаях возникает необходимость применения компактных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с рабочим объемом 2,3–3,0 литра [1]. При этом особо высокой компактностью отличается конструктивная схема ДВС типа VR-5. Длина такого ДВС существенно меньше рядного, а при малом угле развала $\gamma_{ц} = 15^\circ$, в отличие от V-образного, двигатель может иметь одну головку на все цилиндры (рис. 1). Особенностью таких двигателей является наличие значительного дезаксажа $e = \pm 12,5$ мм (см. рис. 1), необходимого для предотвращения пересечения цилиндров в их нижней части [2]. При этом дезаксаж в правом и левом блоках разнонаправлен. Равномерное чередование рабочих ходов достигается за счет соответствующих значений углов заклинки кривошипов коленчатого вала.

Например, пятицилиндровый двигатель VR-5 «Volkswagen» имеет $\gamma_{ц} = 15^\circ$, $e = 12,5$ мм, относительный дезаксаж $K = 0,278$ и $\lambda = 0,265$, при этом $\phi_{вмт} = 3^\circ 20'$; $\gamma_{ш} = 21^\circ 40'$ [3].

Расчетная схема заклинки кривошипов коленчатого вала, обеспечивающая равномерное чередование рабочих ходов для рассмотренного случая, показана на рис. 2. Конструкция коленчатого вала показана на рис. 3.

При этом фирма не раскрывает информацию об уравнивании двигателя этой конструктивной схемы. Анализ возможных вариантов

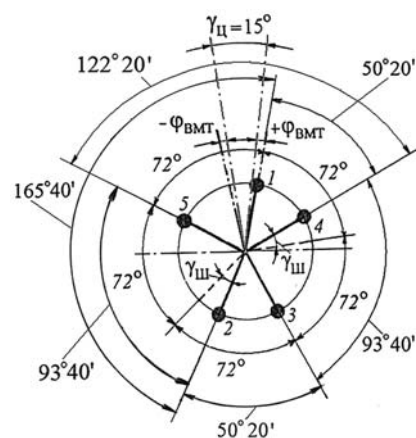


Рис. 2. Углы заклинки кривошипов коленчатого вала, обеспечивающие равномерное чередование вспышек в четырехтактном двигателе типа VR-5 «Volkswagen» с углом развала цилиндров 15°

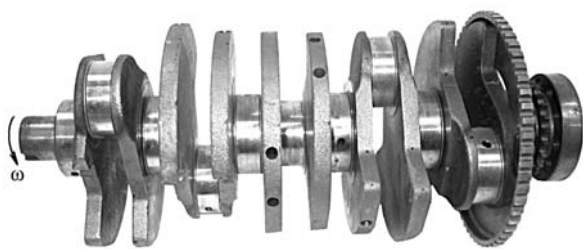


Рис. 3. Общий вид полноопорного коленчатого вала двигателя VR-5 (Volkswagen Passat)

уравновешивания двигателя типа VR-5 представлен в настоящей статье.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (ВПДМ) и моменты этих сил, действующие в двигателе VR-5. Анализ удобно выполнять, заменяя указанные силы их проекциями на ортогональные координатные оси X и Y . Ось Y перпендикулярна оси коленчатого вала и совпадает с направлением биссектрисы угла развала цилиндров; ось X перпендикулярна плоскости биссектрисы (рис. 4).

Для двигателя VR-5 после алгебраического сложения проекций сил инерции первого (индекс 1) второго (индекс 2) порядков всех цилиндров сначала на ось Y , а затем на ось X получим

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j1y} &= \\ &= m_j R \omega^2 (-0,012 \cos \varphi + 0,0146 \sin \varphi) \cos(\gamma_{\text{ц}}/2); \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j1x} &= \\ &= m_j R \omega^2 (0,9585 \cos \varphi + 0,7855 \sin \varphi) \sin(\gamma_{\text{ц}}/2); \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j2y} &= \\ &= m_j R \lambda \omega^2 (0,3683 \cos 2\varphi - 0,0738 \sin 2\varphi) \cos(\gamma_{\text{ц}}/2); \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \Sigma P_{j2x} &= \\ &= m_j R \lambda \omega^2 (0,6317 \cos 2\varphi + 3,1515 \sin 2\varphi) \sin(\gamma_{\text{ц}}/2), \end{aligned} \quad (4)$$

где m_j — масса деталей, совершающих возвратно-

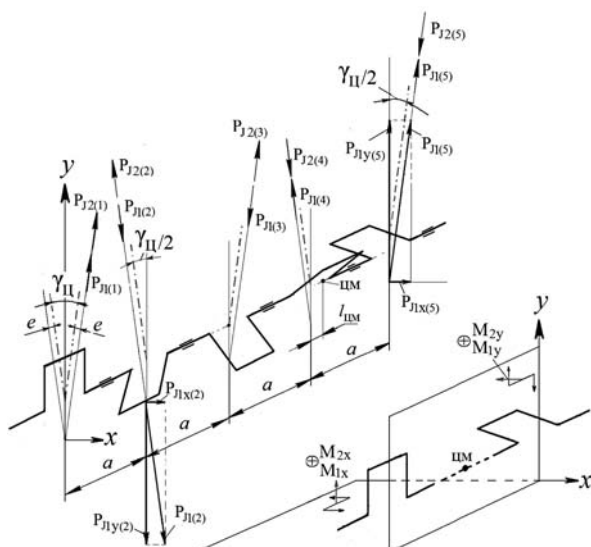


Рис. 4. Расчетная схема определения сил и моментов инерции от поступательно движущихся масс в ДВС типа VR-5

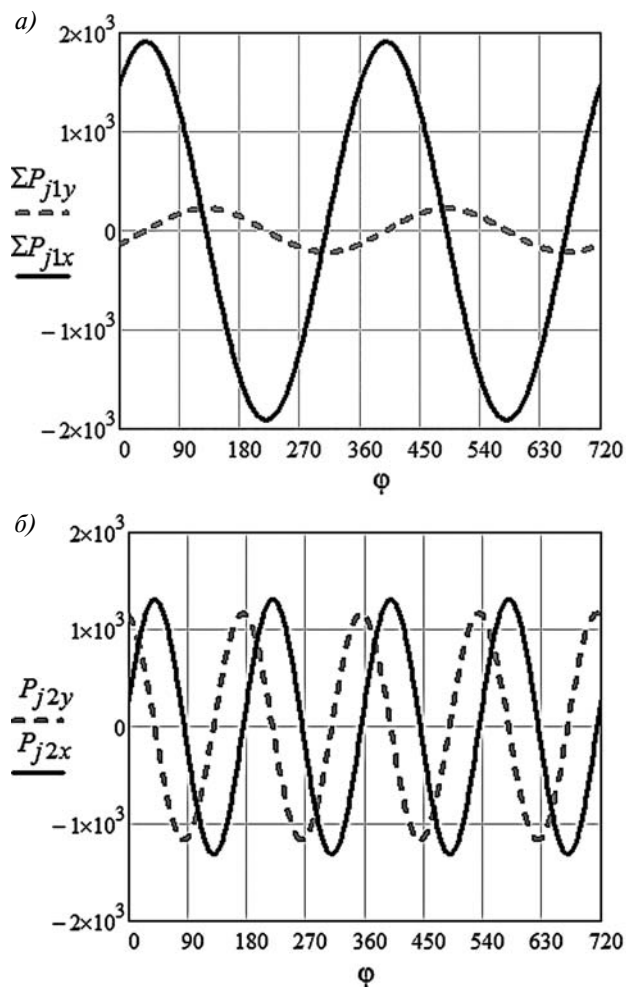


Рис. 5. Графики изменения суммарных сил инерции от возвратно-поступательных движущихся масс, Н, в плоскостях осей Y и X двигателя VR-5:

при $m_j = 0,622$ кг; $R = 0,045$ м; $n = 6200$ об/мин; $\gamma_{\text{ц}} = 15^\circ$;
а — первого порядка; б — второго порядка

поступательное движение; R — радиус кривошипа; ω — угловая скорость.

В двигателе типа VR-5 графики рассматриваемых суммарных сил инерции показаны на рис. 5.

Значения результирующих сил инерции от ВПДМ 1-го и 2-го порядков соответственно ΣP_{j1} и ΣP_{j2} могут быть найдены по значениям их проекций

$$\Sigma P_{j1} = \sqrt{(\Sigma P_{j1x})^2 + (\Sigma P_{j1y})^2} \text{ и } \Sigma P_{j2} = \sqrt{(\Sigma P_{j2x})^2 + (\Sigma P_{j2y})^2}.$$

В рассматриваемом двигателе результирующие силы инерции первого и второго порядков от ВПДМ не уравновешены (рис. 6), однако вследствие их малых величин уравновешивание сил инерции в данном случае нецелесообразно.

Момент от сил инерции первого и второго порядков возвратно-поступательно движущихся масс находят относительно центра масс (ЦМ) [4, 5]. В соответствии с расчетной схемой указанного двигателя (см. рис. 4) момент, действу-

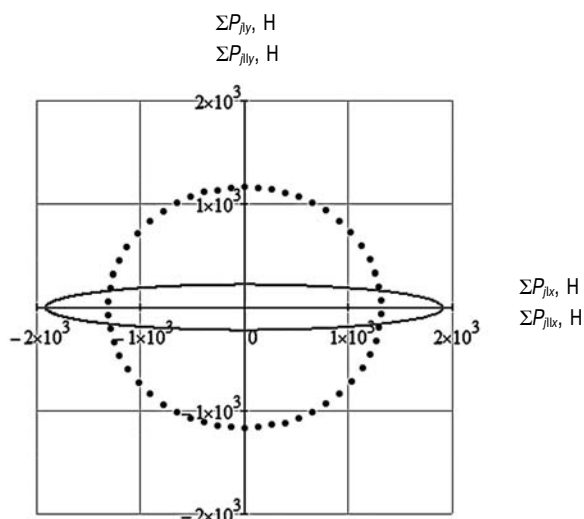


Рис. 6. Годограф результирующей силы инерции ВПДМ двигателя VR-5 «Volkswagen» при $n = 6200$ об/мин; $\gamma_u = 15^\circ$:

— сила первого порядка; ··· сила второго порядка

ющий в вертикальной плоскости (оси Y) вычисляется по формулам:

$$\Sigma M_{ly} = m_j R \omega^2 [(0,324a - 0,012l_{цм}) \cos \varphi + (-0,293a + 0,0146l_{цм}) \sin \varphi] \cos(\gamma_u/2); \quad (5)$$

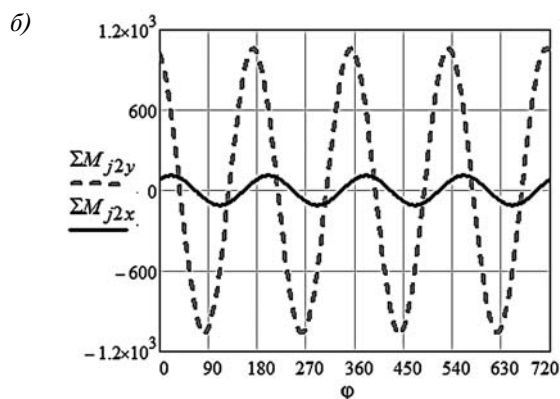
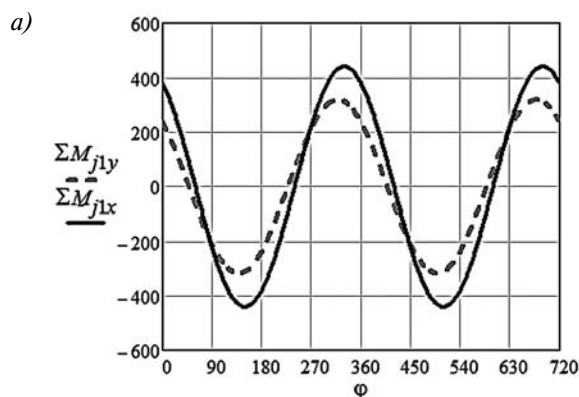


Рис. 7. Графики изменения моментов от суммарных сил инерции ВПДМ (Нм), в плоскостях осей Y и X двигателя VR-5:

при $m_j = 0,622$ кг; $R = 0,045$ м; $n = 6200$ об/мин;

$a = 0,063$ м; $l_{цм} = 0,0158$ м; $\gamma_u = 15^\circ$;

a — первого порядка; b — второго порядка

$$\Sigma M_{2y} = m_j R \omega^2 \lambda [(5,158a + 0,368l_{цм}) \cos 2\varphi - (1,345a + 0,0738l_{цм}) \sin 2\varphi] \cos(\gamma_u/2); \quad (6)$$

момент от тех же сил, действующий в горизонтальной плоскости (оси X):

$$\Sigma M_{1x} = m_j R \omega^2 [(3,667a + 0,959l_{цм}) \cos \varphi + (-2,509a + 0,786l_{цм}) \sin \varphi] \sin(\gamma_u/2); \quad (7)$$

$$\Sigma M_{2x} = m_j R \omega^2 \lambda [(3,078a + 0,632l_{цм}) \cos 2\varphi + (2,072a + 3,151l_{цм}) \sin 2\varphi] \sin(\gamma_u/2). \quad (8)$$

На рис. 7 приведены результаты прямого численного суммирования слагаемых выражений (5–8).

Результирующий момент от сил инерции ВПДМ 1-го и 2-го порядков может быть найден по значениям результирующих проекций

$$\Sigma M_{j1} = \sqrt{(\Sigma M_{j1x})^2 + (\Sigma M_{j1y})^2} \text{ и } \Sigma M_{j2} = \sqrt{(\Sigma M_{j2x})^2 + (\Sigma M_{j2y})^2}.$$

На рис. 8 показан годограф результирующего момента от сил инерции ВПДМ 1-го и 2-го порядков рассматриваемого двигателя.

Полное уравнивание всех моментов от сил инерции ВПДМ достигается с помощью противовесов, установленных на дополнительных валах, параллельных оси коленчатого вала (рис. 9 и 10).

Так, массы $m_{пр1(\omega)}$ и $m_{пр1(-\omega)}$ «объединенных» противовесов валов, вращающихся соответственно с угловой скоростью ω и $-\omega$, должны создавать момент, определяемый выражениями:

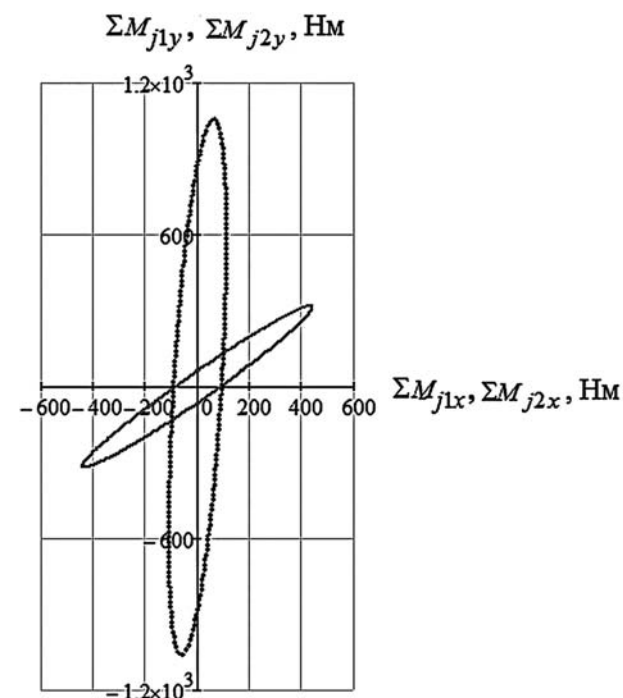


Рис. 8. Годограф результирующего момента от сил инерции ВПДМ двигателя VR-5 «Volkswagen» при $n = 6200$ об/мин; $\gamma_u = 15^\circ$:

— первого порядка; ··· второго порядка

$$= \sqrt{(M_{\text{HDL}|\nu(\omega)})^2 + (M_{\text{HDL}|\chi(\omega)})^2 - 2M_{\text{HDL}|\nu(\omega)} \cdot M_{\text{HDL}|\chi(\omega)} \cdot \cos(101^\circ 23')};$$

$$M_{\text{npI}(-\omega)} = \quad (10)$$

$$= \sqrt{(M_{\text{pp}|\text{V}(-\omega)})^2 + (M_{\text{pp}|\text{X}(-\omega)})^2 - 2M_{\text{pp}|\text{V}(-\omega)} \cdot M_{\text{pp}|\text{X}(-\omega)} \cdot \cos(78^\circ 37')}.$$

При $\varphi = 0$ момент $M_{\text{пр1}(\omega)}$, как и его составляющие $M_{\text{пр1x}(\omega)}$ и $M_{\text{пр1y}(\omega)}$, действует в плоскости, отстоящей от оси Y против хода часовой стрелки на угол $91^{\circ}10'$, от направления оси первого цилиндра — на угол $83^{\circ}40'$, от положения первого кривошипа в верхней мертвой точке (ВМТ) — на угол $80^{\circ}20'$ (рис. 9, а).

Момент $M_{\text{пр1}(-\omega)}$ при $\varphi = 0$ действует в плоскости, отстоящей от оси Y по ходу часовой стрелки на угол $19^\circ 51'$, от направления оси

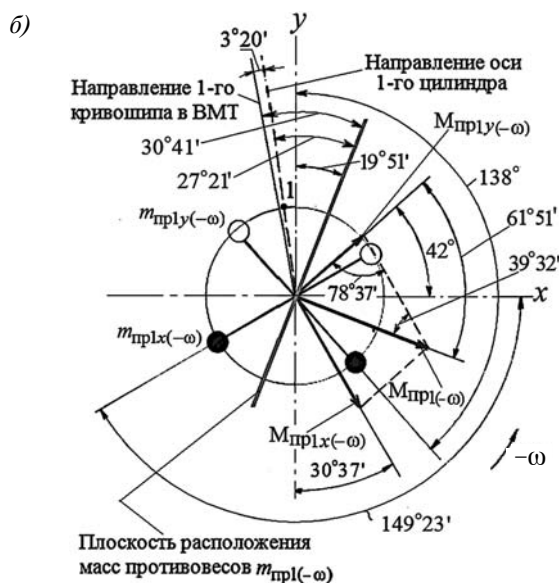


Рис. 9. К уравниванию моментов от сил инерции первого порядка ($\varphi = 0$)

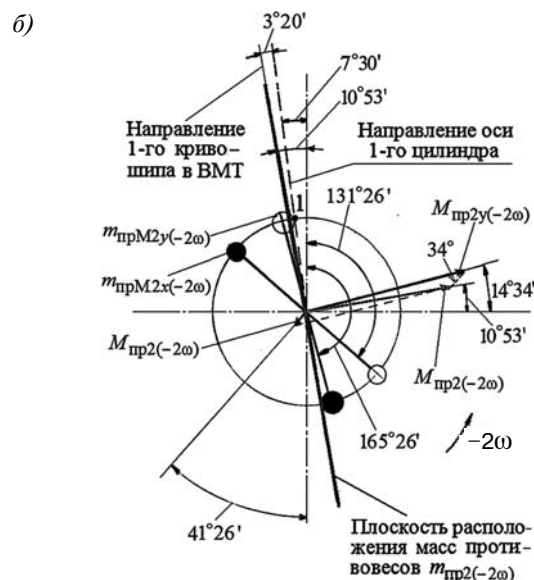
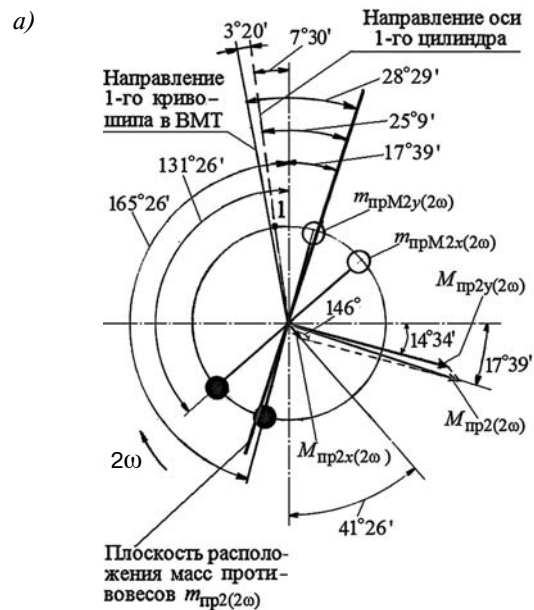


Рис. 10. К уравниванию моментов от сил инерции второго порядка ($\varphi = 0$)

первого цилиндра — на угол $27^{\circ}21'$, от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол $30^{\circ}41'$ (рис. 9, б).

Как показано на рис. 10, моменты, создаваемые противовесами, перенесенными на общий вал, действуют в разных плоскостях. Массы $m_{\text{пр}2(2\omega)}$ «объединенных» противовесов, вращающихся с угловой скоростью 2ω , должны создавать момент

$$M_{\text{np}2(2\omega)} = \quad (11)$$

$$= \sqrt{(M_{\text{np}2\text{y}(2\omega)})^2 + (M_{\text{np}2\text{x}(2\omega)})^2 - 2M_{\text{np}2\text{y}(2\omega)} \cdot M_{\text{np}2\text{x}(2\omega)} \cdot \cos(146^\circ)};$$

$$M_{\text{ip}2(-2\omega)} = \quad (12)$$

$$= \sqrt{(M_{\text{IPD}2V(-2\omega)})^2 + (M_{\text{IPD}2X(-2\omega)})^2 - 2M_{\text{IPD}2V(-2\omega)} \cdot M_{\text{IPD}2X(-2\omega)} \cdot \cos(34^\circ)}.$$

При $\varphi = 0$ момент $M_{\text{пр}2(2\omega)}$, как и его составляющие $M_{\text{пр}2x(2\omega)}$ и $M_{\text{пр}2y(2\omega)}$, действует в плоскости, отстоящей от оси Y по ходу часовой стрелки на

угол $17^{\circ}39'$, от направления оси первого цилиндра — на угол $25^{\circ}9'$, от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол $28^{\circ}29'$ (рис. 10, а).

Момент $M_{\text{пр}2(-2\omega)}$ при $\varphi = 0$ действует в плоскости, отстоящей от оси Y против хода часовой стрелки на угол $10^{\circ}53'$, от направления оси первого цилиндра — на угол $3^{\circ}23'$, от положения первого кривошипа в ВМТ — практически без отставания (рис. 10, б).

Центробежные силы инерции от вращающихся масс и моменты от этих сил, действующие в двигателе VR5. Определение суммарной центробежной силы $K_{R1} \dots K_{R5}$ (рис. 11) удобно выполнить путем предварительного нахождения проекций на ортогональные координатные оси X и Y . Складывая алгебраически проекции центробежных сил всех цилиндров сначала на ось Y , а затем на ось X , получим после несложных тригонометрических преобразований выражения для результирующих:

$$\Sigma K_{Ry} = 0,159 K_R; \quad (13)$$

$$\Sigma K_{Rx} = 0,1694 K_R, \quad (14)$$

где K_R — центробежная сила инерции, действующая в одном цилиндре.

Моменты от центробежных сил инерции вращающихся масс относительно точки «0», действующие в плоскости осей Y и X , приведены на рис. 11.

Складывая алгебраически проекции векторов моментов центробежных сил всех цилиндров сначала на ось Y , а затем на ось X , получим после

некоторых преобразований выражения для результирующих:

$$\Sigma M_{Ry} = -0,2252 a K_R; \quad (15)$$

$$\Sigma M_{Rx} = 0,8848 a K_R. \quad (16)$$

Результирующая центробежная сила (ΣK_R) и соответствующий результирующий момент (ΣM_R) от этих сил могут быть найдены по значениям результирующих проекций:

$$\Sigma K_R = \sqrt{(\Sigma K_{Rx})^2 + (\Sigma K_{Ry})^2}; \quad (17)$$

$$\Sigma M_R = \sqrt{(\Sigma M_{Rx})^2 + (\Sigma M_{Ry})^2}. \quad (18)$$

Плоскость действия ΣM_R смещена на угол $\psi_{M_{R.пл}} = -75^{\circ}43'$ относительно направления кривошипа первого цилиндра.

Суммарная сила ΣK_R и суммарный момент ΣM_R могут быть уравновешенными разными способами, например, двумя противовесами соответственно $m_{\text{пр}K_R}$ и $m_{\text{пр}M_R}$, устанавливаемыми на продолжении крайних щек коленчатого вала 1-го и 5-го цилиндров (рис. 11). В этом случае уравновешивание ΣK_R и ΣM_R достигается при расположении радиусов этих противовесов под углом соответственно $136^{\circ}50'$ и $75^{\circ}43'$ (рис. 11) относительно первого кривошипа против направления вращения вала.

С учетом того, что противовесы для уравновешивания ΣK_R и ΣM_R были установлены на продолжении крайних щек 1-го и 5-го кривошипов, можно сократить их количество с четырех до двух (рис. 12). Окончательные силы:

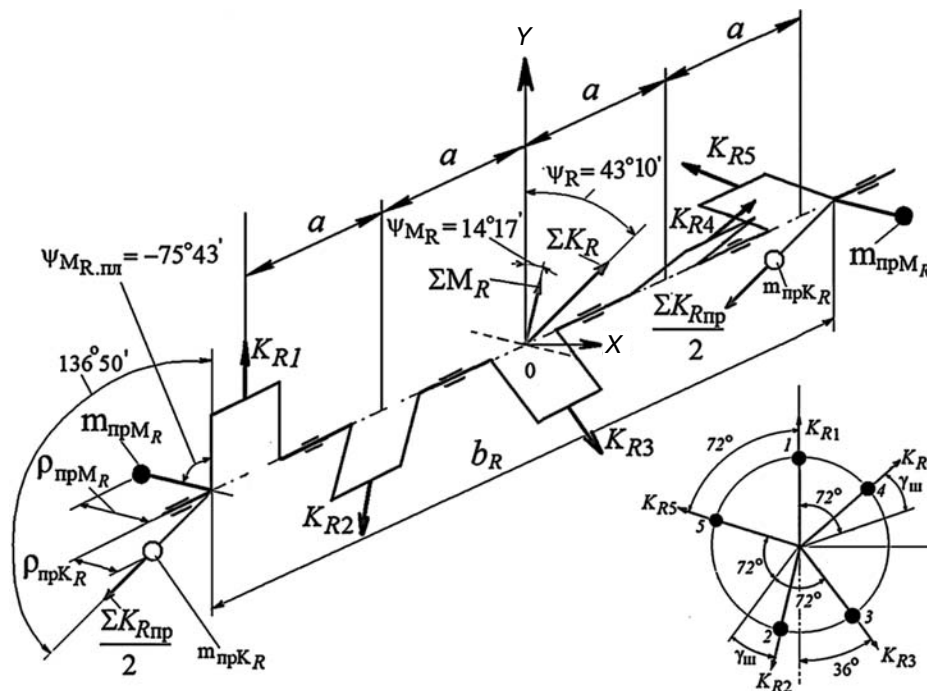


Рис. 11. К уравновешиванию центробежных сил инерции и их моментов в двигателе типа VR-5 с помощью двух противовесов:

1, 2, ..., 5 — номера цилиндров и кривошипов двигателя);

○ — противовесы для уравновешивания сил; ● — противовесы для уравновешивания моментов

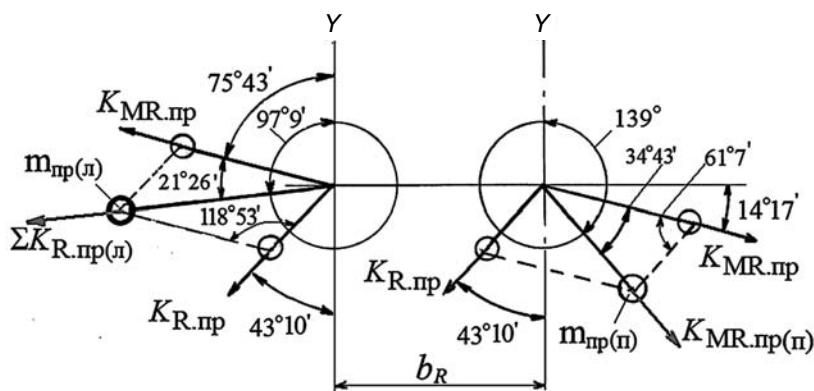


Рис. 12. Расчетная схема определения параметров двух противовесов для полного уравнивания центробежных сил инерции и их моментов

$$\sum K_{R.пр(л)} = \quad (19)$$

$$= \sqrt{(K_{R.пр})^2 + (K_{MR.пр})^2 - 2 \cos(118^\circ 53') K_{R.пр} K_{MR.пр}};$$

$$\sum K_{R.пр(п)} = \quad (20)$$

$$= \sqrt{(K_{R.пр})^2 + (K_{MR.пр})^2 - 2 \cos(61^\circ 7') K_{R.пр} K_{MR.пр}};$$

где $K_{R.пр} = m_{пр} K_{кр} \omega^2 \cdot \rho_{пр}$; $K_{MR.пр} = m_{пр} M_{кр} \omega^2 \cdot \rho_{пр}$; $\rho_{пр}$ — расстояния от центра тяжести противовеса до оси вращения коленчатого вала.

При $\varphi = 0$ противовесы и $m_{пр(л)}$ устанавливаются по отношению к оси Y соответственно против хода часовой стрелки на угол $97^\circ 9'$ и по ходу часовой стрелки на угол 139° .

По ряду конструкторско-технологических соображений (уменьшение изгибных напряжений шеек коленчатого вала, исключение резонанса крутильных колебаний) целесообразно выполнять уравнивание центробежных сил и моментов путем установки противовесов на каждую из 10 шеек коленчатого вала двигателя этого типа.

Выводы

В результате выполненного анализа предложены зависимости для определения действующих инерционных сил и их моментов для двигателя типа VR-5 особо плотной компоновки.

С использованием этих зависимостей показана, возможность полного уравнивания как моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, так и сил инерции и моментов от вращающихся масс двигателя типа VR-5.

Приведены уравнения для нахождения параметров уравнивающих устройств.

Литература

1. Гусаров В.В. Уравнивание поршневых двигателей: учебное пособие. М. : МГИУ, 2010. 134 с.
2. П.П. Вальехо Мальдонадо, К.С. Руновский, Н.Д. Чайнов. Уравнивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек // Грузовик. 2015. № 6. С. 14–20.
3. П.П. Вальехо Мальдонадо, Н.Д. Чайнов. Уравнивание V-образных двигателей с угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов // Двигелестроение. 2019. № 2. С. 17–25.
4. Конструирование и расчет поршневых двигателей: учебник для вузов. / Н. Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 536 с.
5. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. М. : Машиностроение, 1976. 266 с.

ФИРМА «ABB TURBOCHARGING» НА КОНГРЕССЕ CIMAC2019

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

Представлена краткая информация фирмы ABB Turbo Systems на конгрессе CIMAC2019 по двухступенчатой системе наддува, турбокомпрессору со степенью повышения давления до 6,5 и компактным турбокомпрессорам для двухтактных судовых двигателей малого и среднего диаметра цилиндра

Фирма ABB Turbocharging на конгрессе CIMAC2019 сделала три доклада по системам газотурбинного наддува:

- система двухступенчатого наддува ABB Power2 для железнодорожного транспорта;
- новый турбокомпрессор A200-H со степенью повышения давления до 6,5;
- компактные турбокомпрессоры A255-L и A260-L для двухтактных судовых двигателей малого и среднего диаметра цилиндра, а также представила семь сообщений, охватывающих различные темы морской, энергетической и железнодорожной тематики.

Система двухступенчатого наддува ABB Power2 для железнодорожного транспорта

Рост форсировки современных двигателей и требования к изготовителям двигателей обеспечить улучшение топливной экономичности и снижение вредных выбросов сформулировали перед фирмой ABB Turbocharging задачу активно развивать ра-

боты по системам двухступенчатого наддува (ДСН). Разработанная в 2010 году, ДСН была успешно реализована и широко применялась на стационарных и судовых двигателях в условиях, где нет жестких ограничений по габаритам. В настоящее время фирма расширяет сферу применения этой системы и предлагает ее использовать на железнодорожном транспорте для увеличения мощности двигателя, улучшения рабочих характеристик тепловоза и снижения эксплуатационных расходов. На основе имеющихся разработок была создана ДСН ABB Power2, включающий три турбокомпрессора (ТК): два ТК низкого давления и один высокого давления (рис. 1).

Габаритные размеры ДСН Power2 были минимизированы для оптимальной компоновки в тепловозе при сохранении пропускной способности агрегата наддува, что позволило уменьшить их на 25 % по сравнению с системой, состоящей из четырех ТК.

ДСН ABB Power2 прошла испытания в жестких условиях, характерных для работы железнодорожного транспорта с обеспечением эксплуатационной надежности и требуемого срока службы. Сроки обслуживания ТК были согласованы с интервалами между переборками двигателя, что позволило снизить расходы в эксплуатации. ДСН обеспечивает требуемые эксплуатационные характеристики в широком диапазоне изменения параметров окружающей среды, поддерживает работу двигателей с мощностью 80 % на высотах до 4000 м над уровнем моря и при колебании температуры от -40 до $+40$ °С. ДСН ABB Power2 обеспечивает уровень выбросов по Tier III со снижением расхода топлива на 6 % по сравнению с системой одноступенчатого наддува и в перспективе позволяет снизить уровень выбросов до Tier IV при уменьшенном размере реактора селективного каталитического восстановления (SCR), при достигнутом уровне расхода топлива. Учитывая возможности расширения сферы применения, фирма ABB разработала несколько вариантов ДСН для использования на тепловозах с мощностью двигателя от 1 до 3 МВт на один агрегат наддува. Одновременно с проектированием новых ДСН фирма ABB оценивает прогнозируемые ремонтные услуги, чтобы обе-

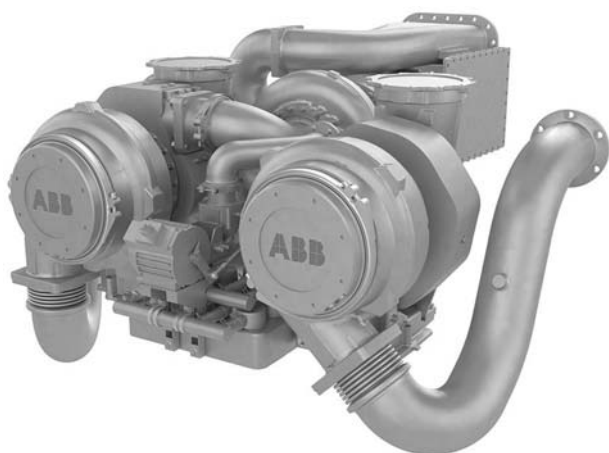


Рис. 1. Система двухступенчатого наддува с тремя турбокомпрессорами



Рис. 2. Новый турбокомпрессор A200-Н

спечить надежность ДСН и поддержание рабочих параметров силовой установки.

В дальнейшем планируется дополнить семейство ДСН турбокомпрессорами типа TPR с осевой турбиной для среднеоборотных двигателей тепловоза.

Первая ДСН ABB Power2 была разработана в тесной кооперации с фирмой Dalian CRRC Diesel engine Co., Ltd для высокооборотного тепловозного двигателя D180-16V.

Новый турбокомпрессор A200-Н со степенью повышения давления до 6,5

Турбокомпрессор A100-Н успешно применяется для наддува газовых двигателей, работающих со средним эффективным давлением $p_{ме}$ до 22 бар. Новый ТК A200-Н, предназначенный для наддува двигателей с $p_{ме} = 22\text{--}24$ бар, создан в результате модернизации ТК A100-Н и позволяет перекрыть требуемый диапазон по производительности и степени повышения давления π_k между ТК A100-Н и системой двухступенчатого наддува ABB Power2 (рис. 2).

ТК A200-Н обеспечивает степень повышения давления до 6,5 при ожидаемом КПД более 69 %, что превышает на 3 % КПД ТК A100-Н. Фирма гарантирует повышение мощности двигателя и КПД при использовании одноступенчатой системы наддува с одновременным сокращением эксплуатационных расходов, что обеспечивает работу двигателя без ограничения в широком диапазоне изменения условий окружающей среды.

Наряду с высоким π_k турбокомпрессор ABB A200-Н имеет повышенный запас по расходу воздуха от границы помпажа (увеличен на 70 %), что было подтверждено на испытательном стенде в пределах рабочей характеристики. Большой запас по производительности гарантирует отсутствие

помпажа и обеспечивает устойчивую работу двигателя.

Для изготовления колеса компрессора был использован алюминиевый сплав, и его конструкция обеспечивает минимальный ресурс 40 000 часов. Для достижения этого ресурса фирма использует свой обширный опыт в технологии изготовления и настройку рабочих параметров эксплуатации с использованием цифровых технологий.

Для турбокомпрессора ABB A200-Н разработана новая ступень турбины, что обеспечивает степень повышения давления в компрессоре 6,5. Все компоненты турбины, включая газоприемный корпус, сопловой аппарат, ротор турбины и выходной диффузор, обеспечивают высокие КПД при заявленных изготовителем сроках службы.

Для газовых двигателей различного применения, работающих в разных внешних условиях, имеется возможность отходить от традиционных режимов эксплуатации к технологически более обоснованным. С этой целью в некоторых модификациях ТК A200-Н будет использоваться расширенный набор контрольно-измерительных датчиков, позволяющих иметь доступ к информации о рабочих параметрах двигателя. Это позволит прогнозировать сроки службы и выдавать рекомендации по техническому обслуживанию на основе реальных эксплуатационных данных. Анализ этих данных дает возможность выполнить аналитическую оценку по состоянию ротора и его компонентов в каждом инспекционном интервале (обычно при наработке 20 000 часов при работе на природном газе) для подтверждения того, что установка полностью работоспособна до следующей проверки. После наработки 40 000 часов и последующих проверок имеется возможность по результатам аналитической оценки продлить срок службы ротора вместо традиционной замены деталей.

Безопасность и надежность — характерные особенности нового турбокомпрессора A200-Н, и все его компоненты обеспечивают работу в различных условиях эксплуатации. При пиковых ситуациях, например, при быстрых запусках двигателя, требуется, чтобы разработанные аналитические и инструментальные средства обеспечивали оптимизацию тепловых и механических напряжений во всех компонентах, включая корпус.

ТК A200-Н будет выпускаться в трех типоразмерах: A230-Н, A235-Н и A240-Н. Для каждого типоразмера предусмотрено исполнение двух вариантов ротора с соответствующими компонентами, позволяющими получить требуемую производительность. Оба ротора используют стандартное расположение корпуса подшипника.

Имеется два варианта подшипника: скольжения и качения. Подшипники качения позволяют увеличить механический КПД, особенно на долевых нагрузках, примерно на 15 %. Это дает возможность обеспечить более быстрый разгон ТК и запуск двигателя. Оба типа подшипника работают на стандартном моторном масле, однако его расход существенно сокращается при использовании подшипников качения. Переход на подшипники качения может быть выполнен при модульном обмене без других конструктивных изменений. Установка и крепление нового ТК А200-Н на двигателе такие же, как и для ряда ТК А100-Н, но в дальнейшем рассматривается возможность установки с гидравлическим закреплением или системой зажимной гайки.

Компактные турбокомпрессоры А255-Л и А260-Л для двухтактных судовых двигателей малого и среднего диаметра цилиндра

Для удовлетворения растущего спроса на компактные и эффективные ТК для малооборотных судовых двигателей фирма ABB Turbocharging выпустила новые ТК А255-Л и А260-Л (рис. 3), оптимизированные для двухтактных дизельных и газовых двигателей малого и среднего (до 600 мм) диаметра цилиндра.

По сравнению с серийными ТК А100-Л и А200-Л новые модели ТК имеют меньшие размеры и лучшие в своем классе характеристики, сохраняя при этом основные конструктивные особенности и новейшие технологии изготовления ротора. Компактная конструкция ТК обеспечивает удобство установки в современных отделениях, оптимизированных по размеру машинных. Обеспечивая высокую форсировку по среднему эффективному давлению, новые ТК А255-Л и А260-Л позволяют выпускать судовые двигатели с большей удель-



Рис. 3. Новый компактный турбокомпрессор для малооборотного судового двигателя

ной мощностью при меньшем размере двигателя. Новые ТК обеспечивают более высокую эффективность, снижение расхода топлива и выбросов вредных веществ. Для них требуются более низкие затраты на техническое обслуживание, что позволяет снизить эксплуатационные расходы. Новые ТК предназначены для работы двигателей на всех типах топлива, в том числе на двигателях, соответствующих уровню IMO Tier II или Tier III. Для оптимальной настройки на конкретный тип двигателя имеются различные варианты проточных частей, и обеспечивается принятая концепция обслуживания.

Литература

1. CIMAC Congress 2019 ABB <https://new.abb.com>offerings>Turbocharging>.

ОСОБЕННОСТИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДВС ПО КРИТЕРИЮ УСТАЛОСТИ МАТЕРИАЛА

*В.К. Румб, к.т.н., профессор, А.С. Школьный, аспирант,
Хтоо Наинг Аунг, магистр*

Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет (СПбГМТУ)

Отражены современные взгляды на физику накопления усталостных повреждений. Приведены методические основы, позволяющие прогнозировать усталостную долговечность деталей судовых ДВС. Рассмотрен механизм разрушения деталей с трещиной. Показано, как с помощью приведенных зависимостей удастся оценивать остаточный ресурс этих деталей.

Введение

В статье [1] затронута актуальная для судового дизелестроения проблема повторного использования деталей в новых жизненных циклах. Данная проблема связана с обеспечением запасными частями эксплуатирующихся на судах морально устаревших двигателей, зачастую снятых с производства. Для таких двигателей изготовление запасных деталей становится чрезмерно затратным. Выходом из данной ситуации может стать использование в качестве запасных частей деталей, бывших в эксплуатации, но обладающих остаточным ресурсом. Считается целесообразным применение деталей для повторного использования, если их остаточный ресурс составляет не менее 0,5–0,6 от долговечности новой детали [1]. Таким образом, остаточный ресурс служит критерием, по которому можно судить о возможности вторичного использования деталей без каких-либо ремонтно-восстановительных работ.

Вместе с тем, расчетная оценка остаточного ресурса деталей не относится к простой вычислительной операции. Трудности обусловлены уже неопределенностью самого понятия. По нашему мнению, остаточная долговечность — это выраженная в часах продолжительность работы детали от начала нового жизненного цикла до предельного состояния. Исходя из данного понятия остаточный ресурс определяется разностью между долговечностью новой детали и ее наработкой до момента нового использования. Если информацию о предыдущей наработке детали, ее фактическом состоянии, условий эксплуатации

удается получить, хотя она и не всегда достоверна, то по поводу предельного состояния детали существуют принципиальные разногласия.

Одни авторы предельным состоянием считают полное разрушение детали, ссылаясь на кривую усталости Велера. В этом случае естественно возникает проблема установления границы между поломкой и безопасной долговечностью с учетом реальных условий эксплуатации и неизбежных при этом случайных отклонений как действующей нагрузки, так и прочностных свойств материала.

Другие авторы под предельным состоянием понимают появление первых макроскопических усталостных трещин глубиной 0,2–0,5 мм. Однако практическая реализация этого предложения наталкивается на трудности дефектоскопии, при которой велика вероятность необнаружения таких трещин. Между тем испытания стандартных образцов показывают, что подобные трещины возникают уже после 20–30 % общего числа циклов до разрушения [2]. Отсюда следует вывод: деталь, имеющая макроскопические трещины, располагает относительно большой остаточной долговечностью и может еще длительное время безопасно эксплуатироваться.

Существует также мнение о недопустимости эксплуатации деталей с трещинами вообще. Категоричность данного утверждения противоречит физическому процессу усталости материала. По имеющимся сведениям усталостные трещины не возникают при рабочих напряжениях, в 4–5 раз меньших предела выносливости. Уменьшить рабочие напряжения до таких значений можно только за счет значительного увеличения размеров детали, что не всегда разумно.

Таким образом, прогнозирование остаточной долговечности вынуждает рассматривать две фазы усталостного разрушения. Первая фаза завершается образованием макроскопической трещины, вторая фаза — ростом трещины до критического размера, после которого наступает разрушение детали. В методическом плане это две самостоятельные задачи, поскольку закономерности процессов усталости материала в периоды этих фаз разные.

1. Методические основы прогнозирования долговечности деталей судовых ДВС

Изложенная ниже методика справедлива только для первой фазы усталостного разрушения. Как отмечено выше, эта фаза завершается образованием видимой макротрещины.

Для этой фазы оценка долговечности базируется на гипотезах, в которых развитие усталостной трещины рассматривается как последовательное накопление повреждений. Соответственно, когда полная накопленная поврежденность достигнет критической величины, происходит усталостное разрушение. Так, согласно линейной гипотезе Пальмгрена–Майнера, разрушение произойдет, если сумма накопленных повреждений станет равной единице, т. е. [2]

$$a_p = \sum_{i=1}^k \frac{p_i}{N_i} = 1, \quad (1)$$

где p_i и N_i — текущее число циклов нагружения и число циклов, при котором наблюдается разрушение (рис. 1); k — количество уровней напряжений.

Между тем результаты многочисленных испытаний лабораторных образцов на усталость показали, что значение a_p к моменту поломки находится в пределах от 0,05 до 4. Столь большой разброс естественно отражается на точности прогнозирования долговечности. Собственно поэтому В.П. Когаевым на основе обобщения соответствующих экспериментальных данных предложено подсчитывать a_p по формуле [3]

$$a_p = \frac{\sigma_{a \max} \xi - 0,5 \sigma_{-1}}{\sigma_{a \max} - 0,5 \sigma_{-1}}, \quad (2)$$

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

$$\xi = \sum_{i=1}^p \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \frac{v_i}{v_\Sigma};$$

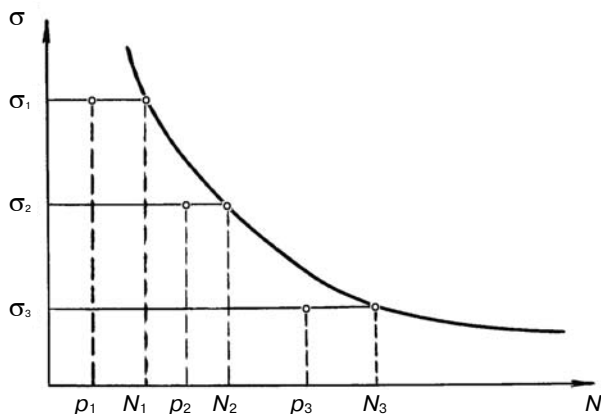


Рис. 1. Кривая усталости, поясняющая гипотезу линейного суммирования повреждений

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

Входящее в (1) число циклов N удобно определять по кривой усталости, если ее изобразить в двойных логарифмических координатах (рис. 2). При такой аппроксимации каждая ветвь кривой усталости описывается своим уравнением:

$$\begin{aligned} \sigma^{m_1} N &= \sigma_{-1}^{m_1} N_B \text{ при } N < N_B; \\ \sigma^{m_2} N &= \sigma_{-1}^{m_2} N_B \text{ при } N > N_B, \end{aligned} \quad (3)$$

где m_1 и m_2 — показатели степени, численно равные $m_1 = \text{ctg} \varphi_1$ и $m_2 = \text{ctg} \varphi_2$.

Долговечность деталей судовых ДВС принято выражать в часах наработки. Если каждый цикл нагружения совпадает по времени с одним оборотом двигателя, то текущая долговечность в часах и долговечность, соответствующая базовому числу N_B , будут

$$T = \frac{N}{60 n_M} \text{ и } T_B = \frac{N_B}{60 n_M},$$

где n_M — частота вращения двигателя, об/мин.

Тогда уравнения (3) можно переписать так:

$$\begin{aligned} T &= T_B \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^{m_1}, \text{ при } T < T_B; \\ T &= T_B \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^{m_2}, \text{ при } T > T_B. \end{aligned} \quad (4)$$

В формулах (4) отношение напряжений представляет собой не что иное, как коэффициент запаса прочности. Посредством этого коэффициента определяется степень приближения к предельному состоянию путем сопоставления его значения с минимально допустимой величиной $n_{\min}$. На основании приведенного определения выражение для долговечности детали при многоциклового усталости (когда $T > T_B$) принимают вид

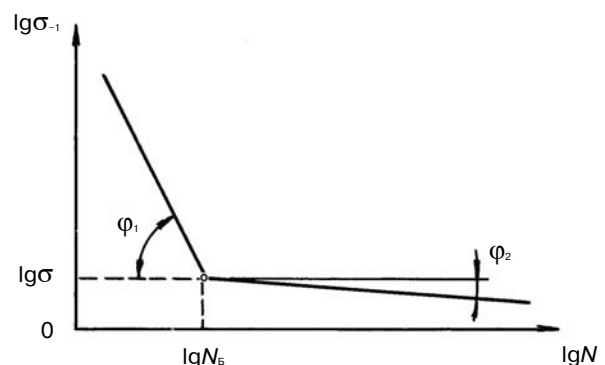


Рис. 2. Кривая усталости в двойных логарифмических координатах

$$T = T_B \left(\frac{n}{n_{\min}} \right)^{m_2}. \quad (5)$$

В вычислительном отношении зависимость (5) не является тривиальной, поскольку для ее практической реализации требуется выполнить расчет на выносливость, в результате которого определяют действительную величину коэффициента запаса прочности и его минимально допустимое значение. Различие между ними позволяет установить фактический запас прочности.

В реальных условиях ДВС работает на неустановившихся режимах. Если накопление повреждений на каждом режиме протекает независимо от других, то текущую наработку можно представить как долю полного ресурса, а именно

$$t_i = x_i T, \quad (6)$$

где x_i — доля времени работы на i -м режиме, причем

$$\sum_{i=1}^r x_i = 1.$$

После подстановки (5) и (6) в уравнение (1) и несложных алгебраических преобразований получим [4]

$$T = \frac{T_B a_p}{\sum_{i=1}^r \frac{x_i}{(n_i/n_{\min})^{m_2}}}. \quad (7)$$

Для напряженного состояния, которое задается фактическим запасом прочности, a_p следует подсчитывать по формуле

$$a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_{\min}^* / n_{\min}}{n_i / n_{\min}} x_i, \quad (8)$$

где $n_{\min}^*$ — минимальное значение коэффициента запаса прочности из совокупности значений n_i ; r — число рассматриваемых эксплуатационных режимов.

Следует отметить, если по формуле (8) получается $a_p < 0,2$, то эта величина в большинстве случаев не подтверждается опытными данными. Поэтому в таких случаях следует принимать $a_p = 0,2$ [5].

Формула (7) позволяет рассчитать длительность работы детали в часах до появления усталостной макротрещины. При этом долговечность выражается через коэффициенты запаса прочности, т. е. коэффициенты, которые по существу несут в себе обобщающую характеристику прочности детали.

2. Методические основы оценки остаточной долговечности

Под остаточной долговечностью будем понимать время роста видимой усталостной трещины до критического размера, после которого наступает

окончательное разрушение детали. Во многом это понятие является свидетельством того, что детали с трещинами обладают определенным запасом долговечности и могут эксплуатироваться, не представляя опасности для двигателя в целом.

Изложенные ниже методические основы оценки остаточной долговечности базируются на линейной механике разрушения [6]. Ее особенность заключается в том, что единственным параметром, который определяет напряженное состояние у вершины трещины, служит коэффициент интенсивности напряжений. В общем случае этот коэффициент вычисляется по формуле

$$K = Y \sigma \sqrt{\pi l}, \quad (9)$$

где Y — коэффициент, зависящий от вида нагружения и геометрии детали; σ — эквивалентное напряжение, подсчитанное без учета трещины; l — длина трещины.

По величине коэффициента интенсивности напряжений также судят о степени опасности трещины. Если $K < K_h$, то трещина не растет или растет очень медленно, соответственно опасности разрушения детали нет. Напротив, условие $K > K_c$ эквивалентно неуправляемому росту трещины и разрушению детали. Здесь K_h и K_c значения порогового и критического коэффициента интенсивности напряжений, равные

$$K_h = [12,7 - 0,006 \sigma_T - (11,37 - 0,0065 \sigma_T) R] / (1 - R);$$

$$K_c = \sqrt{(\vartheta_{\max} - \vartheta_{\min}) \frac{\pi \sigma_T E}{2 \cdot 10^{-3} Y} + K_h^2}.$$

В этих формулах: σ_T и E — предел текучести и модуль упругости материала детали (МПа); R — коэффициент асимметрии цикла переменных напряжений; $\vartheta_{\min}$ — минимальная скорость роста трещины, можно считать $\vartheta_{\min} = 10^{-10} - 10^{-11}$, мм/цикл; $\vartheta_{\max}$ — максимальная скорость роста трещины, зависит от вида напряженного состояния.

Для объемного напряженного состояния толщина детали должна удовлетворять условию

$$t \geq \frac{2,5 K_c^2}{\sigma_T^2}.$$

Знание величины K_c позволяет определить критическую длину трещины l_c . Понятно, что она является последним рубежом, после которого начинается самопроизвольное развитие трещины и наступает момент разрушения детали. На основании (9)

$$l_c = \frac{K_c^2}{\pi Y^2 \sigma_T^2}.$$

По сути, коэффициент интенсивности напряжений характеризует концентрацию напря-

жений в вершине трещины. Иначе говоря, трещина создает собственное поле напряжений, в котором напряжения обычно превышают предел текучести материала и таким образом формирует локальную пластическую зону у острия трещины (рис. 3). Радиус этой зоны при объемном напряженном состоянии подсчитывают по формуле

$$r = \frac{K^2}{6\pi\sigma^2}.$$

С учетом радиуса пластической зоны эффективная длина трещины, эквивалентная фактической поврежденности материала, составит

$$l' = l + r.$$

В упомянутой механике разрушения для описания скорости роста трещины в диапазоне от до предложено несколько зависимостей. Из них наиболее известной является формула Париса [2]:

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^q, \quad (10)$$

где C и q — величины, которые зависят от механических свойств материала детали и условий ее нагружения; ΔK — размах коэффициента интенсивности напряжений $\Delta K = K(1 - R)$.

После разделения переменных (10) можно переписать так

$$\int_{l_0}^{l'_\varepsilon} dl = \int_0^N C(\Delta K)^q dN,$$

где l_0 — начальная длина трещины.

Отсюда вытекает выражение для остаточной долговечности (число циклов нагружения) детали с трещиной

$$N = \frac{1}{C} \int_{l_0}^{l'_\varepsilon} \frac{dl}{(\Delta K)^q}. \quad (11)$$

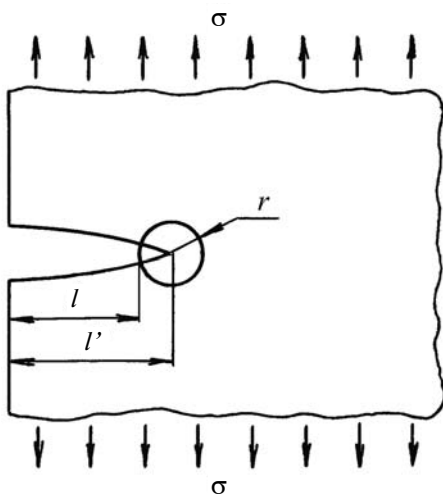


Рис. 3. Пластическая зона у вершины трещины

Формула (11) позволяет оценивать остаточную долговечность детали с трещиной при регулярном нагружении. В случае нерегулярного нагружения, характерного для реальных эксплуатационных режимов двигателя, расчет долговечности для каждого режима выполняется отдельно от других. В этом случае полная долговечность определяется суммированием долговечностей от каждого режима. Однако проще прогнозировать остаточную долговечность, если привести напряжения σ_i , действующие на отдельных режимах, к некоторому эквивалентному напряжению $\sigma_{\text{ЭКВ}}$, изменив соответственно длительность режима на эквивалентную величину [4].

Для приведения воспользуемся уравнением кривой усталости, на основании которого можно записать

$$\sigma_i^m \cdot t_i = \sigma_{\text{ЭКВ}}^m \cdot t_{i\text{ЭКВ}},$$

где m — показатель наклона кривой усталости.

Из последней зависимости следует

$$t_{i\text{ЭКВ}} = t_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} \right)^m.$$

Суммарное эквивалентное число циклов изменения напряжений составит

$$N_{\text{ЭКВ}} = \sum_{i=1}^r n_{iM} t_{i\text{ЭКВ}} = \sum_{i=1}^r n_{iM} t_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} \right)^m.$$

Итак, пользуясь понятием эквивалентных напряжений, можно заменить вычисления каждого эксплуатационного режима в отдельности одним расчетом по изложенной выше методике.

3. Имитационное моделирование при оценке долговечности

По своей физической сущности долговечность и остаточная долговечность не могут быть детерминированными величинами. Их случайность обусловлена влиянием большого количества факторов на процессы развития усталостных трещин. Из-за неодинакового влияния этих факторов точная оценка долговечности становится проблематичной. Поэтому в условиях неопределенности исходных данных необходим компромисс между расчетом и экспериментом. Достичь указанного компромисса можно с помощью имитационного моделирования.

Основные положения имитационного моделирования и практические аспекты его применения подробно рассмотрены в [7]. Не пытаясь повторить их полностью, отметим лишь то, что имитационное моделирование служит всего лишь средством, которое помогает решать задачи при неопределенных исходных данных. Они в имитационном моделировании не задаются, а разы-

гиваются с помощью специального генератора случайных чисел. Сначала он дает случайные числа, равномерно распределенные в диапазоне от 0 до 1, а затем эти псевдослучайные числа преобразуются в случайные числа с требуемыми вероятностными характеристиками. Получение случайных чисел по данному алгоритму принято называть процедурой Монте-Карло.

После получения случайных величин, составляющих исходные данные, производится расчет по рассмотренным алгоритмам. В результате многократных расчетов получается дискретный вариационный ряд искомой функции. Статистическая обработка этого ряда позволяет определить его уже неслучайные показатели: математическое ожидание, среднее квадратическое отклонение, коэффициент вариации и выдвинуть гипотезу о принадлежности ряда тому или иному вероятностному закону распределения. Проверка гипотезы производится по одному из известных критериев согласия.

Таким образом, с помощью имитационного моделирования удастся с высокой степенью достоверности описать функции распределения долговечности и остаточной долговечности. Знание этих функций позволяет достаточно легко прогнозировать ресурс как вероятностную величину.

Заключение

В заключении уточним понятия долговечность и остаточная долговечность деталей, которые испытывают действие циклических нагрузок.

Просто долговечность — это ресурс новой детали до момента образования видимой макроскопической усталостной трещины. В настоящее время расчет долговечности является обязательной частью любой проектной задачи, поскольку результаты этого расчета служат количественной

мерой для принятия окончательного решения по конструкции детали.

Понятие остаточная долговечность применимо к деталям, которые изначально имеют трещины или трещиноподобные дефекты, неважно каким образом полученные: в результате усталости или в процессе изготовления детали. Из данного определения следует, что говорить об остаточной долговечности имеет смысл для деталей, находящихся в эксплуатации и только после обнаружения на них трещин.

Несмотря на то что в основе расчета долговечности и остаточной долговечности лежат одни и те же физические процессы усталости материала, рассчитываются они по разным методикам.

Литература

1. *Сорокин В. А.* Проблемы реновации судовых ДВС // Двигателестроение. 2018. № 4. С. 24–30.
2. *Коллинз Дж.* Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / М. : Мир, 1984. 624 с.
3. *Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.* Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник. М. : Машиностроение, 1985. 224 с.
4. *Румб В. К.* Прочность и долговечность судовых машин и механизмов: учебное пособие. СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2014. 237 с.
5. *Волков Д. П., Николаев С. Н.* Надежность строительных машин и оборудования: учебное пособие. М. : Высшая школа, 1979. 400 с.
6. *Пестриков В. М., Морозов Е. М.* Механика разрушения твердых тел: курс лекций. СПб. : Профессия. 2002. 320 с.
7. *Шеннон Р.* Имитационное моделирование систем — искусство и наука. М. : Мир, 1978. 418 с.

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА РАСХОД КАРТЕРНЫХ ГАЗОВ

А.В. Колунин, к.т.н., И.А. Бурьян
Филиал ВА МТО МО РФ, г. Омск

Известно, что картерные газы негативно влияют на состояние смазочного масла, что может сказаться на сокращении ресурса двигателя. Особое внимание в рассматриваемом проблемном вопросе следует уделить режимам прогрева двигателя в условиях отрицательных температур. В статье описывается натурный эксперимент, состоящий в измерении расхода картерных газов при разных температурных состояниях двигателей. Установлена зависимость расхода картерных газов от температуры охлаждающей жидкости, рассматриваются возможные способы сокращения расхода картерных газов.

Рабочий процесс поршневого двигателя сопровождается прорывом газов через сопряжения деталей цилиндропоршневой группы в подпоршневое пространство (картер).

Температурное состояние двигателя можно охарактеризовать с помощью температурного поля, под которым понимается совокупность мгновенных значений температур во всех точках изучаемого пространства или системы [1].

Температурный диапазон деталей камеры сгорания имеет относительно широкие пределы, поэтому в конструкции предусмотрены тепловые зазоры в сопряжениях «гильза–поршень», а также в замках поршневых колец [2]. Наличие и размер тепловых зазоров в деталях цилиндропоршневой группы определяют значение мгновенного расхода картерных газов.

Продукты сгорания представляют собой смесь газов с различной степенью агрессивности, которые, попадая в картерное пространство, активно перемешиваются с парами и аэрозолем масла. Активному перемешиванию способствуют возвратно-поступательные движения поршней, а также вращение коленчатого вала и сложные плоскопараллельные движения шатунов. Форма картера достаточно сложная, движение газов и масла по картерному пространству трудно описать какими-либо законами.

Во избежание загрязнения окружающей среды, картерные газы современных двигателей направляются в камеру сгорания (замкнутая система вентиляции картера). Однако часть агрессивных

соединений поступает в масло. Растворяясь в масле такие соединения имеют низкую коллоидную стабильность и находятся в готовности перехода в нерастворенное (твердое) состояние. Таким образом, под воздействием ряда факторов на поверхностях деталей смазочной системы образуются мажеобразные отложения черного цвета, называемые низкотемпературными отложениями. Последние блокируют сетки маслоприемников, элементы масляных фильтров, откладываются в масляных магистралях, снижая их пропускную способность, оказывают общее негативное влияние на состояние смазочных систем [3].

Картерные газы включают в себя подвергшиеся термической деструкции и частично окисленные топливные фракции, состоящие из таких веществ, как карбены, карбоиды, сажа, сера, азот, вода. Последняя образуется в результате реакции окисления водорода топлива атомами кислорода. Влагосодержание продуктов сгорания топлива d определяется отношением массы паров воды к массе сухих газов:

$$d = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{с.г}}}. \quad (1)$$

При движении газов в объеме картерного пространства происходит их охлаждение и конденсация паров воды. На входе в систему вентиляции картера влагосодержание газов описывается следующей зависимостью:

$$d_1 = \frac{18,06 p_0}{M_{\text{с.г}} (p - p_0)}, \quad (2)$$

где 18,06 — молярная масса водяного пара; $M_{\text{с.г}}$ — молярная масса сухих газов; p — давление газов; p_0 — давление насыщенных паров воды.

Разница между d и d_1 определит количество воды, поступившей в смазочную систему.

Обводнение масла происходит наиболее интенсивно при работе двигателя на низкотемпературном режиме, что оказывает негативное влияние на его эксплуатационные свойства, дезактивирует моющие противоизносные и противопенные присадки, снижает эффективность ингибиторов коррозии и инициирует усиление межмолекулярных взаимодействий продуктов с низкой агрегатной устойчивостью [4, 5]. Динамику этих процессов определяет состав и расход кар-

терных газов, причем оба этих показателя зависят от температурного состояния двигателя. При этом суммарный негативный эффект может иметь синергетический характер. Активность движения картерных газов в значительной степени определяет наработку масла до достижения предельного состояния.

Наиболее неблагоприятные условия в системе смазки возникают при пуске и прогреве двигателя в условиях отрицательных температур. Как известно, ресурс работы двигателей заполярных регионов составляет около 70 % от ресурса средней полосы России при прочих равных условиях.

Возникает вопрос: насколько активно влияет температурный режим работы двигателя на расход картерных газов? Для ответа был проведен эксперимент, целью которого стало определение абсолютных значений расхода картерных газов при работе двигателя на различных температурных режимах. Эксперимент проводился в натурных условиях на предварительно подготовленных автомобилях КамАЗ-5350 с двигателями КамАЗ-740.30-260 рабочим объемом 10,85 литра.

В контрольную группу вошли пять автомобилей, находящихся на гарантии производителя. Пробег автомобилей с начала эксплуатации находился в диапазоне от 13 569 до 16 639 км.

Для реализации поставленных задач была разработана программа натурных испытаний. Суть эксперимента заключалась в пуске холодных двигателей без применения средств подогрева и прогреве на холостых оборотах коленчатого вала до температуры охлаждающей жидкости плюс 70 °С с одновременной регистрацией расхода картерных газов при определенных значениях температур.

Применение дополнительных средств гаражного оборудования обеспечивало надежность пуска. При планировании эксперимента принято допущение, которое заключалось в том, что температурное состояние двигателя следует определять по температуре охлаждающей жидкости. Допущение обосновано тем, что наружная поверхность гильз цилиндров находится в непосредственном контакте с охлаждающей жидкостью, при этом с их внутренней стороны в сопряжениях «гильза— поршень» осуществляются процессы перехода рабочего тела из камеры сгорания в картерное пространство. Измеряемые параметры проводимого эксперимента делились на фиксированные и варьируемые. К фиксированным параметрам относились частота вращения коленчатого вала и нагрузка, к варьируемым — температура охлаждающей жидкости, расход картерных газов и время.

Для регистрации температуры охлаждающей жидкости, на жидкостные коллекторы устанавли-

Таблица

Условия проведения эксперимента

Климатический показатель, размерность	Значение
Температура воздуха, °С	–32
Атмосферное давление, мм рт. ст.	774
Влажность воздуха, %	98
Скорость ветра, м/с	1

вались датчики, связанные с многоканальным измерителем температуры МИТ-12. Через каждые 60 секунд измеритель температуры «опрашивал» датчики, полученные значения заносятся в память ЭВМ. Расход картерных газов определялся расходомером камерного типа СГМН-1 с пределом измерения — 180 дм³/мин.

В целях обеспечения герметичности картерного пространства в трубку маслоизмерительной линейки установили заглушку. Герметичность системы проверялась визуальным осмотром на наличие протечек масла, а также посредством нагнетания дымовых газов внутрь.

Эксперимент проводился в городе Омске Российской Федерации, атмосферные условия проведения эксперимента приведены в таблице.

Программой эксперимента предусматривалось:

- запуск двигателя без применения средств предпускового подогрева;
- установка частоты вращения коленчатого вала 1400 об/мин;
- регистрация значений температуры охлаждающей жидкости;
- регистрация показаний расходомера картерных газов при определенных значениях температуры;
- обработка и анализ полученных результатов.

Частота вращения коленчатого вала двигателей составляла 1400 об/мин и оставалась неизменной до достижения температуры охлаждающей жидкости плюс 70 °С.

По показаниям расходомеров были определены среднеарифметические значения расхода картерных газов и построена графическая зависимость их расхода от температуры охлаждающей жидкости (рисунок). Кривая аппроксимирована в программе «Origin» полиномом второго порядка.

Коэффициент детерминации составил $R^2 = 0,99$. Из диаграммы видно, что низкотемпературный режим работы двигателя сопровождается повышенным расходом картерных газов, что объясняется увеличенным значением тепловых зазоров в сопряжениях деталей цилиндропоршневой группы.

В результате выполненного эксперимента было определено:

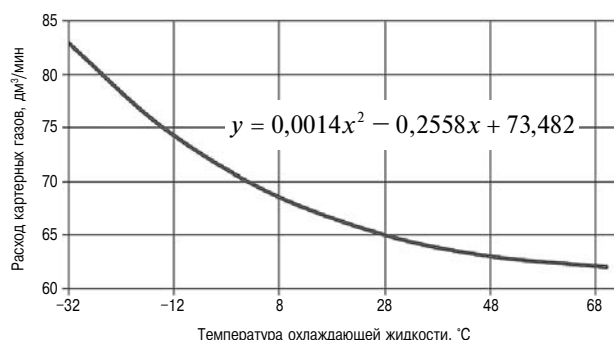


Рис. 1. Диаграмма зависимости расхода картерных газов от температуры охлаждающей жидкости двигателя

➤ при работе двигателя с температурой охлаждающей жидкости плюс 70 °С расход картерных газов составил 62 дм³/мин;

➤ при температуре охлаждающей жидкости –32 °С расход картерных газов составил 83 дм³/мин, то есть на 35 % больше, чем в прогретом состоянии.

При температуре охлаждающей жидкости плюс 68 °С расход картерных газов стабилизируется и составляет 62 дм³/мин.

Низкотемпературный режим оказывает отрицательное воздействие на полноту сгорания топлива. Подвергшиеся термической деструкции, частично окисленные топливные фракции и вода снижают эксплуатационные свойства моторных масел, образуют парамагнитную дисперсную фракцию стабильных свободных радикалов, создавая отложения в смазочной системе [6]. При этом высокая активность движения картерных газов поддерживает динамику негативных процессов.

Расход картерных газов зависит не только от температуры, но и от состояния деталей цилиндропоршневой группы. Полностью исключить этот процесс не представляется возможным,

однако можно противодействовать его негативным последствиям. Например, применение в конструкции двигателей северного исполнения высоко эффективных систем вентиляции картера работающих по принципу нагнетания приточно-подогреваемого воздуха имеющего изначально отрицательную температуру и низкое влагосодержание.

Моторное масло оказывает герметизирующее воздействие на сопряжения деталей цилиндропоршневой группы. Степень герметизации зависит от вязкости. Избирательный подход к выбору моторного масла, к его вязкостно-температурным характеристикам, с учетом условий в которых эксплуатируется техника, позволит минимизировать негативные последствия описанных процессов и позитивно влиять на ресурс двигателя.

Литература

1. Эртман С.А. Приспособленность автомобилей к зимним условиям эксплуатации по температурному режиму двигателей : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.10 / Эртман Сергей Александрович. — Тюмень, 2004. — 180 с.
2. Венцель С.В. Газодинамический фон в картере двигателя / С.В. Венцель, И.А. Коровянский // Двигелестроение. — 1982. — № 1. — С. 32–36.
3. 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 / А.В. Колунин. Омск (СибАДИ). — 2006. — С. 40–74.
4. Devlin M.T., Baren R.E., Sheets R.M., McIntosh K., Turner T.L., and Jao T. Characterization of deposits formed on sequence III G pistons. SAE paper 2005-01-3820, 2005.
5. Корнеев С.В. Обводнение и коллоидная стабильность моторных масел / С.В. Корнеев, В.М. Дудкин, А.В. Колунин // Химия и технология топлив и масел. № 4. — 2006. — С. 33–34.
6. Batko M.A., Florkowski D.W., Devlin M.T., Li S., Eggerding D. W., Lam W.Y., McDonnell T.F., and Jao T. Low temperature rheological properties of aged crankcase oils. SAE paper 2000-01-2943, 2000.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ ОБЪЕКТОВ

*В.О. Сайданов, д.т.н., профессор, ВИ(ИТ) ВА МТО им. генерала армии А.В. Хрулева
А.Б. Михайлин, к.т.н. доцент*

О.Л. Мартемьянов, к.т.н. доцент, зав. отд. НТЦ «Комплексное развитие инженерной инфраструктуры» в Санкт-Петербурге АО «Газпром Промгаз»

Рассмотрены вопросы обеспечения структурной надежности существующих и перспективных систем децентрализованного энергоснабжения специальных объектов. Акцентируется внимание на особенностях систем с альтернативными источниками энергии. Разработана оценочная вероятностная модель и приведены результаты расчетов надежности с учетом влияния и значимости элементов систем на эффективность функционирования. Показаны преимущества и перспективные направления совершенствования сложнокомбинированных систем энергоснабжения для обеспечения максимального значения коэффициента системной готовности при ограниченной безотказности элементов.

Системы децентрализованного энергоснабжения специальных объектов (далее по тексту статьи — системы энергоснабжения или СЭС) предназначены для производства, преобразования, накопления и распределения по потребителям электрической и тепловой энергии. По надежности снабжения энергией потребители энергии СЭС, как правило, относятся к первой группе. Причем в части надежности снабжения электрической энергией нередко предъявляются повышенные требования к потребителям, так называемой особой группы. СЭС являются сложными техническими системами, предполагающими длительную эксплуатацию с заданной надежностью, поэтому для парирования негативного влияния возможных неисправностей оборудования СЭС в них предусматривается структурно-функциональное резервирование, а также организация оперативного восстановительного ремонта. В этой связи актуальной задачей является оценка текущей надежности СЭС как на этапе эксплуатации, так и при проектировании ее структуры и выборе состава оборудования. По составу источников энергии, входящих в СЭС, а также по специфике связей между источниками и режимами их работы, обусловленными принятой технологией выработки электрической и тепловой энергии, СЭС такого рода можно условно отнести к одной из следующих трех групп [1], показанных на рис. 1.

В СЭС с отдельной выработкой энергии электроэнергетическая часть в простейшем случае состоит из резервного электроагрегата (ЭА) на основе двигателя внутреннего сгорания (ДВС), агрегатированного с синхронным электрическим генератором, и распределительного устройства (РУ) электрической энергии (P). Такая упрощенная структура показана на рис. 1, а. В современных СЭС электроэнергетическая часть, как правило, включает в свой состав несколько ЭА, подключенных к РУ. Тепловая часть СЭС состоит из котельной теплогенерирующей установки (ТГУ) на основе традиционного котельного оборудования, использующего, как и ЭА, углеводородное топливо (УТ), и распределительного теплового пункта (РТП), обеспечивающего потребителей тепловой энергией (Q).

Электротехническая и теплотехническая компоненты таких СЭС технологически изолированы

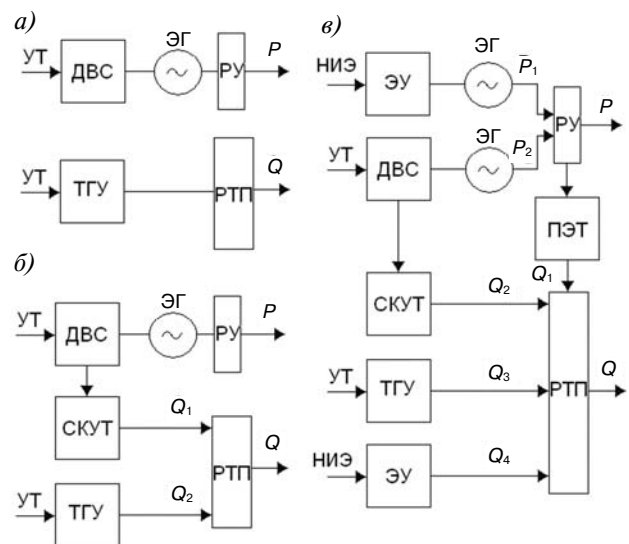


Рис. 1. Структурные схемы СЭС:

УТ — углеводородное топливо; ДВС — двигатель внутреннего сгорания; ЭГ — электрические генераторы ЭА и НИЭ; РУ — распределительное устройство; ТГУ — теплогенерирующая установка; РТП — распределительный тепловой пункт; P — электрическая энергия; Q, Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 — потоки тепловой энергии; СКУТ — система комплексной утилизации теплоты ДВС; НИЭ — нетрадиционный источник энергии; ЭУ — энергетическая установка, предназначенная для преобразования нетрадиционных видов энергии; ПЭТ — преобразователь электрической энергии в тепловую энергию

и связаны лишь опосредованно — через систему электроснабжения собственных нужд ТГУ. В штатном режиме работы котельная автоматика и насосное оборудование ТГУ, как правило, снабжаются электрической энергией от сетевых вводов, а электрическая энергия от РУ ЭА используется только при сетевой аварии или в специальном режиме принудительного отказа от сети в угрожаемый период. Для изолированных от сети СЭС, работающих в так называемом островном режиме, единственным первичным источником энергии является химическая энергия УТ, поэтому все электроснабжение, в том числе и для собственных нужд, осуществляется только от ЭА или системы ЭА.

Комбинированная СЭС (рис. 1, б) дополнительно к структуре системы на рис. 1, а включает в свой состав систему комплексной утилизации тепла (СКУТ), позволяющую использовать попутное (когенерационное) тепло Q_1 работающего под нагрузкой ДВС. В случае полной когенерации это тепло отработавших газов, рубашки охлаждения блока цилиндров, масляной системы и охладителя надувочного воздуха. В РТП комбинированной СЭС осуществляется суммирование попутного теплового потока Q_1 от ДВС с основным тепловым потоком Q_2 от ТГУ, что позволяет обеспечить существенно большую топливную экономичность таких СЭС по сравнению с СЭС первого типа. Комбинированные СЭС по этой причине являются перспективными. Специфической особенностью СКУТ является прямая зависимость когенерационного теплового потока Q_1 от величины электрической мощности P текущей нагрузки ДВС, поэтому такие системы целесообразны для применения только в автономных (не сетевых) СЭС.

С точки зрения структурной надежности представляется существенным, что в летний период при сравнительно малом потреблении тепла Q , в комбинированных СЭС появляется возможность для отключения от РТП всего оборудования ТГУ или, по крайней мере, большей его части. Это создает предпосылки для существенного повышения общесистемной надежности СЭС за счет экономии технического ресурса отключаемой части ТГУ и обеспечения благоприятных условий для проведения полноценных профилактических эксплуатационных мероприятий на отключенных частях системы в летний период.

Сложно-комбинированная (поливалентная [2]) СЭС (рис. 1, в) является развитием концепции системы второго типа. В ее состав дополнительно включены энергетические установки, использующие альтернативные (нетрадиционные) источники электрической и (или) тепловой энергии

от возобновляемых источников (НИЭ), особенности использования которых пояснены ниже.

Специфика и целесообразность использования НИЭ в составе СЭС зависят, в первую очередь, от таких климатических и ситуационных условий предполагаемого места установки, как средняя годовая скорость ветра и географическая широта места. Количество энергии, которое может быть получено от НИЭ в каждый конкретный момент времени (доступная мгновенная мощность), априори точно неизвестно. Понятно, что при использовании в качестве НИЭ солнечных фотоэлектрических панелей (ФЭП), ветровых генераторов и (или) солнечных тепловых коллекторов, их доступная мгновенная мощность будет в первую очередь зависеть от текущей скорости ветра и инсоляции. Именно поэтому доступное (ожидаемое) количество энергии от НИЭ при проектировании их установки может быть определено только на уровне вероятностных оценок, как правило, сезонных. В этой связи НИЭ в составе СЭС должны быть выбраны с разумным запасом и особым образом скомбинированы (гибридизированы) с традиционными источниками энергии — ЭА и ТГУ, текущая мощность которых детерминирована и может быть автоматически откорректирована в процессе работы в соответствии с текущей потребностью.

Большей определенностью в части прогнозной выработки электрической энергии характеризуются гидроэнергетические НИЭ. Однако и им присуща вариация выработки энергии, обусловленная сезонными колебаниями допустимого расхода воды через гидрогенераторы в зависимости от текущей гидрологической обстановки. В силу специфичности (уникальности) условий, предъявляемых к месту для их установки, массовое применение гидроэнергетических агрегатов специально для нужд военной инфраструктуры представляется маловероятным.

Для территориально удаленных систем, функционирующих изолированно от централизованных сетей электроснабжения, важными факторами являются стоимость и возможность обеспечения регулярной доставки УТ к месту дислокации СЭС. В этом случае экономическим критерием целесообразности использования того или иного вида НИЭ в конкретном проекте является ожидаемая доля УТ, предполагаемая к замещению с помощью НИЭ в процессе планируемой эксплуатации проектируемой СЭС.

Упомянутое замещение осуществляется, в первую очередь, за счет электрогенерирующих НИЭ, преимущественно фотоэлектрических панелей или ветровых генераторов, обеспечивающих выработку именно электрической энергии P_1 . Использовании таких НИЭ позволяет в ус-

ловиях сохранения общего электрического баланса P в СЭС снизить потребную текущую выработку P_2 от ЭА на основе ДВС. Реализация такой схемы при правильном проектировании и грамотной эксплуатации позволяет существенно (на половину или более) снизить потребление УТ традиционными электроагрегатами. Кроме того, в случае избыточной выработки электрической энергии P_1 электрогенерирующими НИЭ, эта избыточная часть может быть преобразована в тепловую энергию Q_1 с помощью соответствующих преобразователей (ПЭТ). Разновидностью ПЭТ, например, являются электрические водогрейные котлы или электрические воздушные калориферы. Ввиду того что нагревательные элементы не требовательны к форме синусоиды, частоте и другим параметрам качества электрической энергии, то упомянутая избыточная часть электрической энергии P_1 может быть снята непосредственно с силовой обмотки ветрового генератора или сборного щита фотоэлектрических панелей, т. е. до ее преобразования в инверторах в чистую синусоиду. Эта часть не вполне кондиционной электрической энергии может быть подключена в РУ к специальной так называемой вспомогательной шине [3]. Таким образом, обеспечивается возможность направления значительной части условно бесплатной возобновляемой энергии от НИЭ на цели обогрева, вместо того чтобы рассеивать ее впустую, например, на балластной нагрузке системы электродинамического торможения ветрового генератора.

Существенно, что, помимо повышения экономической эффективности СЭС, такое техническое решение позволяет увеличить структурную надежность тракта выработки тепловой энергии Q_1 , поскольку упомянутая выше вспомогательная шина [3] (даже в случае отказа электрической части ЭА, выпрямителя или инвертора) не отключается от ветрового генератора по соображениям его конструктивной безопасности. Наличие в структуре РУ вспомогательной шины позволяет использовать ее и для профилактической цели — при эксплуатации ДВС в составе ЭА с целью его дополнительной дозагрузки в полезном эксплуатационном режиме «прожигания», который на практике используется для исключения «коксования» распылителей форсунок.

Вторым направлением замещения УТ в СЭС третьего типа является непосредственная генерация потока тепловой энергии Q_4 с помощью солнечных коллекторов или тепловых насосов — как для обеспечения горячего водоснабжения, так и для нужд обогрева. Эта компонента замещения УТ в сильной степени зависит от климатических и ситуационных условий места установки. Солнечные коллекторы широко используются в

южных регионах в комплекте с тепловыми аккумуляторами. Оборудование этого класса НИЭ является относительно дешевым и надежным, однако его использование в средних широтах носит сезонный характер.

В области НИЭ электрогенерирующего типа предпочтительными являются фотоэлектрические панели. Современные исследования и практический опыт [4] проектирования и эксплуатации систем с НИЭ для Северных регионов (в том числе на 66° с.ш.) показали, что областью целесообразного использования ФЭП могут быть и Арктические регионы. Зоной целесообразного использования ветровых генераторов являются области с высоким ветровым потенциалом (средней годовой скоростью ветра не менее 5 м/с), преимущественно в островных или прибрежных условиях. Эксплуатационная надежность ФЭП существенно выше, чем у ветровых генераторов. В случае эквивалентных по ожидаемой выработке условий более предпочтительными являются ФЭП.

Топология и алгоритмы функционирования сложнокомбинированных СЭС (рис. 1, в) позволяют в значительной мере компенсировать недостатки, присущие НИЭ, и использовать их достоинства в перспективных децентрализованных СЭС.

Сравнительная оценка структурной надежности вариантов СЭС, представленных на схемах рис. 1, может быть осуществлена с помощью известных методов [5].

Расчетные структурные схемы, разработанные на основе функционально-технологического анализа, показаны на рис. 2.

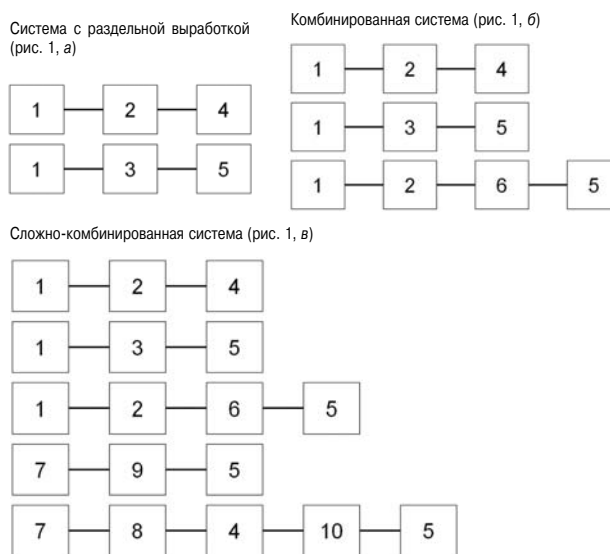


Рис. 2. Структурные схемы функциональных трактов: 1 — склад топлива; 2 — ЭА с ДВС; 3 — ТГУ; 4 — РУ; 5 — РТП; 6 — СКУТ; 7 — НИЭ; 8 — ЭУ, преобразующая НИЭ в электрическую энергию; 9 — ЭУ, преобразующая НИЭ в теплоту; 10 — ПЭТ

Таблица 2

Показатели надежности функциональных трактов

Вариант структурной схемы СЭС (по рис. 1)	№ строки по схеме рис. 2, вид энергии	Коэффициенты готовности частных подсистем $K_{гс}$
Раздельная выработка, вариант (а)	1, электроэнергия	0,854
	2, теплота	0,931
Комбинированная система, вариант (б)	1, электроэнергия	0,854
	2, теплота	0,931
	3, теплота	0,853
Сложно-комбинированная система, вариант (в)	1, электроэнергия	0,854
	2, теплота	0,931
	3, теплота	0,853
	4, теплота	0,580
	5, электроэнергия и теплота	0,572

В основу структурной схемы положены последовательные цепи надежности следующих функциональных трактов:

1–2–4 — выработка электрической энергии за счет УТ;

1–3–5 — выработка тепловой энергии за счет УТ;

1–2–6–5 — выработка когенерационного тепла;

7–9–4 — выработка электрической энергии НИЭ;

7–9–5 — выработка тепловой энергии НИЭ;

7–8–4–10–5 — выработка тепла из избыточной электрической энергии НИЭ.

Опыт эксплуатации СЭС и результаты проведенных исследований показывают, что для оценки структурной надежности приведенных схем адекватным является допущение о стационарности потока отказов λ_i и восстановлений μ_i соответствующих элементов СЭС $i = 1, 2, \dots, 10$. На содержательном уровне это обусловлено тем, что рассматриваемые СЭС относятся к классу специальных систем постоянной готовности с длительным циклом функционирования. Плановый период штатной работы которых, после ввода в эксплуатацию и первичной приработки, составляет десятки лет. В этой связи в качестве комплексных показателей надежности элементов и подсистем (функциональных сборок на их основе) приняты именно стационарные значения коэффициентов готовности $K_{гi}$. Исходные параметры надежности типовых элементов СЭС и соответствующие им расчетные значения показателя надежности $K_{гi}$ приведены в табл. 1.

Для предварительной оценки надежности [6] структур (рис. 2) вычислены значения коэффициента готовности частных подсистем — функцио-

нальных трактов $K_{гс}$. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Анализ вычисленных значений показателей надежности элементов (табл. 1) и функциональных трактов (табл. 2) показывает, что наиболее критичной в отношении надежности является функциональная сборка ЭА с ДВС. Именно поэтому разработка и производство надежных приводных двигателей для ЭА СЭС является наиболее актуальной задачей. В современных СЭС для обеспечения структурной надежности электро-энергетическая часть, как правило, состоит из нескольких ЭА, подключаемых к сборной шине РУ.

Из сопоставления данных таблицы предварительного расчета видно, что с позиции структурной надежности предпочтительной является сложно-комбинированная СЭС, позволяющая увеличить надежность функционального тракта выработки электрической энергии (строка 1 в таблице на рис. 2) за счет запараллеливания его с функциональным трактом НИЭ (строка 5).

Детальное исследование структурной надежности рассмотренных вариантов СЭС с учетом внутривидовых функциональных связей целесообразно провести на основе общего логико-вероятностного метода автоматизированного моделирования систем (ОЛВМ) [7].

В соответствии с примененной методикой [7, 8] разработаны схемы функциональной целостности (СФЦ) вариантов СЭС и соответствующие им логические функции. Схемы и функции представлены на рис. 3.

На основе разработанных структур с помощью программного комплекса «АРБИТР» [7–9], реализующего процедуру автоматизированного структурно-логического моделирования (АСЛМ), получены и сведены в табл. 3 уточненные расчет-

Таблица 1

Расчетные значения показателя надежности $K_{гi}$

№ элемента	Обозначение (название) элемента	Параметры надежности элементов			Показатель надежности
		Интенсивность отказов $\lambda_i, \text{ч}^{-1}$	Среднее время восстановления $t_{vi}, \text{ч}$	Интенсивность восстановления $\mu_i, \text{ч}^{-1}$	
1	Топливный склад	0,001	24	0,042	0,977
2	ЭА с ДВС	0,003	48	0,021	0,875
3	ТГУ	0,001	48	0,021	0,954
4	РУ	0,0001	12	0,083	0,999
5	РТП	0,0001	12	0,083	0,999
6	СКУТ	0,0001	6	0,167	0,999
7	НИЭ	0,01	72	0,014	0,583
8	ЭУ с НИЭ (э)	0,0003	48	0,021	0,986
9	ЭУ с НИЭ (т)	0,0001	48	0,021	0,995
10	ПЭТ	0,0003	12	0,083	0,996

Система с раздельной выработкой (рис. 1, а), логическая функция работоспособности и структура

Комбинированная система (рис. 1, б), логическая функция работоспособности и структура

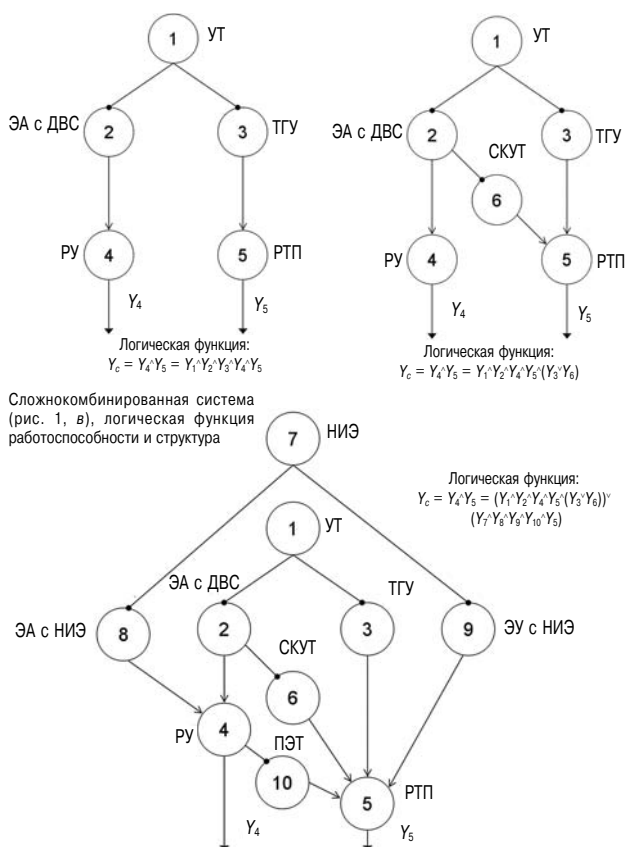


Рис. 3. Схемы функциональной целостности систем энергоснабжения и логические функции:

Функциональные события элементов $i = 1 \dots 10$:

1 — поступление углеводородного топлива (УТ); 2 — функционирование ЭА с ДВС; 3 — функционирование ТГУ; 4 — функционирование РУ; 5 — функционирование РТП; 6 — функционирование СКУТ; 7 — наличие нетрадиционной энергии НИЭ; 8 — функционирование ЭУ, преобразующих НИЭ в электрическую энергию; 9 — функционирование ЭУ, преобразующих НИЭ в теплоту; 10 — функционирование ПЭТ

Выходные функции СЭС:

Y_i — выходные функции, $i = 1 \dots 10$, элементов СЭС; Y_4 — выходная функция системы энергоснабжения по электро-энергии; Y_5 — выходная функции системы энергоснабжения по теплу

ные значения системных показателей надежности $K_{гс}$ для рассматриваемых вариантов СЭС.

Анализ вычисленных значений $K_{гс}$ показывает, что в рассмотренных вариантах СЭС имеет место тенденция повышения коэффициента готовности $K_{гс}$ комбинированной и сложнокомбинированных систем по сравнению с системой раздельной выработки, несмотря на усложнение структур этих схем (введение в состав дополнительных элементов и связей). Увеличение надежности систем по выбранному показателю связано с введением резервирования обусловленного дополнительной функциональной избыточностью схем комбинированной и сложно-

Таблица 3

Уточненные расчетные значения системных показателей надежности $K_{гс}$

Вариант схемы СЭС	Коэффициент готовности системы $K_{гс}$
Система с раздельной выработкой электроэнергии и теплоты (а)	0,814
Комбинированная система энергоснабжения (б)	0,853
Сложнокомбинированная система энергоснабжения (в)	0,936

комбинированной систем. Так, ключевые функциональные элементы тракта выработки тепловой энергии (ТГУ и РТП) в комбинированной системе (б) резервируются комплексной системой утилизации тепла, обуславливая, таким образом, существенное возрастание надежности (по показателю готовности) всей теплогенерирующей части такой СЭС. В сложнокомбинированной системе (в) глубина функционального резервирования еще выше за счет включения НИЭ в ее структуру. Это фактически означает резервирование не только теплового и электрического трактов, но и самих первичных источников энергии.

Существенным дополнением к общепризнанным методам оценки надежности структурно-сложных систем в ОЛВМ является определение величин значимости Z_i основных функциональных элементов.

Величины значимости Z_i позволяют количественно оценить, какую роль играет надежность отдельных элементов в реализации надежности всей системы в целом, а также выделить в системе наиболее уязвимые и ненадежные элементы, что позволяет в контексте решаемой задачи обеспечить целенаправленный синтез СЭС и оценить синергетическое влияние упомянутого выше комбинирования функциональных сборок.

Гистограммы по результатам расчета Z_i для схем (рис. 3) представлены на рисунках 4а–4в.

Из их анализа следует следующее.

1. Для системы с раздельной выработкой электрической энергии и теплоты наиболее критичными элементами являются ЭА с ДВС. Критичность ТГУ в системе существенно меньше в силу ее большей по сравнению с ЭА с ДВС надежности. Разброс по значениям Z_i по отношению к другим элементам значительный, что в данном случае, с учетом низкого значения системного коэффициента готовности ($K_{гс} = 0,814$), свидетельствует о нерациональности такой структуры СЭС и необходимости ее совершенствования.

2. Для системы с комбинированной выработкой электрической и тепловой энергии и теплоты ЭА наиболее критичными элементами остаются ЭА

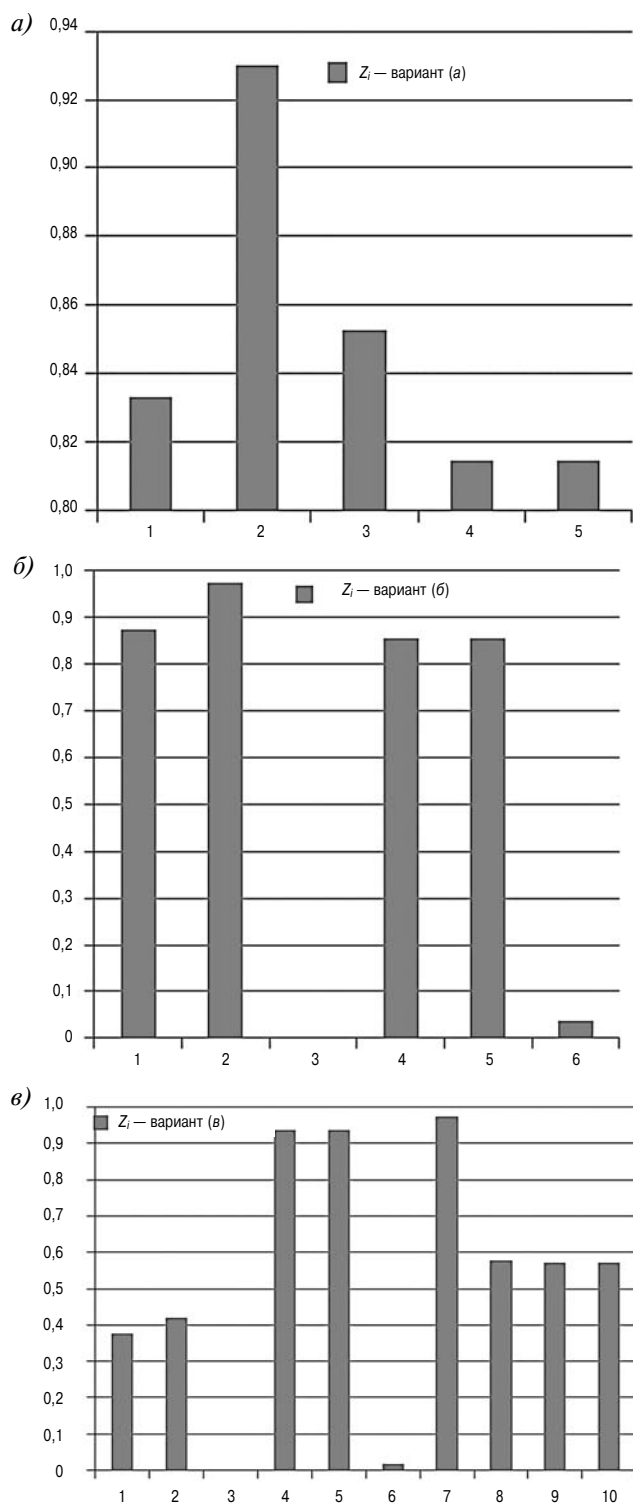


Рис. 4. Величины значимости элементов:

а — для системы с отдельной выработкой энергии; *б* — для сложнокомбинированной системы выработки энергии; *в* — для комбинированной системы выработки энергии

с ДВС. ТГУ в данной схеме не критична за счет наличия КСУТ, которая интегрирована в резервированную тепловую схему. В данной комбинированной схеме (см. рис. 3) очевидна критичность топливной системы в силу того, что

УТ в данном случае является единственным источником энергии. Значение системного коэффициента готовности ($K_{гс} = 0,853$) здесь выше, чем у схемы (а). Данная схема является компромиссной. Может быть вполне приемлемой и перспективной при увеличении надежности функционального тракта ЭА с ДВС.

3. Для сложнокомбинированной СЭС критичными являются надежность поступления энергии от НИЭ (элемент 7) и, вполне ожидаемо, «суммирующие» энергию элементы: РУ и РТП (элементы 4 и 5). Значение системного коэффициента готовности ($K_{гс} = 0,936$), характерного для такой СЭС, существенно выше, чем при использовании схем (а) или (б). Причиной этого является полное резервирование как теплового, так и электрического трактов. Схема СЭС сложнокомбинированного типа наиболее перспективна. Особенность заключается в том, что увеличение надежности НИЭ (элемента 7 схемы) осуществляется не обычными инженерными методами, а за счет тщательного учета природно-климатических условий применения альтернативных источников энергии.

Таким образом, выполненная сравнительная оценка вероятностных характеристик функциональной надежности вариантов построения СЭС позволяет рекомендовать к использованию в качестве базовой для специальных объектов общего назначения схему сложно-комбинированной системы.

Литература

1. Сайданов В.О., Смолинский С.Н., Булат Р.Е. Концепция децентрализованного энергоснабжения объектов МО РФ и проблемы подготовки военных инженеров-энергетиков // Двигателестроение. 2015. № 2(260). С. 28–32.
2. Аверьянов В.К. Поливалентные системы зданий. Энергетический баланс и оценка эффективности использования топлива / В.К. Аверьянов, А.И. Тютюнников // Теплоэнергоэффективные технологии. 2002. № 1. С. 6–10.
3. Михайлин А.Б. Гибридная система электроснабжения на мысе Сеть-Наволоч // Академия энергетики. СПб., 2010. № 5(37). С. 46–56.
4. Михайлин А.Б., Астахов А.В. Комбинированные системы электроснабжения. Опыт эксплуатации, вопросы импортозамещения и удаленного мониторинга / Материалы XVII международной конференции. Состояние развития энергетики связи «СПРЭС-2016». С. 7–14.
5. Надежность и эффективность в технике. Справочник в десяти томах. Математические методы в теории надежности и эффективности / под ред. Б.В. Гнеденко. М.: Машиностроение, 1987 Т. 2. 280 с.
6. Рябинин И.А. Надежность и безопасность структурно-сложных схем. СПб.: Политехника, 2000. 247 с.
7. Можжаев А.С., Громов В.Н. Теоретические основы общего логико-вероятностного метода автоматизированного моделирования систем. СПб.: ВИТУ. 2000. 145 с.
8. Можжаев А.С., Алексеев А.О., Громов В.Н. Автоматизированное логико-вероятностное моделирование технических систем. Руководство пользователя ПК АСМ, версия 5.0. СПб.: ВИТУ, 1999. 63 с.
9. ПК АРБИТР разработан с использованием среды программирования Borland Delphi Professional, Version 7.0 (Build 4.453), Copyright © 1983-2002, Borland Software Corporation, Registration Key: 9617613.

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА (материалы конгресса CIMAC-2016)

Глобальное потепление и рост загрязненности воздуха — основные факторы, вынуждающие производителей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) искать альтернативу традиционным видам топлива. К наиболее перспективным вариантам альтернативного топлива относятся спирты. Топлива для ДВС на основе спиртов рассматриваются как одно из направлений возобновляемой энергетики, позволяющее снизить выбросы токсичных газов и CO₂. Первоочередными объектами исследований в этой области являются метанол и этанол. Данная работа представляет собой часть исследовательского проекта под названием «LeanShips». Эта аббревиатура расшифровывается как «Суда, работающие на низкокалорийном топливе с практически нулевыми вредными выбросами» («Low Energy And Near-to-zero emission Ships»). Речь идет о проекте Horizon 2020 (H2020), финансируемом Еврокомиссией, который направлен на развитие и внедрение «зеленых» технологий.

В настоящее время преобладающими видами топлива для среднеоборотных дизелей остаются темные и светлые нефтепродукты. Однако, требования к содержанию серы в топливе для судов, находящихся в пределах зон контролируемых выбросов (SECAs — Sulphur Emission Control Areas), постоянно ужесточаются. С 1 июля 2010 г. предельно допустимое содержание серы в топливе было снижено с 1,50 % m/m до 1,00 % m/m, а с 1 января 2015 г. — до 0,10 % m/m. На вступление в силу новых нормативов рынок

отреагировал появлением новых сортов топлива. Во многих портах уже появились новые особо малосернистые дистилляты и мазуты (ULSD — Ultra Low Sulphur Diesel) с содержанием серы порядка 10 мг/кг, а также различные малосернистые топлива с содержанием серы не более 0,10 % m/m.

Увеличивается количество судовых двигателей, использующих природный газ, доступный как в виде трубопроводного, так и сжиженного. Сжиженный природный газ (LNG — Liquefied Natural Gas) как правило, используется в газозавозах, приводимых в движение двухтопливными (DF — Dual Fuel) двигателями Вяртсилья, а в последнее время начинает все шире использоваться и на других объектах, например, паромов, кораблях береговой охраны, портовых буксирах и танкерах для перевозки нефтепродуктов. Кроме того, наблюдается интерес к использованию и сжиженного нефтяного газа (LPG — Liquefied Petroleum Gas). В настоящем докладе обсуждаются физико-химические свойства топлив с содержанием серы не более 0,10 % m/m, созданные специально для использования в зонах SECA, некоторых биотоплив (LBF). В докладе приводятся показатели двигателей, освещается опыт их промышленной эксплуатации, и формулируются выводы, основанные на эксплуатационном опыте. Обсуждаются также вопросы планирования модернизации двигателей и систем топливоподачи и оцениваются перспективы применения различных альтернативных топлив на судах.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СПИРТОВ В КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА ЖИДКОГО ТОПЛИВА В ДВУХТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ: Обзор

*Jakob Coulier, Sebastian Verhelst,
Ghent University*

Введение

Фактически во многих странах уже давно практикуется добавление этанола или метанола в бензин для двигателей с искровым зажиганием (SI — Spark Ignition). Эти виды спиртов характеризуются высоким октановым числом и идеально подходят для двигателей SI (что снижает риск детонации). В то же время они не совсем подходят для двигателей с самовоспламенением от сжатия (CI — Compression Ignition), где требуется высокое цетановое число. Тем не менее технологии, обеспечивающие нормальную работу двигателей CI на спиртовых топливах, существуют. Одна из таких технологий — двухтопливный двигатель (DF — Dual Fuel).

Технология DF двигателя может быть реализована в нескольких различных вариантах. Один из них предусматривает впрыск в цилиндр двигателя готовой смеси дизельного топлива со спиртом. Другой вариант предусматривает отдельный впрыск спирта и дизельного топлива в цилиндр двигателя. Наконец, третий вариант (так называемая фумигация) состоит в том, что спирт впрыскивается во впускной ресивер двигателя, а дизельное топливо — прямо в цилиндр, после чего зажигание гомогенной смеси дизельного топлива со спиртом осуществляется за счет впрыска и самовоспламенения пилотного топлива. В настоящем докладе представлен обзор работ, посвященных методу фумигации.

Каждая из упомянутых концепций имеет свои плюсы и минусы. Впрыск готовой смеси спирта с дизельным топливом имеет то преимущество, что для этого достаточно одной форсунки, причем переключение между обычным и двухтопливными режимами осуществляется достаточно

просто. Недостатком данной технологии, причем достаточно серьезным, является то, что степень замещения дизельного топлива спиртом не может быть изменена мгновенно. Более того, степень замещения ограничена, поскольку спирт с дизельным топливом смешиваются плохо (что может быть частично компенсировано эмульгированием смеси). При раздельном впрыске спирта и дизельного топлива мгновенное изменение степени замещения возможно, к тому же допустимая величина степени замещения возрастает. Недостатком этой технологии является необходимость использования двух форсунок для впрыска спирта и топлива непосредственно в цилиндр, что сильно усложняет конструкцию двигателя.

Технология фумигации реализуется проще, поскольку давление впрыска спирта в ресивер может быть относительно низким (по сравнению с прямым впрыском в цилиндр), к тому же нет необходимости менять конструкцию головки цилиндра. Кроме того, воздушный ресивер — более доступный элемент двигателя. Однако и этот метод не лишен недостатков. В частности, воспламенение готовой смеси может вызывать детонацию, поскольку дизельный цикл подразумевает высокую степень сжатия.

Далее рассмотрим показатели рабочего процесса и вредных выбросов в двухтопливном двигателе, работающем по дизельному циклу на смеси дизельного топлива и спирта.

Степень замещения

Степень замещения — это доля энергии дизельного топлива, замещенная энергией спирта. Она определяется долей (процентом) снижения расхода дизельного топлива в двухтопливном режиме по сравнению с работой по дизельному циклу:

$$S_a = \frac{\dot{m}_{d,D} - \dot{m}_{d,DF}}{\dot{m}_{d,D}},$$

где S_a — степень замещения дизельного топлива спиртом; $\dot{m}_{d,D}$ — массовый расход дизельного топлива при работе в дизельном режиме; $\dot{m}_{d,DF}$ — массовый расход дизельного топлива в двухтопливном режиме.

Данные, приведенные на рис. 1, показывают, что как на низких, так и на высоких нагрузках существует некоторая предельно допустимая степень замещения. На малых нагрузках эта величина ограничена, поскольку при большем содержании спирта в топливе возникает опасность неполного сгорания и/или пропуска вспышек. При этом возможно падение температуры в цилиндре ниже допустимого уровня и/или превышение коэффициента избытка воздуха (что сни-

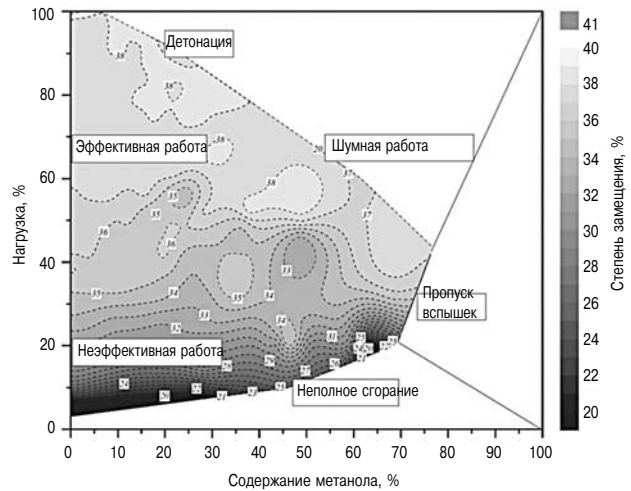


Рис. 1. Диаграмма рабочих режимов двухтопливного двигателя, построенная на основании экспериментов [3]

жает температуру смеси до уровня ниже точки воспламеняемости). На больших нагрузках верхний предел степени замещения обусловлен опасностью возникновения вибрации и/или детонации. При высоких нагрузках повышение степени замещения дизельного топлива спиртом вызывает рост относительной доли смеси, готовой к воспламенению, что в сочетании с высокой степенью сжатия повышает риск возникновения детонации. В этом случае степень замещения должна быть снижена. В качестве альтернативы можно снизить степень сжатия за счет соответствующей замены поршней. Это, однако, снижает степень адаптации двигателя и может привести к ухудшению его пусковых качеств в холодных условиях.

Вместо степени замещения некоторые авторы рекомендуют использовать долю спирта (выраженную в массовых долях или в энергосодержании) в общем расходе топлива. Массовая доля спирта в топливе определяется как [6]:

$$\phi_a = \frac{\dot{m}_{a,DF}}{\dot{m}_{a,DF} + \dot{m}_{d,DF}},$$

где $\dot{m}_{a,DF}$ — массовый расход спирта в двухтопливном режиме; $\dot{m}_{d,DF}$ — массовый расход дизельного топлива в двухтопливном режиме.

Энергетическая доля спирта в топливе определяется как [7]:

$$\phi_a = \frac{\dot{m}_{a,DF} \cdot LHV_a}{\dot{m}_{a,DF} \cdot LHV_a + \dot{m}_{d,DF} \cdot LHV_d},$$

где $\dot{m}_{a,DF}$ — массовый расход спирта в двухтопливном режиме; $\dot{m}_{d,DF}$ — массовый расход дизельного топлива в двухтопливном режиме; LHV_a и LHV_d — значения низшей теплотворной способности соответственно спирта и дизельного топлива.

Из двух указанных параметров предпочтительным следует признать первый, поскольку спиртовое топливо, даже наиболее энергоемкое (метанол и этанол), по теплотворной способности уступают дизельному топливу.

Нагрузка

Как уже показано в предыдущем разделе, на малых нагрузках существуют предельно допустимые значения степени замещения, превышение которых ведет к недопустимому снижению температуры и/или к недопустимому увеличению коэффициента избытка воздуха. Имеется также минимальная нагрузка двигателя, ниже которой работа двигателя в двухтопливном режиме становится невозможной (см. рис. 1).

Как правило, влияние фумигации на минимальную нагрузку двигателя незначительно [8]. В некоторых случаях отмечалась возможность увеличения максимально допустимой нагрузки (когда возникновения вибрации или детонации можно не опасаться). Подобный результат был получен Song и др. [6] при работе одноцилиндрового дизеля мощностью 11 кВт в двухтопливном режиме. Был проведен ряд экспериментов с полной нагрузкой в двухтопливном режиме при различных значениях частоты вращения двигателя, начиная с 1800 об/мин. Результаты показаны на рис. 2.

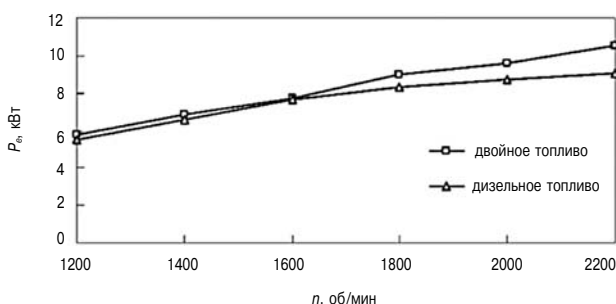


Рис. 2. Мощность, развиваемая двигателем при различных значениях скорости [6]

Что касается межциклового стабильности, то, как показали Wang и др. [9], двухтопливный двигатель при высокой нагрузке работает стабильнее, чем при низкой. При малой нагрузке значения коэффициента вариации (COV — Coefficient Of Variation), максимальные величины температуры и давления цикла при увеличении степени замещения заметно возрастают, тогда как при большой нагрузке этот рост незначителен. Было также отмечено, что при работе двигателя в двухтопливном режиме флуктуации среднего эффективного давления (IMEP — Indicated Mean Effective Pressure) при низкой нагрузке больше, чем при высокой.

Коэффициент полезного действия

КПД двигателя определяется как [3]:

$$BTE = \frac{P_b}{\dot{m}_{d,DF} \cdot LHV_d + \dot{m}_{a,DF} \cdot LHV_a} \cdot 100 \%,$$

где P_b — эффективная мощность; $\dot{m}_{d,DF}$ и $\dot{m}_{a,DF}$ — значения массового расхода дизельного топлива и спирта соответственно; LHV_d и LHV_a — значения низшей теплотворной способности дизельного топлива и спирта соответственно.

Han и др. [5] на базе четырехцилиндрового дизеля Ford оборудовали одноцилиндровый экспериментальный отсек двухтопливного двигателя, работающего на этаноле. Двигатель оборудован системой впрыска топлива типа common rail на давление (1600 бар) и имеет степень сжатия 18,2:1. Как показали испытания, при увеличении доли этанола в топливе (до 80 %) КПД двигателя несколько снижается. Однако значения КПД двигателя в двухтопливном режиме все же оставались достаточно высокими — от 41 до 46 %.

Tutak и др. [10] исследовали влияние фумигации спирта (метанол и E85) на работу трехцилиндрового двигателя без наддува со степенью сжатия 19:1. Эксперименты проводились при нагрузке 34, 67 и 100 % от номинальной, при постоянной частоте вращения двигателя 1500 об/мин. Во всех опытах, проводимых при частичных нагрузках, увеличение степени фумигации метанола или E85 сопровождалось снижением эффективного КПД двигателя. При полной нагрузке наблюдалось небольшое увеличение эффективного КПД при степени замещения (по вносимой энергии) более 75 % для метанола, и более 50 % — для E85. Авторы объясняют снижение эффективного термического КПД при фумигации метанола на частичных нагрузках замедлением процесса сгорания (большая задержка самовоспламенения), вследствие чего остается меньше времени для полного сгорания топлива (снижение эффективности горения). Увеличение эффективного КПД при полной нагрузке с повышением степени замещения объясняется ускорением горения (реальный процесс приближается к сгоранию в постоянном объеме).

Cheng и др. [11] исследовали работу на метаноле четырехцилиндрового дизеля без наддува на пяти режимах нагрузочной характеристики при постоянной частоте вращения 1800 об/мин. При этом рабочие параметры на биодизеле, в двухтопливном режиме на смеси 90 % биодизеля и 10 % метанола, а также в двухтопливном режиме с фумигацией метанола (90 % биодизеля и 10 % метанола) сравнивались с эталонным вариантом —

работой на дизельном топливе. При работе на биодизеле результаты оказались лучше, чем для эталонного варианта при всех значениях нагрузки. При работе в двухтопливном режиме с добавкой метанола максимальный КПД наблюдался на низких нагрузках, а при работе в двухтопливном режиме с фумигацией метанола максимальный КПД наблюдался на средних и высоких нагрузках. При сравнении результатов работы на биодизеле и в двухтопливном режиме с фумигацией метанола оказалось, что в последнем случае КПД при низких нагрузках были ниже, а при средних и высоких нагрузках — выше, чем в эталонном варианте. Снижение эффективного КПД на малых нагрузках авторы объясняют снижением эффективности сгорания (переобедненная смесь). При этом повышение эффективного КПД на средних и высоких нагрузках объясняется ростом эффективности сгорания (более эффективным сгоранием готовой смеси).

Song и др. исследовали работу двухтопливного двигателя на метаноле при степени сжатия 18:1. При оценке рабочих параметров пользовались показателем эквивалентного удельного расхода топлива $BSFC_{eq}$, в котором расход метанола выражается через эквивалентный удельный расход дизельного топлива с учетом меньшей теплотворной способности метанола. Был получен результат примерно такой же, как и в случае с эффективным КПД: при 1600 и 2000 об/мин переход от двухтопливного режима к обычному дизельному сопровождался ростом $BSFC_{eq}$ (т. е. уменьшение теплотворной способности, выраженной в ВТЕ). Наблюдался также рост $BSFC_{eq}$ (уменьшение ВТЕ) при увеличении массовой доли метанола. По мнению авторов, это объясняется тем, что пик тепловыделения в двухтопливном режиме далеко отстоит от ВМТ из-за меньшей скорости горения (переобедненная и слишком холодная смесь) и большей задержки самовоспламенения. Однако при высоких нагрузках в двухтопливном режиме величина $BSFC_{eq}$ снижалась, а величина ВТЕ возрастала. Этот эффект становился заметнее при увеличении массовой доли метанола, что объясняется ускорением сгорания, так как скорость распространения факела метанола выше.

Следует упомянуть также результаты исследования *Liu* и др. [12], выполненного на одноцилиндровом отсеке дизеля при работе в двухтопливном режиме на метаноле. Было отмечено снижение КПД при усилении фумигации метанола на низких нагрузках, и, соответственно, увеличение КПД при усилении фумигации метанола на высоких нагрузках. Полученный результат позволил сформулировать еще одну причину указанного явления, состоящую в повышении объемного КПД

вследствие эффекта охлаждения смеси за счет испарения метанола при фумигации на высоких нагрузках (следовательно, при более высокой температуре).

Подводя итог, следует признать, что в некоторых случаях использование метода фумигации снижает КПД двухтопливного двигателя, причем с ростом степени замещения этот эффект проявляется сильнее. Однако в большинстве случаев для малых нагрузок характерно небольшое снижение КПД, тогда как для больших нагрузок, напротив, характерно небольшое повышение КПД. Иначе говоря, чем выше эффективность сгорания, тем выше КПД (при этом термодинамический цикл приближается к идеальному изохорному циклу).

Вредные выбросы

Выбросы NO_x

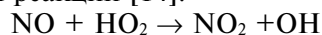
Выбросы NO_x определяются тремя факторами: температурой в цилиндре, временем пребывания (смеси) в цилиндре и количеством доступного кислорода. Чем выше температура в цилиндре, тем дольше длится фаза высокотемпературного горения, и чем больше кислорода в цилиндре, тем больше образуется NO_x в процессе сгорания. Важнейшим из упомянутых трех факторов является влияние локальной высокой температуры в цилиндре, т. е. количество NO_x , образовавшихся в цилиндре, определяется, главным образом, температурой (так называемые термические NO_x , которые состоят из NO и NO_2).

Britto и др. исследовали работу одноцилиндрового отсека двухтопливного двигателя на гидрированном этаноле при степени сжатия 17:1. Они сообщают о снижении выбросов NO_x при фумигации этанола во всем диапазоне нагрузок. Последнее вызвано снижением максимальной температуры сгорания из-за испарения этанола, что подтверждается сопутствующим снижением температуры ОГ.

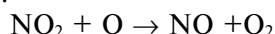
В работе *Jie Liu* и др. [12] также сообщается о снижении выбросов NO_x в двухтопливном режиме с фумигацией метанола, причем снижение NO_x пропорционально количеству фумигированного метанола. Не упоминая охлаждающий эффект от испарения метанола, авторы указывают на снижение температуры и длительности высокотемпературной стадии сгорания вследствие большой задержки самовоспламенения как на главную причину снижения выбросов NO_x .

Следует также упомянуть работу *Junheng, Liu* и др. [4], выполнивших исследование работы мощного шестицилиндрового дизеля с двухступенчатым наддувом и промежуточным охладителем воздуха в двухтопливном режиме на метаноле. Было установлено, что выбросы NO_x снижаются, однако в двухтопливном варианте,

по сравнению с дизельным циклом, растут выбросы NO_2 (степень замещения порядка 45 %). Снижение выбросов NO_x составило 42,3 % — при нагрузке 30 %, и 23,1 % — при нагрузке 80 %. Однако выбросы NO_2 в двухтопливном варианте по сравнению с дизельным циклом оказались в четыре раза больше. По мнению авторов, снижение выбросов NO_x происходит за счет охлаждающего эффекта при испарении метанола во впускном коллекторе и в цилиндре, увеличения скорости сгорания и сокращения высокотемпературной стадии сгорания в двухтопливном режиме. Упоминается также фактор большей концентрации кислорода вследствие фумигации метанола, что дает обратный эффект, способствующий росту выбросов NO_x . Увеличение выбросов NO_x авторы объясняют ускорением преобразования NO в NO_2 из-за наличия радикалов HO_2 и замедления преобразования NO_2 в NO . Окисление NO в NO_2 происходит, в основном, в ходе следующей реакции [14]:



Восстановление NO_2 в NO определяется наличием атомарного кислорода в ходе следующей реакции [14]:



Работа двигателя в двухтопливном режиме обычно сопровождается выбросом несгоревшего метанола. По мнению авторов, несгоревший метанол может быть источником радикалов HO_2 , что ведет к интенсивному окислению NO в NO_2 . Возможность восстановления NO_2 в NO ограничена охлаждающим эффектом испарения метанола, благодаря которому в камере сгорания возникают низкотемпературные зоны. Таким образом, одним из интересных результатов исследования является то, что в двухтопливном режиме выбросы NO уменьшаются, а выбросы NO_2 растут, однако суммарный выброс NO_x при этом снижается. Например при нагрузке 30 % соотношение NO/NO_x составляет порядка 0,91 в дизельном режиме и порядка 0,25 — в двухтопливном режиме.

Cheung и др. [15] проводили эксперименты при работе на метаноле четырехцилиндрового двигателя без наддува со степенью сжатия 19:1 при различных значениях частоты вращения и нагрузки. При всех сочетаниях частоты вращения и нагрузки было отмечено снижение выбросов NO_x , которое оказывалось тем заметнее, чем выше была степень замещения. Авторы указывают на два разнонаправленных фактора, влияющих на образование NO_x . С одной стороны, при усилении фумигации метанола в цилиндр попадает большее количество связанного кислорода. Это может ускорять образование NO_x . С другой стороны, охлаждающий эффект метанола может

приводить к снижению температуры в цилиндре, замедляя тем самым скорость образования NO_x . Снижение выбросов NO_x (от 5,6 до 27,5 %, в зависимости от режима работы двигателя и степени замещения) свидетельствует о преобладании охлаждающего эффекта испарения метанола. Исследовались также выбросы NO_2 .

Интересно, что эта часть выбросов NO_x в двухтопливном режиме больше, чем в дизельном, причем с увеличением степени замещения она возрастает. Рост выбросов NO_2 весьма значителен — в 2,9–5,7 раз в зависимости от режима работы двигателя и степени замещения. Это свидетельствует о том, что метанол является источником свободных радикалов HO_2 , вызывающих окисление NO в NO_2 .

Работа Wei и др. [16] сообщает о результатах испытаний мощного шестицилиндрового дизеля с двухступенчатым наддувом и промежуточным охлаждением воздуха в двухтопливном режиме на метаноле. Опыты проводились при трех фиксированных значениях нагрузки ($\text{BMEP} = 3,5, 6,2$ и $8,8$ бар) и двух фиксированных значениях частоты вращения (1000 и 2000 об/мин). Результаты показали, что выбросы NO_x в двухтопливном режиме меньше, чем в эталонном (дизельном) режиме. При этом выбросы NO_x снижались при увеличении степени замещения. Уменьшение выбросов NO_x находилось в пределах 7,1–27,3 % (в зависимости от нагрузки и частоты вращения) при максимальной степени замещения (до 75 %). В двухтопливном режиме выбросы NO_2 увеличивались с увеличением степени замещения, а соотношение NO_2/NO_x росло по мере увеличения количества фумигированного метанола. Названы три механизма, объясняющих указанные выше закономерности. Во-первых, при снижении температуры в цилиндре и сокращении времени существования высокотемпературных зон образуется меньше NO . Благодаря высокому значению теплоты парообразования метанола снижается температура в цилиндре на такте сжатия, а из-за увеличения задержки самовоспламенения и доли горения готовой смеси (ДГГС) снижается локальная температура сгорания (уменьшается количество локальных зон богатой смеси). Кроме того, сокращается время существования высокотемпературных зон в цилиндре из-за увеличения ДГГС. Во-вторых, из-за формирования радикала HO_2 при окислении метанола значительное количество NO переходит в NO_2 в ходе реакции $\text{NO} + \text{HO}_2 \rightarrow \text{NO}_2 + \text{OH}$. Выбросы NO_x снижаются, поскольку NO_2 образуется из термических NO , исходное количество которых невелико. Весьма интересной представляется вторая часть данной работы, посвященная катализатору окисления дизтоплива (DOC — Diesel Oxidation

Catalyst) и его воздействию на вредные выбросы. В двухтопливном режиме при использовании DOC авторы наблюдали небольшое увеличение выбросов NO_x и значительное уменьшение соотношения NO_2/NO_x . Химическое равновесие в реакциях с участием NO и NO_2 в катализаторе сильно зависит от количества восстановителей. Большую роль в этом играет увеличение количества CO и несгоревших углеводородов (HC), которые обычно присутствуют при работе двигателя в двухтопливном режиме. Данные компоненты способны восстанавливать NO_2 до NO при недостатке кислорода или ускорять окисление NO до NO_2 в DOC при его избытке. Последнее объясняет уменьшение соотношения NO_2/NO_x , но не объясняет рост выбросов NO_x .

Yao и др. [17] выполнили ряд экспериментов с использованием окислительного каталитического нейтрализатора на четырехцилиндровом двухтопливном двигателе без наддува, работающем на метаноле. Было отмечено снижение выбросов NO_x при любых сочетаниях нагрузки и частоты вращения двигателя в двухтопливном режиме по сравнению с дизельным циклом без применения каталитического нейтрализатора. Максимальное снижение составляло 50 %. По мнению авторов, это объясняется охлаждающим эффектом при испарении метанола, который снижает температуру горения. В двухтопливном режиме применение каталитического нейтрализатора вызвало некоторое увеличение выбросов NO_x , количество которых оставалось ниже, чем в эталонном дизельном цикле. Авторы объясняют это тем, что в каталитическом нейтрализаторе несгоревшие HC и CO в присутствии кислорода реагируют с азотом с образованием NO_x .

Также следует упомянуть о результатах исследования Surawski и др. [18], выполненного на четырехцилиндровом двигателе Ford, работающем в двухтопливном режиме на этаноле. Цель исследования состояла в определении влияния паров этанола на выбросы газообразных и твердых частиц. В отличие от большинства традиционных систем впрыска, система фумигации была оборудована теплообменником для испарения этанола с последующим впрыском его паров в воздушный ресивер двигателя. Идея эксперимента состояла в том, чтобы исключить охлаждающий эффект от испарения этанола на рабочий процесс. Испытания проводились при постоянной частоте вращения двигателя, равной 1700 об/мин на четырех нагрузочных режимах, при этом (энергетическая) доля этанола в топливе составляла до 40 %. Снижение выбросов NO составило от 20 % (на холостом ходу) до 50 % (при полной нагрузке). По мнению авторов, столь значительное снижение выбросов NO объясняется уменьшением

коэффициента избытка воздуха под воздействием фумигации (этанол является оксигенатором, но его испарение приводит к частичному замещению всасываемого воздуха). При этом происходит обогащение смеси, в результате чего в камере сгорания остается меньше кислорода и азота, необходимых для формирования NO . Отсюда следует, что фумигация всегда приводит к снижению выбросов NO_x на всех режимах работы двигателя, причем эффект тем больше, чем больше степень замещения. Главной причиной снижения NO_x является охлаждающий эффект фумигации метанола во впускном тракте двигателя, что вызывает снижение температуры в цилиндре и, соответственно, значительное сокращение скорости образования NO . К тому же более быстрое сгорание рабочей смеси с метанолом сокращает общую продолжительность сгорания, уменьшая тем самым время высокотемпературной стадии процесса. Следовательно, сокращается располагаемое время для образования NO . Ряд авторов изучили также процесс формирования двуокиси азота и ее доли в общем количестве выбросов NO_x . В соответствии с общим мнением фумигация приводит к увеличению выбросов NO_2 , количество которых растет с увеличением степени замещения. Рост выбросов NO_2 является результатом высокой скорости окисления NO в NO_2 большим количеством радикалов HO_2 в соответствии с реакцией $\text{NO} + \text{HO}_2 \rightarrow \text{NO}_2 + \text{OH}$. Радикалы HO_2 образуются при интенсивном окислении метанола в выпускном тракте. Именно поэтому соотношение NO_2/NO_x в двухтопливном режиме также возрастает. Поскольку NO_2 образуется за счет окисления NO , а исходное количество NO невелико, общая масса выбросов NO_x при использовании фумигации несколько возрастает.

Выбросы твердых частиц

Твердые частицы (PM) в отработавших газах дизеля в основном состоят из углерода (сажи), растворимых органических фракций (SOF — Soluble Organic Fraction) и сульфатов [2, 15, 19]. Отработавшие газы дизеля обычно содержат значительное количество PM. Это следствие диффузионного нестационарного процесса горения, когда для качественного смешивания дизельного топлива с воздухом недостаточно времени, вследствие чего в ходе сгорания образуются зоны переобогащенной смеси. Значительную роль в сажеобразовании играют состав и тип дизельного топлива. Дизельное топливо представляет собой смесь сложных тяжелых молекул (в том числе ароматиков и молекул, состоящих из длинных молекулярных цепочек) со множеством связей типа углерод—углерод, что повышает склонность топлива к пиролизу с формированием прекурсоров сажи.

Cheung и др. [15] исследовали рабочий процесс четырехцилиндрового двигателя Isuzu без наддува при работе на метаноле в двухтопливном режиме. Относительный объем фумигации метанола (по замещаемой энергии) составлял 10, 20 и 30 %. Испытания проводились при нагрузке двигателя 20, 40, 60, 80 и 95 % от номинальной при трех фиксированных значениях частоты вращения: 1280, 1920 и 2560 об/мин. При усилении фумигации метанола наблюдалось уменьшение массовой концентрации частиц. При максимальной частоте вращения двигателя и степени замещения 30 % снижение массовой концентрации частиц достигало 48 %. Снижение выбросов частиц объясняется тем, что при усилении фумигации снижается количество дизельного топлива, сгорающего в парах метанола-воздушной смеси, содержащей кислород. При этом снижается скорость образования твердых частиц. Кроме того, в образовании количества твердых частиц играют роль свободное состояние серы и ароматиков, которых не содержит метанол, а также меньшее (по сравнению с дизелем) массовое соотношение C/H метанола. Авторы отмечают еще один интересный результат, а именно, возможность использовать фумигацию метанола для увеличения растворимой органической составляющей (SOF) РМ за счет конденсации содержащихся в отработавших газах несгоревших углеводородов. При этом отмечается, что увеличение доли SOF компенсируется уменьшением доли золы и сульфатов, что в итоге ведет к частичному восстановлению общей массы РМ.

Zhang и др. [19] исследовали работу на метаноле в двухтопливном режиме четырехцилиндрового двигателя Isuzu без наддува. Испытания проводились по нагрузочной характеристике (0,13, 0,27, 0,40, 0,53 и 0,63 МПа) при постоянной частоте вращения 1920 об/мин. Доля (энергетическая) фумигированного метанола менялась в пределах от 0 до 30 %. Также отмечено снижение концентрации частиц в ОГ на двухтопливном режиме по сравнению с дизельным циклом. Как показано на рис. 3, снижение выбросов частиц более заметно при больших нагрузках и более интенсивной фумигации. По мнению авторов, это связано с двумя факторами. Во-первых, сгорает меньше дизельного топлива, поскольку часть энергии поступает от сгорания метанола. Следовательно, снижается объем, занятый диффузионным горением дизельного топлива, который является одним из основных источников формирования сажи. Во-вторых, увеличение периода задержки самовоспламенения (из-за охлаждающего эффекта метанола) оставляет больше времени для развития, испарения и смешивания с воздухом факела дизельного топлива

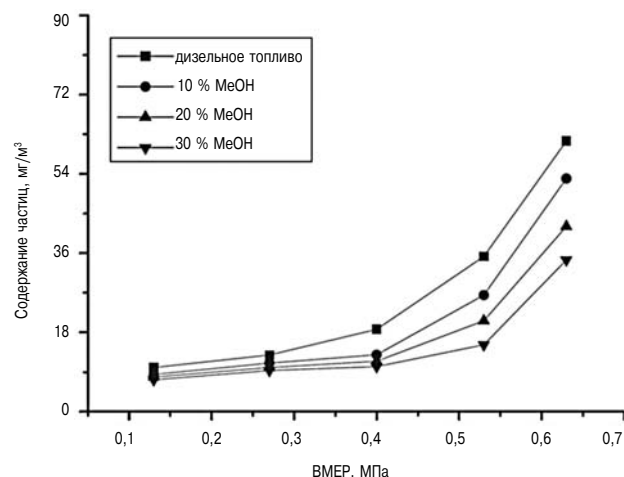


Рис. 3. Зависимость массовой концентрации частиц от нагрузки (ВМЕР) [19]

до его воспламенения. Следовательно, больше дизельного топлива сгорает в составе гомогенной смеси. Это, в свою очередь, уменьшает количество дизельного топлива, сгорающего в диффузионном режиме, что опять-таки способствует снижению сажеобразования и замедлению формирования частиц. По мнению авторов, интерес представляет корреляция между массой частиц и долей топлива, сгорающего в составе гомогенной смеси. Эта доля характеризуется как отношение энергии, выделяемой при сгорании топлива в составе гомогенной смеси, к общему количеству выделяемой энергии. Энергия, выделяемая при сгорании топлива в составе гомогенной смеси, оценивается по кривой тепловыделения. На рис. 4 показана зависимость концентрации частиц от доли топлива, сгоревшего в составе гомогенной смеси. Из рисунка видно, что с увеличением доли топлива, сгорающего в составе гомогенной смеси, снижается массовая концентрация частиц. При малых на-

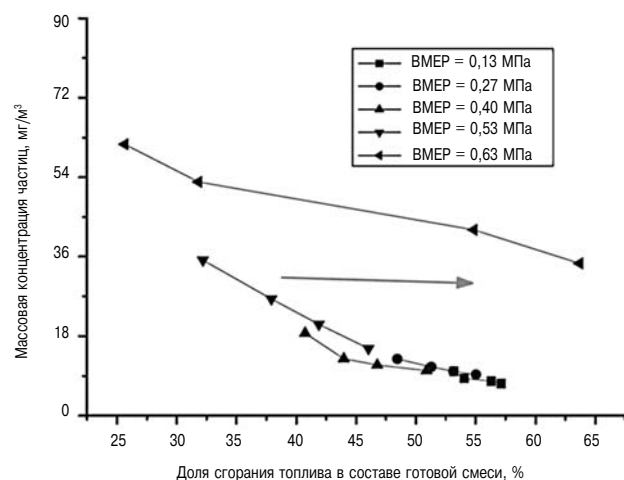


Рис. 4. Зависимость массовой концентрации частиц от доли топлива, сгорающего в составе гомогенной смеси (ВМЕР) [19]

грузках усиление фумигации приводит к незначительному росту этого показателя, столь же незначительно уменьшается массовая концентрация частиц. При высоких нагрузках эффект от усиления фумигации приводит к росту доли топлива, сгорающего в составе гомогенной смеси с соответствующим снижением массовой концентрации частиц. Помимо массовой концентрации, авторы рассматривали также вопрос количественной концентрации. Отмечается снижение количества частиц по сравнению с дизельным режимом. При уровне фумигации 30 % и ВМЕР = 0,4 МПа снижение количества частиц составило порядка 39 %. Отмечается уменьшение среднего геометрического диаметра частиц (GMD — Geometric Mean Diameter) при усилении фумигации на больших нагрузках, тогда как на малых нагрузках этот эффект практически отсутствовал. Как считают авторы, уменьшение GMD вызвано ростом количества несгоревших углеводородов (при усилении фумигации), что приводит к более интенсивной коагуляции частиц углеводородов в процессе их охлаждения и адсорбции их на поверхности сажи.

Работа *Cheng* и др. [11] включала также исследование количественной концентрации частиц и распределение их по размерам при работе четырехцилиндрового двигателя без наддува, адаптированного для работы на метаноле в двухтопливном режиме. При уровне фумигации метанола 10 % сколько-нибудь заметного изменения количественной концентрации частиц не наблюдалось, однако была выявлена тенденция к уменьшению их размеров и, следовательно, к уменьшению GMD. Авторы объясняют это коагуляцией и конденсацией несгоревших углеводородов, вызванных фумигацией метанола.

Yao и др. [17] проводили исследование влияния фумигации метанола на выбросы модифицированного четырехцилиндрового двигателя без наддува с каталитическим нейтрализатором. Экспериментально установлено снижение дымности ОГ (по шкале Бош) до 50 % при работе в двухтопливном режиме по сравнению с дизельным циклом. Авторы считают, что это вызвано меньшей ДДГ дизельного топлива и снижением скорости сажеобразования при горении метанола. Причина снижения ДДГ заключается в том, что уменьшается объем впрыска дизельного топлива в камеру сгорания, при этом остается больше времени на испарение дизельного топлива и смешивание его с воздухом вследствие увеличения периода задержки самовоспламенения, вызванного охлаждающим эффектом испарения метанола. Сгорание метанола не вызывает сажеобразования, во-первых, потому, что в данном случае горит гомогенная смесь, во-

вторых, молекула метанола обладает простой структурой и низким молекулярным весом. Кроме того, в ней содержится кислород, а сера и ароматики отсутствуют. Большую скорость распространения факела авторы также упоминают как одну из причин подавления сажеобразования. Наличие каталитического нейтрализатора обеспечивает снижение дымности ОГ (до 80 %), что является результатом окисления частиц сажи.

Влияние каталитического нейтрализатора на выбросы NO_x в двухтопливных двигателях исследовалось также *Geng* и др. [2]. Они установили, что каталитический нейтрализатор в двухтопливном режиме способствует снижению массовой и количественной концентрации частиц. Авторы объясняют это окислением содержащихся в частицах несгоревших углеводородов и растворимых органических фракций.

В работе *Liu* и др. [4], выполненной на одноцилиндровом отсеке дизеля, работающего в двухтопливном режиме на метаноле, исследовалось влияние давления впрыска дизельного топлива на показатели рабочего процесса и выбросы вредных веществ. В случае с фумигацией метанола наблюдалось снижение дымности ОГ по сравнению с дизельным (эталонным) циклом. Помимо причин, упоминаемых другими авторами, *Liu* и др. отмечают образование радикалов ОН при окислении метанола, которые способны окислять также и прекурсоры сажи, что способствует снижению дымности ОГ. Кроме того, отмечается снижение дымности в двухтопливном режиме при повышении давления впрыска дизельного топлива. Это объясняется тем, что большее давление впрыска повышает качество распыливания. В результате капли дизельного топлива быстрее испаряются и смешиваются с воздухом. Следствием этого является сдвиг в сторону увеличения ДГГС и уменьшения ДДГ дизельного топлива, что замедляет формирование сажи. Повышение температуры сгорания, которое связывают с горением более однородной воздушно-топливной смеси, также способствует и повышению полноты сгорания.

Более подробное описание процесс сажеобразования в двухтопливном двигателе можно найти в работе *Gargiulo* и др. [20].

Подводя итог, можно констатировать, что работа двигателя в двухтопливном режиме способствует снижению сажеобразования прежде всего потому, что часть дизельного топлива замещается спиртовым топливом, которое не содержит ароматиков (метанол практически не имеет связей типа углерод—углерод) и содержит кислород. Спиртовые топлива состоят из простых молекул с низким молекулярным весом. Кроме того,

спиртовые топлива перед поступлением в камеру сгорания образует гомогенную смесь, что снижает количество и размеры зон переобогащенной смеси. Более того, за счет большей теплоты парообразования спирта период задержки самовоспламенения, как правило, увеличивается, что оставляет больше времени для качественного смесеобразования. В результате образуется меньше локальных зон богатой смеси с дизельным топливом (снижается ДДГ), что уменьшает выброс сажи. Радикалы OH , образующиеся при окислении метанола, способствуют также окислению прекурсоров сажи.

Доля растворимых органических фракций в составе частиц при этом обычно увеличивается за счет роста несгоревших углеводородов в двухтопливных двигателях (см. раздел «Выбросы углеводородов»).

Сульфаты, обычно присутствующие в ОГ дизеля, в двухтопливном режиме отсутствуют, поскольку спирты не содержат серы.

Несмотря на то что выбросы РМ обычно снижаются, в отношении изменения количественной концентрации частиц исследователи не пришли к общему мнению. Если анализировать распределение частиц по размерам, то в большинстве случаев наблюдается сдвиг в сторону их уменьшения, что объясняется коагуляцией и конденсацией несгоревших углеводородов — факторов, способствующих уменьшению среднего геометрического диаметра частиц.

Баланс между NO_x и РМ

При расчете рабочего процесса дизеля обычно приходится находить компромисс между выбросами NO_x и частиц. Если параметры двигателя оптимизированы по минимуму выбросов NO_x , выбросы РМ, как правило, возрастают, и наоборот.

Liu и др. [12] исследовали этот вопрос, проводя эксперименты на одноцилиндровом отсеке дизеля, адаптированного для работы в двухтопливном режиме. При увеличении степени замещения топлива метанолом наблюдалось одновременное снижение выбросов NO_x и дымности. Устранение традиционно наблюдаемой альтернативы между выбросами NO_x и частиц авторы объясняют высоким значением скрытой теплоты испарения метанола, что способствует снижению температуры в начале такта сжатия, улучшению гомогенизации рабочей смеси (снижающей локальные температуры) и окислением метанола.

Song и др. [6] и *Wei* и др. [16] также наблюдали одновременное снижение выбросов NO_x и дымности ОГ при усилении фумигации метанола.

Отсюда можно сделать вывод о том, что традиционное противоречие между выбросами NO_x и частиц при работе двигателя в двухтопливном режиме на спиртовом топливе отсутствует. Дру-

гими словами, фумигация спирта обеспечивает одновременное снижение выбросов NO_x и дымности. Объяснение этого эффекта приведено в соответствующих разделах настоящего доклада.

Выбросы CO

Оксид углерода (CO) является промежуточным продуктом неполного сгорания. Ее присутствие в отработавших газах свидетельствует о неполном сгорании топлива, вызванном низкой температурой горения или недостатком кислорода. В дизельном цикле выбросы CO достаточно малы, поскольку процесс горения протекает при высоких значениях коэффициента избытка воздуха. Это означает, что количество кислорода, доступного для сгорания, значительно больше стехиометрически необходимого.

Liu и др. [4] исследовали этот вопрос, проводя эксперименты с метанолом на шестицилиндровом дизеле, адаптированном для работы в двухтопливном режиме. Они установили, что выбросы CO в двухтопливном режиме были больше, чем при работе в дизельном режиме. Авторы объяснили это уменьшением скорости окисления CO из-за охлаждающего эффекта испарения метанола.

Tutak и др. [10] исследовали влияние фумигации метанола и E85 на трехцилиндровом дизеле без наддува. Они установили, что фумигация метанола способствует увеличению выбросов CO по сравнению с дизельным циклом, причем этот эффект на частичных нагрузках проявляется сильнее, чем на полной нагрузке. Причина состоит в том, что при низких нагрузках температура в цилиндре тоже низкая вследствие совместного охлаждающего эффекта фумигации метанола и E85.

Surawski и др. [18] также подтверждают увеличение выбросов CO при усилении фумигации в двухтопливном режиме. В качестве объяснения указывается на снижение коэффициента избытка воздуха при усилении фумигации метанола, что приводит к обогащению смеси.

Yao и др. [17] изучали работу и влияние каталитического нейтрализатора на уровень выбросов четырехцилиндрового двигателя без наддува с фумигацией метанола в двухтопливном режиме. Было отмечено повышение уровня выбросов в двухтопливном режиме по сравнению с дизельным (базовым) циклом, однако наличие катализатора позволило снизить выбросы CO по сравнению с дизелем. В этой связи *Wei* и др. [16] отметили, что в их экспериментах в двухтопливном режиме при малых значениях частоты вращения и нагрузки температура отработавших газов была ниже температуры активации катализатора (240–250 °C), поэтому его эффективность была невелика. В указанном диапазоне частоты вращения и нагрузки катализатор способствовал снижению выбросов CO до уровня, не превы-

шающего соответствующие значения в дизельном режиме. При больших значениях нагрузки, когда температура отработавших газов становится выше температуры активации катализатора, выбросы СО снижаются до уровня базового дизельного цикла.

Итак, уровень выбросов СО в двухтопливном режиме оказывается выше, чем в дизельном режиме, причем с усилением фумигации он растет. Это объясняется снижением температуры смеси, обусловленным большими затратами тепла на испарение спиртовых топлив. Снижение температуры замедляет горение топлива, причем данный эффект более заметен при низких нагрузках.

Выбросы углеводородов

Количество несгоревших углеводородов, также как и СО, является показателем качества рабочего процесса. Количество несгоревших углеводородов (НС) в ОГ свидетельствует о неполном сгорании топлива. Большие выбросы НС типичны для двигателей с впрыском топлива на впуске (PFI — Port Fuel Injection), например, бензиновых. В обычном дизеле выбросы НС обычно невелики.

Cheung и др. [15] выяснили, что выбросы НС четырехцилиндрового двигателя Isuzu без наддува при работе на метаноле в двухтопливном режиме меньше, чем в эталонном (дизельном) цикле. При всех значениях частоты вращения и нагрузки выбросы НС росли пропорционально степени замещения топлива. Рост выбросов НС в двухтопливном режиме объясняется эффектом PFI и меньшей температурой горения. При фумигации метанола во впускной тракт часть топливовоздушной смеси (метанол-воздух) при контакте с холодными стенками цилиндра, абсорбируется масляным слоем или остается в кавернах. Эта часть топливовоздушной смеси в сгорании не участвует, что приводит к повышению выбросов НС. Снижением температуры сгорания, обусловленное охлаждающим эффектом метанола, также приводит к замедлению горения топлива и выбросам НС.

В работах *Cheng* и др. [11], *Yao* и др. [17] и *Tutak* и др. [10] описываются аналогичные эксперименты, результатам которых даны аналогичные объяснения. По мере увеличения интенсивности фумигации наблюдается рост выбросов НС. При увеличении нагрузки количество выбросов НС уменьшается из-за повышения температуры сгорания, что способствует более интенсивному окислению топлива.

Кроме того, *Liu* и др. [4] в качестве одной из причин больших выбросов НС называют эффект продувки. Когда впускной и выпускной клапаны открыты одновременно (перекрытие клапанов), часть воздушно-топливной смеси пролетает

через цилиндр, что ведет к повышению выбросов НС. Наиболее сильно этот эффект может проявляться в двухтопливных двигателях с наддувом.

Как показано в исследованиях *Wei* и др. [16] и *Yao* и др. [76], каталитический нейтрализатор, установленный на выпуске, может существенно сократить выбросы НС.

Отсюда можно сделать вывод о том, что выбросы несгоревших углеводородов в двухтопливном режиме больше, чем в дизельном цикле благодаря эффектам PFI и снижению температуры горения, связанным с фумигацией спирта. При увеличении степени замещения топлива в цилиндр попадает больше спирта, соответственно, растут выбросы НС.

Выбросы СО₂

Cheng и др. [11] исследовали выбросы дизеля, адаптированного для работы в двухтопливном режиме на метаноле. Фумигация метанола привела к сокращению выбросов СО₂ на 2,5%, что объясняется меньшим содержанием в нем углерода (одна единица химической энергии содержит меньше углерода).

Опыты *Liu* и др. [4] показали, что в двухтопливном режиме концентрация СО₂ в ОГ меньше, чем в дизельном цикле. Авторы объясняют это меньшим содержанием углерода и снижением скорости горения топлива в двухтопливном режиме (меньше топлива подвергается полному окислению до СО₂, о чем можно судить по росту выбросов СО и НС).

Согласно наблюдениям *Cheung* и др. [15], измерение СО₂ дает неоднозначные результаты. При малых нагрузках фумигация метанола не сказывается сколько-нибудь существенно на концентрации СО₂, однако при больших нагрузках повышение интенсивности фумигации сопровождается снижением концентрации СО₂. Из этого можно сделать важный вывод: в двухтопливном режиме КПД двигателя на малых нагрузках снижается, на больших — вырастает. Следовательно, при малых нагрузках увеличение удельного расхода топлива (от снижения КПД) компенсируется снижением скорости окисления топлива и меньшим содержанием углерода в метаноле, поэтому в результате концентрация СО₂ меняется мало. При больших нагрузках расход топлива снижается (с увеличением КПД), при этом снижение концентрации СО₂ достигает 7,4 %.

Таким образом, характер поведения выбросов СО₂ в двухтопливном режиме однозначно определить трудно. Следует, однако, помнить, что снижение скорости окисления топлива и меньшее содержание углерода в метаноле способствуют снижению выбросов СО₂. Поэтому фактическое снижение выбросов СО₂ (или его отсутствие) будет зависеть в основном от КПД двигателя.

Заключение

Обзор результатов исследования работы двухтопливных двигателей на топливах, содержащих спирт, позволяет сформировать следующие выводы:

➤ Существует некоторый предел степени замещения топлива спиртом как на малых, так и на больших нагрузках, превышение которого в первом случае ведет к неполному сгоранию и/или пропуску вспышек, во втором — к возникновению детонации и/или повышенной вибрации.

➤ В большинстве случаев КПД двигателя несколько меньше на малых нагрузках (из-за ухудшения смесеобразования) и несколько больше на больших нагрузках (из-за увеличения скорости сгорания), чем в обычном дизельном цикле.

➤ При любых значениях частоты вращения и нагрузки наблюдается снижение выбросов NO_x (по сравнению с дизельным циклом), пропорциональное степени замещения топлива. Эффект снижения определяется охлаждающим эффектом испарения спирта, что приводит к снижению температуры в цилиндре.

➤ Выброс частиц по сравнению с дизельным циклом уменьшается. Это происходит, в основном, из-за того, что часть дизельного топлива замещается спиртовым топливом, гораздо менее склонным к сажеобразованию (ввиду того, что оно предварительно смешивается с воздухом, имеет простую молекулярную структуру, насыщено кислородом и имеет меньше связей типа углерод–углерод, чем дизельное топливо).

➤ В двухтопливном двигателе отсутствует традиционная альтернатива между выбросами NO_x и частиц, поскольку выбросы как NO_x , так и частиц меньше, чем в дизельном цикле.

➤ Выбросы CO в двухтопливном двигателе больше, чем в дизеле благодаря более низкой температуре среды из-за охлаждающего эффекта от испарения спирта.

➤ В двухтопливном двигателе выбросы углеводородов выше, чем в дизеле вследствие эффекта от PFI (охлаждение заряда стенками цилиндров, абсорбции спирта масляным слоем или задержка в мертвых зонах), а также от снижения температуры горения вследствие фумигации спирта.

Литература

1. Boretti A. «Advantages of converting Diesel engines to run as dual fuel ethanol-Diesel» *Applied Thermal Engineering*, Vol. 47, 2012, pp. 1–9.
2. Geng P., Yao C., Wei L., Liu J., Wang Q., Pan W. and Wang J. «Reduction of PM emissions from a heavy-duty diesel engine with diesel/methanol dual fuel» *Fuel*, Vol. 123, 2014, pp. 1–11.
3. Wang Q., Wei L., Pan W. and Yao C. «Investigation of operating range in a methanol fumigated diesel engine» *Fuel*, Vol. 140, 2015, pp. 164–170.

4. Liu J., Yao A. and Yao C. «Effects of diesel injection pressure on the performance and emissions of a HD common-rail diesel engine fueled with diesel/methanol dual fuel» *Fuel*, Vol. 140, 2015, pp. 192–200.
5. Han X., Zheng M. and Tjong J. «Clean combustion enabling with ethanol on a dual-fuel compression ignition engine» *International Journal of Engine Research*, Vol. 16(5), 2015, pp. 639–651.
6. Song R. L., Jie; Wang, Lijun; Liu, Shenghua «Performance and Emissions of a Diesel Engine Fuelled with Methanol» *Energy & Fuels*, Vol. 22, 2008, pp. 3883–3888.
7. Padala S., Woo C., Kook S. and Hawkes E.R. «Ethanol utilisation in a diesel engine using dualfuelling technology» *Fuel*, Vol. 109, 2013, pp. 597–607.
8. Tutak W. «Bioethanol E85 as a fuel for dual fuel diesel engine» *Energy Conversion and Management*, Vol. 86, 2014, pp. 39–48.
9. Wang Q., Wang B., Yao C., Liu M., Wu T., Wei H. and Dou Z. «Study on cyclic variability of dual fuel combustion in a methanol fumigated diesel engine» *Fuel*, Vol. 164, 2016, pp. 99–109.
10. Tutak W., Lukacs K., Szwaja S. and Bereczky A. «Alcohol-diesel fuel combustion in the compression ignition engine» *Fuel*, Vol. 154, 2015, pp. 196–206.
11. Cheng C.H., Cheung C.S., Chan T. L., Lee S.C., Yao C.D. and Tsang K.S. «Comparison of emissions of a direct injection diesel engine operating on biodiesel with emulsified and fumigated methanol» *Fuel*, Vol. 87(10–11), 2008, pp. 1870–1879.
12. Liu J., Li Y., Li G., Zhu Z., He H. and Liu S. «Effect of Pilot Diesel Quantity and Fuel Delivery Advance Angle on the Performance and Emission Characteristics of a Methanol-Fueled Diesel Engine» *Energy & Fuels*, Vol. 24(3), 2010, pp. 1611–1616.
13. Britto R.F. and Martins C.A. «Emission analysis of a Diesel Engine Operating in Diesel-Ethanol Dual-Fuel mode» *Fuel*, Vol. 148, 2015, pp. 191–201.
14. Hori M., Matsunaga N., Marinov N., Pitz W. and Westbrook C. «An experimental and kinetic calculation of the promotion effect of hydrocarbons on the $\text{NO}-\text{NO}_2$ conversion in a flow reactor» 27th Symposium (International) on Combustion, Vol. 1, 1998, pp. 389–396.
15. Cheung C. S., Zhang Z. H., Chan T. L. and Yao C. «Investigation on the Effect of Port-Injected Methanol on the Performance and Emissions of a Diesel Engine at Different Engine Speeds» *Energy & Fuels*, Vol. 23(11), 2009, pp. 5684–5694.
16. Wei L., Yao C., Wang Q., Pan W. and Han G. «Combustion and emission characteristics of a turbocharged diesel engine using high premixed ratio of methanol and diesel fuel» *Fuel*, Vol. 140, 2015, pp. 156–163.
17. Yao C., Cheung C.S., Cheng C., Wang Y., Chan T.L. and Lee S.C. «Effect of Diesel/methanol CIMAC Congress 2016, Helsinki Paper №. 224 Page 12 compound combustion on Diesel engine combustion and emissions» *Energy Conversion and Management*, Vol. 49(6), 2008, pp. 1696–1704.
18. Surawski N.C., Ristovski Z.D., Brown R.J. and Situ R. «Gaseous and particle emissions from an ethanol fumigated compression ignition engine» *Energy Conversion and Management*, Vol. 54(1), 2012, pp. 145–151.
19. Zhang Z.H., Cheung C.S. and Yao C.D. «Influence of fumigation methanol on the combustion and particulate emissions of a diesel engine» *Fuel*, Vol. 111, 2013, pp. 442–448.
20. Gargiulo V., Alfe M., Di Blasio G. and Beatrice C. «Chemico-physical features of soot emitted from a dual-fuel ethanol-diesel system» *Fuel*, Vol. 150, 2015, pp. 154–161.

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА ДЛЯ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ: ПЕРСПЕКТИВЫ

*Kai Juoperi,
Wartsila Corporation*

Введение

В последнее время фирма «Wartsila» уделяет значительное внимание нескольким видам альтернативных топлив. В настоящем докладе рассматриваются новые топлива с содержанием серы 0,10 % m/m, необходимые для работы в зонах контролируемых выбросов, три вида жидкого биотоплива, а также сжиженный нефтяной газ.

Рассматриваются физико-химические свойства топлив с содержанием серы 0,10 % m/m, и сравниваются спецификации от поставщиков топлив с результатами эксплуатационных испытаний полученных партий топлив. Оценивается применимость этих топлив для среднеоборотных дизелей «Wartsila», а результаты их эксплуатационных испытаний сравниваются с имеющимся опытом эксплуатации аналогов.

Не смотря на то что недавно появившиеся топлива с содержанием серы 0,10 % m/m как дистилляты, так и мазуты соответствуют требованиям стандарта ISO 8217: 2012(E), многие из них не могут однозначно быть отнесены к одной из двух упомянутых категорий, так как каждое из них может обладать отдельными признаками, свойственными той или иной категории. Чтобы оптимизировать рабочий процесс, обеспечить необходимые ресурсные показатели, бесперебойное функционирование двигателя и системы топливоподачи при использовании этих топлив, необходимо уделять первоочередное внимание конкретным условиям эксплуатации.

В судовых установках жидкие биотоплива (LBF) используются пока еще довольно редко, хотя есть обширный опыт их применения в стационарных дизель-генераторах. Принципиальных препятствий для использования LBF в судовых двигателях не существует, хотя есть ряд факторов, которые могут повлиять на их применимость, например, ценовая разница между минеральными топливами и LBF, субсидирование цен, доступность LBF там, где в роли пользователей выступают бункеровщики, наличие на судах емкостей для хранения дополнительных видов топлива, конструктивные изменения двигателей и систем топливоподачи, которые могут потребоваться для их адаптации к LBF, одобрение классификационными обществами, и, наконец, отсутствие опыта работы с ними. В настоящем докладе рассматриваются физико-химические свойства LBF, отобранных фирмой «Wartsila» для испытаний. Представлены сравнительный анализ и оценка результатов испытаний. Описаны возможные изменения конструкции двигателя

и систем топливоподачи, необходимые для их адаптации к новым топливам.

Фирма «Wartsila» накопила обширный опыт постройки и использования различных типов газовых двигателей, включая газовые двигатели с искровым зажиганием (SG) и двигатели, работающие на двух топливах низкого и высокого давления — двухтопливные двигатели (DF) и газодизели (GD). Природный газ пока остается основным топливом для газовых двигателей, но и ряд других газов, таких, как например, попутные газы, низкокалорийные газы, LEG и LPG прошли испытания с хорошими результатами.

В настоящем докладе освещается опыт, накопленный фирмой «Wartsila», в работе с LPG, состоящим, главным образом, из пропана. Эта работа вызвала большой интерес среди потенциальных заказчиков.

Топливо с содержанием серы 0,10 % m/m для зон SECA

Когда дискуссия о введении новых требований по содержанию серы в топливе для зон SECA начала накаляться, общее мнение склонялось к тому, что должны использовать светлые или темные нефтепродукты + скруббер. Кроме того, обсуждался третий вариант — двухтопливный двигатель в газовом режиме (рис. 1).

Однако к концу 2014 г. стала появляться информация о разработке новых малосернистых топлив. Эти новые топлива с содержанием серы 0,10 % m/m, не являются чистыми дистиллятами, не вполне укладываются в существующие категории топлив, регламентируемых стандартом ISO 8217:2012(E), на который ориентировалось большинство судостроителей. Оказалось, что некоторые продукты процесса перегонки нефти, которые ранее рассматривались как отходы, например, донный слой колонны для гидрокрекинга, могут быть использованы в качестве компонентов топливных смесей. По мнению «Wartsila», если требования к топливам категорий DMA, DMZ или DMB не выполняются, возникает вопрос о качестве мазута. Большинство новых топлив с



Рис. 1. Варианты топлива для зон SECA

содержанием серы 0,10 % m/m соответствуют требованиям к топливам категорий RMA 10, RMB 30 или RMD 80. Многие поставщики стали присваивать своим продуктам собственные обозначения, что прежде не было характерно для морских топлив. Обычно такие топлива называются ультрамалосернистыми (ULSFO — Ultra Low Sulphur Fuel Oils), или, в некоторых случаях, гибридными топливами, поскольку они обладают свойствами как дистиллятных топлив, так и мазута.

Изучив эти топлива более тщательно, фирма «Wartsila» обнаружила, что спецификации отдельных продуктов сильно разнятся между собой. Кроме того, обнаружились серьезные различия между техническими условиями и реальными свойствами поставляемого топлива. Это было не слишком удобно как для покупателей, так и для производителей.

Покупатель не знает в точности, что он получит, если у него нет опыта работы с данным конкретным продуктом, и не будут ли свойства этого продукта меняться от партии к партии.

Что же касается производителя двигателя, то ему будет непросто разработать инструкции по эксплуатации, не имея точной информации о его свойствах, например, о его вязкости и текучести в холодном состоянии, которые могут меняться в широких пределах.

Физико-химические свойства топлив ULSFO

Сведения о физико-химических свойствах топлив ULSFO приведены в табл. 1 и 2. В табл. 1 приводятся минимальные, средние и максимальные значения 14 контролируемых параметров топлива. При отсутствии спецификации использовались типичные значения данного параметра. В табл. 2 показаны расхождения между техническими условиями и фактическими показателями одного из полученных топлив.

Отмеченные расхождения могут заметно повлиять на работу и показатели как двигателя, так и системы топливоподачи.

Хотя вряд ли можно ожидать, что топливо ULSFO в состоянии поставки будет иметь вязкость 380 мм²/с, все же разница между средним и минимальным значениями (8 мм²/с вместо 84 мм²/с) слишком велика. Чтобы сохранять гарантированные показатели работы двигателя, значение вязкости топлива в момент впрыска должно находиться в достаточно узких пределах, иначе нельзя сформулировать обоснованные рекомендации по его температуре. От вязкости топлива зависит также необходимая температура сепарации.

Для правильного выбора регулировочной шайбы в старых типах сепараторов необходимо знать вязкость топлива. Неправильный выбор регу-

Таблица 1

Физико-химические свойства топлив с содержанием серы 0,10 % m/m

Параметр	Минимальное значение	Среднее значение	Максимальное значение
Сера, % m/m	0,03	0,09	0,10
ν при 50°C, мм ² /с	8	84	380
ρ при 15°C, кг/м ³	845	908	991
ССАИ	765	828	870
Температура застывания, °C	-12	15	30
Кислотное число, мг КОН/г	0,1	1,5	2,5
Общий осадок, % m/m	0,01	0,08	0,10
Коксовый остаток, % m/m	< 0,1	4,9	18,0
Зола, % m/m	0,01	0,04	0,10
Ванадий, мг/кг	1	84	350
Натрий, мг/кг	1	44	100
Алюминий, мг/кг	1	14	30
Кремний, мг/кг	1	13	30

Таблица 2

Расхождения между указанными в технических условиях и реальными физико-химическими свойствами одного из топлив с содержанием серы 0,10 % m/m

Параметр	Значение	Результат
Сера, % m/m	0,10	0,05
ν при 50°C, мм ² /с	65	13,3
ρ при 15°C, кг/м ³	910	883
ССАИ	860	794
Температура застывания, °C	20	21
Температура вспышки, °C	60	> 70
Общий осадок, % m/m	0,10	< 0,01
Коксовый остаток, % m/m	14	0,12
Зола, % m/m	0,07	< 0,01
Ванадий, мг/кг	2	< 1
Натрий, мг/кг	2	< 1
Алюминий, мг/кг	15	9
Кремний, мг/кг	2	3

лировочной шайбы снижает эффективность сепарации. От работы сепаратора зависит эффективность очистка топлива от осадка, а также от частиц алюминия и кремния, известных как «cat fines» (мелкие обломки катализатора).

Текучесть в холодном состоянии также сильно меняется — в соответствии с изменением температуры застывания. Температурный диапазон топлива составляет от -12 до +30 °C, причем температура топлива во многом определяет темпе-

ратуру всей системы топливоподачи. Снижение температуры может вызвать кристаллизацию парафинов, что приводит к засорению топливных фильтров и к ухудшению прокачиваемости топлива. Надо также учитывать, что нагревание топлива требует затрат энергии, и, следовательно, дополнительных расходов, чего желательно избегать.

Если двигатель предназначен для работы на мазуте, то разброс других показателей топлива, перечисленных в табл. 1, на его функционирование существенно не повлияет.

Как видно из табл. 2, основным параметром, отклонение которого от оптимума может вызвать ухудшение рабочих параметров двигателя, является вязкость топлива. Если, например, требуется вязкость при впрыске $16 \text{ мм}^2/\text{с}$, то при реальной вязкости $23 \text{ мм}^2/\text{с}$ потребуются нагрев топлива до температуры порядка 45°C , а если его реальная вязкость составляет $65 \text{ мм}^2/\text{с}$, потребуются нагрев до температуры порядка 90°C . При работе на подобных топливах стоит подумать, не лучше ли при нагреве контролировать их температуру, а не вязкость.

В табл. 2 видно существенное расхождение в таких параметрах, как общий осадок, коксовый остаток и зольность (правда, все это обычно имеет серьезное значение лишь для двигателей, предназначенных для работы только на чистых дистиллятах).

Практические соображения

В целом, новые топлива ULSFO — это высококачественные продукты. Если судно прежде работало на мазуте, переход на топливо ULSFO не должен вызывать никаких проблем при выполнении некоторых условий, перечисленных ниже.

Даже при отсутствии необходимости в каких-либо изменениях самого двигателя оператору судна все равно рекомендуется обсудить данный вопрос с производителем двигателя, поскольку для разных типов двигателя рекомендации также могут быть разными.

Если говорить о 4-тактных двигателях «Wartsila», то рекомендуется в первую очередь обращать внимание на следующие моменты:

➤ Если планируется полный переход с мазута на дистиллятные топлива, то рекомендуется изменить тип выпускных клапанов, поскольку для разных типов топлив должны применяться различные типы покрытий выпускных клапанов.

➤ Если ранее судно в течение длительного времени работало на мазуте, при переходе на дистилляты могут возникнуть проблемы с приемистостью. При этом ВРШ должен быть переключен на другой уровень ограничения нагрузки, соответственно должен быть изменен его шаг, поскольку ход топливной рейки теперь увеличится.

Прежде чем смешивать разные топлива или переходить с одного топлива на другое, например ULSFO следует проверить их на совместимость, особенно с мазутом. При смешивании топлива ULSFO, содержащего больше парафинов, с мазутом, в котором преобладают ароматики, возможно выпадение в осадок асфальтенов, что приводит к засорению топливных фильтров и к образованию шлама в топливном сепараторе. В худшем случае засорение топливных фильтров может привести к потере мощности и даже к остановке двигателя.

Следует подумать также над подбором смазочного масла с оптимальным щелочным числом (BN). Понятно, что смазочное масло должно содержать достаточное количество щелочи для нейтрализации кислот, образующихся при горении топлива и старении масла. Достаточно большое количество щелочи позволяет поддерживать более высокий уровень чистоты поверхностей трущихся компонентов. С другой стороны, ее передозировка и, соответственно, слишком большая моющая способность (BN) может вызвать образование отложений на горячих поверхностях камеры сгорания и выпускного тракта, включая турбокомпрессор. Повышение BN также означает большее содержание сульфатной золы, что может повысить уровень выбросов частиц. Хотя содержание серы в новых топливах достаточно мало, многие из этих топлив содержат остаточные материалы, например коксовые остатки, асфальтены и зола. Следовательно, масла, рассчитанные на работу с дистиллятными топливами, не оптимально совместимы со всеми видами ULSFO. «Wartsila» считает, что смазочное масло с BN не менее 30 следует использовать также и с ULSFO, если данное топливо не является чистым дистиллятом и соответствует требованиям категорий ISO-F-DMA, -DMZ или -DMB.

Опыт эксплуатации

Как показывает накопленный на сегодняшний день опыт эксплуатации, заказчики, перешедшие на топлива ULSFO, не испытывают особых проблем, если придерживаются соответствующих инструкций производителей топлива и двигателей.

Однако бывают и исключения. В начале 2015 г. произошел случай с судном, поставленным в док в конце 2014 г. с топливными баками и системой топливоподачи, заполненными нормальным высокосернистым тяжелым топливом. В начале следующего года, в ходе планового техобслуживания, при бункеровке в систему было залито топливо ULSFO, не являющееся чистым дистиллятом. Не прошло и пятнадцати минут после выхода судна из акватории порта, как все топливные фильтры оказались забитыми, главные двигатели остановились, и судно пришлось отбук-

сировать обратно к стенке. После слива топлива из всех емкостей топливная система была промыта, все фильтры заменены, после чего судно снова покинуло порт, на этот раз — без малейших проблем. Этот случай убедительно показывает, насколько важна проверка топлив на совместимость, и каковы бывают последствия несовместимости.

Кроме того, зарегистрировано несколько случаев на Балтике, когда по меньшей мере два разных поставщика ULSFO не выполнили требований стандарта ISO 8217:2012(E). При этом несколько параметров топлива, таких, как, например, кислотное число, зольность и содержание натрия вышли за пределы требований соответствующих спецификаций. «Wartsila» поставила в известность операторов соответствующих судов о том, что данные партии топлива могут ухудшить работу двигателей, и их использование не рекомендуется.

Некоторые из новых ULSFO вызвали также повышение дымности ОГ. В этих случаях могли оказать воздействие какие-то другие факторы, повлиявшие на результат.

Экономические аспекты

При выборе топлив следует помнить, что цена является ключевым критерием выбора топлива — при условии, что оно соответствует действующим экологическим требованиям, и что имеются технически приемлемые альтернативы. Для любого типа судна затраты на топливо являются основной статьей эксплуатационных расходов, поэтому экономия на стоимости топлива существенно сказывается на финансовых показателях судоходной компании.

Первый опыт использования ULSFO показал, что оно стоит на 20–100 долларов за тонну дешевле судового маловязкого дистиллята (MGO), при этом по стоимости оно ближе к MGO, чем к тяжелым топливам.

Жидкое биотопливо

До недавнего времени жидким биотопливом интересовались только операторы сухопутных электростанций, однако в последнее время на него стали обращать внимание также заказчики, связанные с судоходством.

Рассматривая возможность использования жидких биотоплив в судовых условиях, нужно в первую очередь анализировать их химический состав и соответствие классификации. Диапазон жидких биотоплив достаточно широк, и существуют разные принципы их классификации. Во-первых, жидкое биотопливо может быть либо растительного происхождения, либо продуктом переработки животных жиров. Во-вторых, оно может быть простым (необработанным), либо проходить многоступенчатую обработку с целью

удаления нежелательных компонентов, ухудшающих его моторные качества.

В случае использования простых биотоплив «Wartsila» не рекомендует смешивать их с дистиллятными или тяжелыми топливами. Однако обработанные (или гидрированные) биотоплива в большинстве случаев могут быть использованы — либо в чистом виде, либо после смешивания с минеральными дизельными топливами в необходимой пропорции [2].

«Wartsila» не устанавливает какого-либо формального ограничения на предельно допустимое содержание гидрированного биотоплива в смеси с минеральным дистиллятом.

Операторы электростанций предпочитают простое биотопливо, тогда как судовладельцы больше заинтересованы в готовых к купажированию («drop-in») биотопливах, которые могут смешиваться с минеральными без внесения каких-либо изменений (или при минимальных изменениях) конструкции двигателя и его внешних систем топливоподачи [2].

В 2015 г. в лаборатории «Wartsila» (Финляндия) были проведены испытания нескольких видов биотоплива. Они проводились на дизеле Wartsila типа 6L32 с обычным топливным насосом плунжерного типа.

Два типа биотоплив из числа тестируемых, а именно, возобновляемое гидрогенизированное биотопливо, получаемое из отходов деревообработки и специально обработанное (и затем очищенное биотопливо), полученное из отходов масла для жарки, рассматривались как возможные заменители дистиллятного топлива. Третий продукт, кубовый остаток упомянутого выше технологического процесса UCO FAME, рассматривался как возможный заменитель тяжелого топлива.

Испытания этих топлив не выявили каких-либо проблем, и на опытном двигателе все они отработали нормально. Однако показатели качества, в первую очередь удельный расход топлива (SFOC) и выбросы вредных веществ, во всех трех случаях существенно отличались. Расхождения были также отмечены при сравнении с эталонными топливами — ULSD и малосернистым тяжелым топливом (LSHFO).

Возобновляемое топливо, полученное из отходов деревообработки, так называемое гидрогенизированное таловое масло (НТО — Hydro-treated Tall Oil) хорошо себя показало, и вполне может рассматриваться как качественное возобновляемое топливо типа «drop-in». Удельный расход топлива (SFOC) при прочих равных условиях был на 1–2 г/кВт·ч выше, а выбросы NO_x — примерно на 0,5 г/кВт·ч ниже, чем с ULSD (рис. 2 и 3). Однако вязкость у НТО несколько ниже, чем у ULSD. Поэтому было решено про-

вести вторую серию испытаний — с более низкой температурой впрыска, при которой опытное топливо по вязкости сравнялась бы с ULSD. После этого опытное топливо по SFOC и NO_x сравнивалось с эталонным. Этот опыт показал, что оптимальный результат не всегда достигается с первой попытки. Показатели работы двигателя могут быть улучшены, если разумно оценивать проблемы и находить пути их решения. Что же касается показателей выбросов (THC, CO) и дымности (FSN), то здесь между НТО и ULSD сколько-нибудь существенной разницы не обнаружено.

При сопоставлении результатов испытаний UCO FAME и ULSD (при одинаковых настройках дизеля) оказалось, что использование UCO FAME снижает SFOC на 2–3 г/кВт·ч и повышает выбросы NO_x на 2 г/кВт·ч по сравнению с ULSD. Увеличив угол опережения впрыска на 1,5 град. ПКВ при работе на UCO FAME удалось снизить выбросы NO_x примерно на 1,5 г/кВт·ч. В то же время расход топлива вырос, достигнув того же уровня, что и при работе на ULSD.

Кубовый остаток процесса UCO FAME оказался вполне приемлемым заменителем мазута

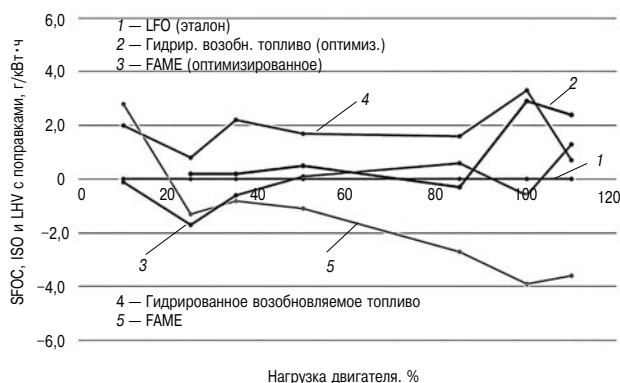


Рис. 2. Результаты измерения SFOC в зависимости от нагрузки двигателя для топлив НТО и UCO FAME — по сравнению с ULSD

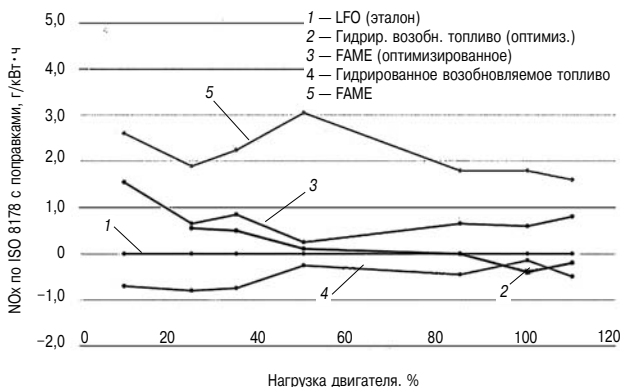


Рис. 3. Результаты измерения выбросов NO_x в зависимости от нагрузки двигателя для топлив НТО и UCO FAME — по сравнению с ULSD

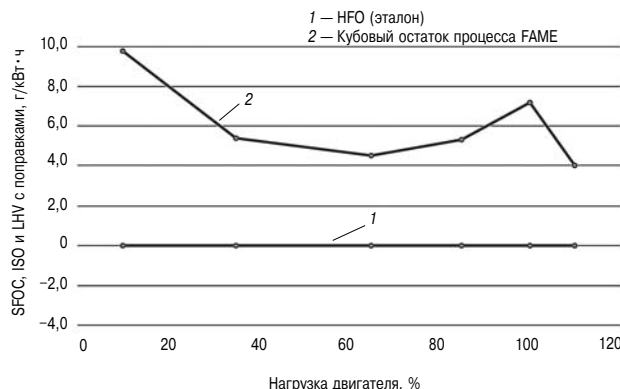


Рис. 4. Результаты измерения SFOC в зависимости от нагрузки двигателя для топлива LSHFO по сравнению с кубовым остатком процесса UCO FAME

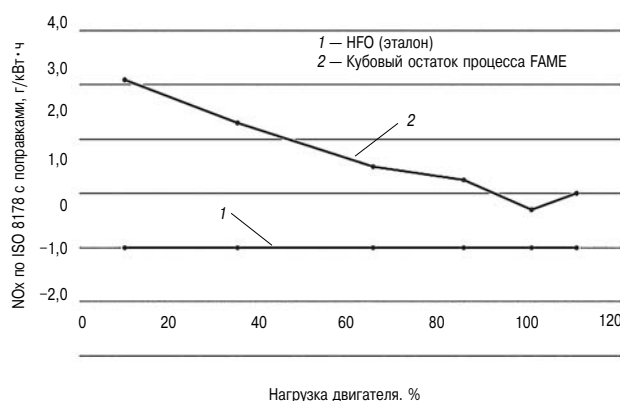


Рис. 5. Результаты измерения выбросов NO_x в зависимости от нагрузки двигателя для топлива LSHFO по сравнению с кубовым остатком процесса UCO FAME

для опытного двигателя. Однако SFOC и выбросы NO_x неожиданно оказались выше, чем при работе на эталонном LSHFO. А именно, расход топлива (SFOC) увеличился на 4–5 г/кВт·ч, а выбросы NO_x — на 1–3 г/кВт·ч (рис. 4 и 5). Выбросы CO и THC, а также уровень FSN при работе с кубовым остатком процесса UCO FAME оказались несколько ниже по сравнению с эталонным топливом.

Сжиженный нефтяной газ

Природный газ в виде как трубопроводного, так и сжиженного газа используется в качестве топлива для 4-тактных двигателей «Wartsila» уже более двадцати лет. Это относится как к агрегатам электропитания, так и к главным судовым двигателям. Однако относительно недавно стали приобретать популярность и некоторые другие виды газообразных топлив, в частности, сжиженный этан и нефтяной газ (LPG). Выбранный для испытаний LPG состоял главным образом из пропана, но содержал, кроме того, небольшое количество бутана и других углеводородов.

Экологическая устойчивость и экономические аспекты

Главная причина растущего интереса к биотопливам — стремление снизить выбросы парниковых газов (GHG — greenhouse gas). Учитывая технологии сегодняшнего дня, вряд ли можно говорить о полностью безуглеродном топливе, однако потенциальная возможность снижения выбросов CO₂ на 70–80 % реально существует [3]. При расчетах возможного снижения выбросов CO₂ важно учитывать всю цепочку образования углекислоты, начиная с выращивания зерновых, сбора урожая и производства биотоплив и заканчивая выпускной трубой дизеля.

В зависимости от вида биотоплива имеется возможность использовать целый ряд продуктов без каких-либо изменений существующей установки. При работе дизеля на качественном биотопливе эксплуатационные расходы будут не больше, чем на обычном дизельном топливе.

Вместе с тем, сегодняшние низкие цены на сырую нефть, а, следовательно, и на светлые и темные нефтепродукты, заставляют задуматься о том, каким образом сделать так, чтобы и на возобновляемые топлива цены оставались достаточно привлекательными для потребителей. Такие факторы, как государственное субсидирование, а также снижение портовых и транспортных сборов при работе на биотопливе, могут снизить эксплуатационные расходы. В противном случае увеличение доли биотоплив в топливном балансе судоходства маловероятно, во всяком случае, до тех пор, пока цена сырой нефти остается на сегодняшнем уровне.

Основные физико-химические свойства метана, этана и пропана представлены в табл. 3.

Как видно из табл. 3, существует значительный разброс некоторых показателей, например, объемного энергосодержания, плотности газовой фазы, метанового числа и точки кипения. От энергосодержания топлива сильно зависит конструкция газовой системы, поскольку для достижения требуемой мощности двигатель должен получить достаточное количество газа. MN — это показатель, характеризующий вероятность возникновения детонации, о котором ниже будет сказано более подробно.

В чем преимущества LPG

Одним из вероятных преимуществ LPG является его (предполагаемая) доступность там, где нет своего природного газа. Например, страны Центральной Америки, (расположенные севернее Колумбии, но южнее Мексики), которые традиционно предпочитали жидкие минеральные топлива, т. е. темные и светлые нефтепродукты, в настоящее время рассматривают LPG как один из новых вариантов альтернативных топлив.

Таблица 3

Основные физико-химические свойства метана, этана и пропана

Параметр	Метан	Этан	Пропан
Химическая формула	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈
Молекулярный вес, г/моль	16,04	30,07	44,10
Низшая теплотворная способность (LHVM), МДж/кг	50,02	47,72	46,36
Низшая теплотворная способность (LHVv), МДж/м ³	35,88	64,37	93,37
Плотность газообразной фазы, кг/м ³	0,7174	1,3488	2,0139
Плотность жидкой фазы, кг/м ³	422,36	543,83	580,88
Метановое число (MN)	100	43	34
Точка плавления, °C	-182,5	-182,8	-187,6
Точка кипения, °C	-161,5	-88,6	-42,1
Температура самовоспламенения, °C	595	515	470
Нижний и верхний пределы взрываемости	5,0–15,0	3,0–12,7	2,1–9,5

LPG по праву может считаться таким же экологически чистым топливом, как природный газ, дающий нулевые выбросы SO_x и PM, и значительно меньшие, по сравнению с жидкими топливами, выбросы NO_x и CO₂.

Еще одной причиной растущего интереса к LPG является тенденция к его удешевлению, вызванная ростом производства сланцевой нефти, что, в свою очередь, вызвало рост производства LPG в странах Персидского залива.

Транспортировка природного газа к новым потребителям связана со значительными вложениями в инфраструктуру и весьма сложными контрактами на поставку. Это делает LPG более предпочтительным выбором, особенно когда речь идет о небольших установках, состоящих из нескольких двигатель-генераторов.

Создание семейства Wartsila 34LPG

Фирмой «Wartsila» разработано новое семейство двигателей Wartsila 34LPG, способных работать на сжиженном нефтяном газе. Испытания головного образца новой машины прошли в лаборатории «Wartsila» (Финляндия) на 6-цилиндровом двигателе Wartsila 34LPG. Первые результаты оказались весьма обнадеживающими в том, что касается КПД, выбросов NO_x, стабильности рабочих параметров, пусковых качеств и способности к быстрому приему нагрузки. Перевод двигателя на LPG также положительно сказался на снижении выбросов общих углеводородов (THC), поскольку отсутствуют утечки метана.

Усилия разработчиков были сосредоточены на оптимизации степени сжатия, коэффициента избытка воздуха λ, новой форкамеры, а также на создании новой системы управления UNIC с функциями оптимизации распределения зажи-

Таблица 4

**Сравнение версий двигателей
Wartsila 34SG и Wartsila 34LPG**

Параметр	W34SG	W34LPG
Скорость, об/мин	750	750
Мощность, кВт/цилиндр	500	375
ВМЕР, бар	22,0	16,6
Относительный КПД двигателя, %	100	93,5
Выбросы NO _x , г/Нм ³ при 5 % O ₂	< /-TA Luft < /-TA-Luft	

Таблица 5

**Результаты анализа LPG, использованного
при доводке двигателя Wartsila 34LPG**

Параметр	Значение по спецификации поставщика	Значение по результатам анализа
Этан, не более, % v/v	2,0	0,34
Пропан, не менее, % v/v	95,0	98,47
Бутан и более тяжелые углеводороды, не более, % v/v	2,5	1,19
Коррозионная активность по отношению к меди, не более, Класс	1	1
H ₂ S, не более, ppm	1	0
Сера, не более, ppm	35	17
Вода, не более,	Допустимое	Допустимое
Плотность жидкой фазы при 15 °C, кг/м ³	Протокол испытаний	508,8
Плотность газообразной фазы при 15 °C, кг/м ³	-	2,019
Метановое число	-	33
LHV, МДж/кг	-	46,36
Давление паров при 37,8 °C, МПа не более	1,379	1,203

гания и длительности горения. Тщательная отработка ключевых компонентов двигателя и столь же тщательное тестирование оптимальных вариантов позволили успешно завершить проект, с достижением целевых показателей по КПД двигателя и цилиндровой мощности.

В табл. 4 приведены некоторые параметры двигателя Wartsila 34 в версиях для SG и LPG.

Основным различием между LNG и LPG, существенно влияющим на основные параметры соответствующих версий двигателя, являются разность метановых чисел (MN). Метановое число топлива характеризует его склонность к детонации. Значение MN для LPG составляет всего 33 (табл. 5), тогда как для LNG оно находится в диапазоне от 65 до 95, в зависимости от происхождения газа. Во избежание детонации степень сжатия должна быть оптимизирована, с соответствующим дефорсированием двигателя. Если сравнить показатели «Wartsila» 34SG и

«Wartsila» 34LPG, то окажется, что при равенстве степени сжатия их КПД почти одинаков. Цилиндровая мощность «Wartsila» 34LPG оптимизирована на уровне 375 кВт/цил., а Wartsila 34SG-500 кВт/цил.

Состав LPG, использовавшегося при доводке двигателя Wartsila 34LPG

Сравнение природного газа и LPG показывает, что главное различие между ними состоит в углеводородном составе (см. табл. 5). Этот фактор сильно влияет на величину MN. Кроме того, объемное энергосодержание (LHV_v) в LPG гораздо выше, чем в природном газе.

Статус коммерциализации

Существует стандарт ASTM D1835:2013 «Стандартные требования к сжиженным нефтяным (LP) газам». Положения данного стандарта, а также опыт, накопленный при создании газовых двигателей «Wartsila», были использованы при разработке требований к LPG для двигателя Wartsila 34LPG (табл. 6).

На момент написания настоящего доклада состоялась поставка в Эль-Сальвадор одной установки с двумя двигателями Wartsila 20V34LPG, и ведутся переговоры еще о нескольких сделках. Однако первая проданная установка еще не введена в эксплуатацию, так что опыт длительной работы в реальных условиях пока отсутствует. «Wartsila» рассчитывает на продолжающийся интерес к LPG со стороны рынка, особенно в американском регионе, включая страны Карибского бассейна, не имеющие природного газа.

Заключение и перспективы

Не вызывает сомнений, что в ближайшем будущем появятся и другие топлива, способные заменить традиционные дистилляты и мазуты, используемые в 4-тактных среднеоборотных дизелях. LNG приобретает все большую попу-

Таблица 6

Требования к LPG для двигателей Wartsila

Параметр	LPG
Пропан, не менее, % v/v	97,0
Бутан + тяжелые алканы, не более, % v/v	3,0
Общие алканы, не более, %v/v	2,0
Сероводород, не более, %v/v	0,05
Водород, не более, % v/v	Не допускается
Вода и углеводородный конденсат, не более, % v/v	Не допускается
Коррозионная активность по отношению к меди, не более, Класс	1
Аммиак, не более, мг/м ³ н	25
Хлор + фтор, не более, мг/м ³ н	50
Твердые частицы на входе в двигатель, не более, мг/м ³ н	50
Размер твердых частиц на входе в двигатель, не более, мкм	5
Температура газа на входе в двигатель, °C	0-60

лярность, но существуют и другие альтернативы, в том числе рассмотренные в настоящем докладе ULSFO, различные жидкие биотоплива, и LPG. Какие из них окажутся наиболее востребованными, зависит от ряда факторов, в том числе таких, как:

- рыночная стратегия поставщиков;
- экологическое законодательство;
- техническая целесообразность;
- изменения в системах топливоподачи судов и двигателей необходимые для перехода на новое топливо:

- заинтересованность конечных пользователей;
- цены на топливо;
- доступность топлив: места и объемы поставок;

- субсидирование возобновляемых топлив.

Есть ряд исследований, проводимых нефтедобывающими компаниями, ассоциациями энергетиков, консультантами и др., посвященных вероятным сценариям внедрения альтернативных топлив. Вариантов достаточно много, однако мнение всех экспертов сходятся на том, что в течение ближайших десятилетий никаких драматических изменений в этой области не ожидается. Для примера приведем следующую таблицу из отчета Международного энергетического агентства «A Report from the IEA Advanced Motor Fuels Implementing Agreement».

Главный вывод этого доклада заключается в том, что преобладающими энергоносителями останутся минеральные топлива, тогда как LNG все шире будут использоваться в качестве топлива для относительно небольших судов, которые работают на постоянных маршрутах, включающих зоны SECA и NECA [4].

С точки зрения двигателестроителей, ключевую роль здесь будет играть создание систем впрыска для новых топлив. Необходимость создания новых систем впрыска обусловлена тем, что:

- от энергосодержания топлива зависит; необходимая производительность системы впрыска
- зазоры во вновь проектируемых плунжерных парах будут зависеть от вязкости топлив.

Таблица 7

**Прогноз потребления морских топлив
на 2020 год, мегатонн в год**

Вид топлива	Суммарное потребление, мегатонн в год
HFO	204
LSFO	110
MGO / MDO	69
LNG	15
Биотоплива и проч.	2
Всего	400
Число судов	105 000

Высокая зольность топлива будет способствовать образованию отложений и износу. При выборе материалов для топливного насоса следует подумать о том, как предотвратить износ поверхностей под влиянием присутствующих в топливе абразивных и коррозионных элементов.

Для успешной работы крайне важно создание подробных инструкций по эксплуатации. В качестве примера можно привести циркуляр классификационного общества «Veritas» («Veritas Petroleum Services Circular»), в котором устанавливаются следующие ключевые требования при использовании новых топлив с содержанием серы 0,10 % m/m [5]:

- Обратитесь к производителю двигателя, чтобы удостовериться, что новое топливо подходит для данной машины. Желательно при этом получить от него письмо об отсутствии возражений.

- Для хранения нового топлива используйте только чистые и пустые баки. Если бак ранее использовался для хранения тяжелого топлива, убедитесь в том, что он тщательно очищен.

- До начала использования топлива выполните его анализ.

- Не смешивайте данное топливо с другими видами топлив без предварительной проверки их на совместимость.

- Убедитесь в том, что вам известны параметры текучести топлива в холодном состоянии (температура застывания, температура помутнения).

- Следуйте инструкциям производителя двигателя по замене топлива. Помните о возможности термического удара при переходе с вязкого на маловязкое топливо.

- При возможности выполните пробный пуск на новом топливе.

«Wartsila» в ближайшие годы также намерена вплотную заняться теми объектами, где возможно применение жидких биотоплив. Такие двигатели уже разработаны и находятся на стадии внедрения. При необходимости все технологии могут быть адаптированы под новые виды топлив. Уже скоро мы увидим, смогут ли производители жидких биотоплив увеличить привлекательность этого продукта настолько, чтобы бросить вызов LNG как единственной альтернативе светлых и темных нефтепродуктов.

Если говорить о газовом топливе, то, как показал опыт, есть много других видов такого топлива, помимо LNG и трубопроводного природного газа, которые могут заинтересовать потребителей. Это, например, упомянутые в этом докладе LEG и LPG, и, кроме того, попутный газ, биогаз, газы с низкой теплотворной способностью и сланцевый газ, перспективы которых в последнее время широко обсуждаются.

Работы, проведенные фирмой «Wartsila» в области технологий использования новых топлив, о которых говорится в настоящем докладе, свидетельствуют о готовности и способности фирмы предложить решения для операторов как судовых, так и сухопутных установок, располагающих доступом к источникам получения таких топлив. И последнее. Для большинства применений ключевым условием является устойчивое развитие, и хорошим примером этому служат жидкие биотоплива, о которых идет речь в настоящем докладе.

Литература

1. ISO 8217:2012(E) standard, Tables 1 and 2.
2. *Ollus R, Juoperi K.* Alternative fuels experiences for medium-speed diesel engines, CIMAC Congress 2007, Vienna.
3. Wartsila — Good Fuels Marine discussions, Dec. 2015.
4. A Report from the IEA Advanced Motor Fuels Implementing Agreement: Alternative Fuels for Marine Applications. Ralph McGill, William Remley, Kim Winther, May 2013.
5. Circular: Veritas Petroleum Services, 8 December 2014, Getting Ready for Hybrid Fuels.

Условные обозначения

SECA	Область контролируемых выбросов серы (Sulphur Emission Controlled Area)
ULSD	Дизель со сверхнизким содержанием серы (Ultra Low Sulphur Diesel)

LNG	Сжиженный природный газ (Liquefied Natural Gas)
DF	Двухтопливный (Dual Fuel)
LEG	Сжиженный этан (Liquefied Ethane Gas)
LBF	Жидкое биотопливо (Liquid Biofuel)
CO2	Двуокись углерода
SOX	Окислы серы
PM	Твердые частицы (Particulate Matter)
LPG	Сжиженный нефтяной газ (Liquefied Petroleum Gas)
ISO	Международная организация по стандартизации (International Organization of Standardization)
SG	Газовый двигатель с искровым зажиганием (Spark Ignited Gas)
GD	Газодизель (Gas Diesel)
ULSFO	Топливо со сверхнизким содержанием серы (Ultra Low Sulphur Fuel Oil)
v	Кинематическая вязкость
p	Плотность
CAI	Расчётный углеродный индекс ароматичности (Calculated Carbon Aromaticity Index)
CP	С регулируемым шагом (Controllable-pitch)
BN	Базовое число (Base Number)
MGO	Судовое маловязкое топливо (Marine Gas Oil)
UCO	Использованное масло для жарки (Used Cooking Oil)
FAME	Метилловые эфиры жирных кислот (Fatty Acid Methyl Ester)
HTO	Гидрогенизированное талловое масло (Hydrotreated Tall Oil)
SFOC	Удельный расхода топлива (Specific Fuel Oil Consumption)
LSHFO	Малосернистое тяжелое топливо (Low Sulphur Heavy Fuel Oil)
CO	Окись углерода
FSN	Дымовое число фильтра (Filter Smoke Number)
NOX	Окислы азота
THC	Общие углеводороды (Total HydroCarbons)
	Коэффициент избытка воздуха
BMEP	Среднее эффективное тормозное давление (Brake Mean Effective Pressure)
MN	Метановое число (Methane Number)
LHV	Низшая теплотворная способность (Lower Heating Value)
H2S	Сероводород

УДК 621.43

Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (продолжение) // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 3–9.

Ключевые слова: МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Поршневые двигатели», создание и развитие теории рабочего процесса, многозональные и 3D-модели рабочего процесса, кинетика образования вредных веществ, локальный радиационно-конвективный теплообмен.

Выполнен анализ и сформулированы основные направления решения актуальных задач исследования и совершенствования внутрицилиндровых процессов, реализованных усилиями кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Обоснована необходимость создания и развития новой теории рабочего процесса поршневых двигателей с использованием многозональных и 3D-моделей рабочего процесса для решения задач кинетики образования вредных веществ и локального радиационно-конвективного теплообмена при горении топлива в цилиндре. Ил. 5. Библ. 64 назв.

УДК 621.436.12

Рыков В.А. Результаты экспериментальных исследований пусковых свойств судового дизель-генератора // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 10–14.

Ключевые слова: судовой дизель-генератор, гидромеханическая система топливоподачи, аккумуляторная система топливоподачи, расход пускового воздуха, время пуска, переходный процесс разгона.

Представлены результаты исследований пусковых свойств судового дизель-генератора переменного тока с гидромеханической и аккумуляторной системами топливоподачи при запуске двигателя сжатым воздухом. Выявлены основные факторы, влияющие на расход пускового воздуха, время пуска и выхода двигателя на заданный скоростной режим при пуске двигателя из холодного и горячего состояний. Показано, что использование аккумуляторной системы топливоподачи обеспечивает улучшение пусковых свойств двигателя и качество переходного процесса при выходе на заданный скоростной режим. Ил. 4. Библ. 4 назв.

УДК 621.43

Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаров В.В., Чайнов Н.Д. Возможности уравнивания двигателя типа VR-5 // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 15–20.

Ключевые слова: компактные двигатели типа VR, угол развала цилиндров, дезаксаж, равномерное чередование вспышек, силы и моменты инерции, уравнивание.

Рассматриваются возможности уравнивания 5-цилиндровых четырехтактных двигателей типа VR-5 особо плотной компоновки с дезаксальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Приведены формулы для вычисления и анализа сил инерции от возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс и моментов этих сил, возникающих в двигателях VR-5 для заданного значения угла развала цилиндров, отношения радиуса кривошипа к длине шатуна и относительного смещения оси цилиндра. Предложен способ уравнивания моментов от сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателей типа VR-5. Ил. 12. Библ. 5 назв.

УДК 621.43.052

Циплѐнкин Г.Е., Иовлев В.И. Фирма «ABB Turbocharging» на конгрессе CIMAC 2019 // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 21–23.

Ключевые слова: тепловозные и судовые дизели, высоконапорные турбокомпрессоры, степень повышения давления, двухступенчатые системы наддува.

Приводится краткий обзор о новых разработках фирмы «ABB Turbocharging», представленных на конгрессе CIMAC 2019. Для тепловозных дизелей с уровнем форсировки по среднему эффективному давлению до 24 бар разработана система двухступенчатого наддува ABB Power-2 с тремя турбокомпрессорами. Приводится описание турбокомпрессоров новой серии A200-H со степенью повышения давления до 6,5 для четырехтактных среднеоборотных дизелей, а также компактных турбокомпрессоров серии A200-L для малооборотных двухтактных судовых дизелей, предназначенных для работы в зонах контроля выбросов ЕСА. Ил. 3. Библ. 1 назв.

УДК 621.78

Румб В.К., Школьный А.С., Хтоо Нанг Аунг. Особенности прогнозирования остаточной долговечности деталей ДВС по критерию усталости материала // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 24–28.

Ключевые слова: детали судовых ДВС, усталость, долговечность, трещина, прогнозирование остаточной долговечности, имитационное моделирование, вероятностные методы.

Отражены современные взгляды на физику накопления усталостных повреждений деталей судовых ДВС под действием разного рода циклических нагрузок. Разработаны методические основы, позволяющие расчетными методами прогнозировать усталостную долговечность деталей судовых ДВС. Рассмотрен механизм разрушения деталей с трещиной. Приведены примеры оценки остаточного ресурса этих деталей с использованием разработанных зависимостей. Ил. 3. Библ. 7 назв.

УДК 62-123

Колунин А.В., Бурьян И.А. Влияние температурного состояния поршневого двигателя на расход картерных газов // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 29–31.

Ключевые слова: автомобильные ДВС, картерные газы, режим прогрева, условия отрицательных температур, смазочное масло, ресурс двигателя.

Картерные газы негативно влияют на состояние смазочного масла, что может сказаться на сокращении ресурса двигателя в особенности на режимах пуска и прогрева в условиях отрицательных температур. Приводятся результаты натурального эксперимента по измерению расхода картерных газов при различных температурных состояниях пяти автомобильных двигателей КамАЗ-740.30-260, установленных на автомобилях КамАЗ-5350. Анализ результатов эксперимента позволил установить зависимость расхода картерных газов от температуры охлаждающей жидкости, аппроксимированную полиномом второй степени. Рассмотрены возможные способы сокращения расхода картерных газов. Табл. 1. Ил. 1. Библ. 6 назв.

УДК 623:621.311.26:519.2

Сайданов В.О., Михайлин А.Б., Мартемьянов О.Л. Оценка надежности систем децентрализованного энергоснабжения специальных объектов // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 32–37.

Ключевые слова: инфраструктура специальных объектов, источники электрической и тепловой энергии, система децентрализованного энергоснабжения, альтернативные источники энергии, вероятностная модель, коэффициент готовности.

Рассмотрены вопросы обеспечения структурной надежности существующих и перспективных систем децентрализованного энергоснабжения специальных объектов. Акцентируется внимание на особенностях систем с альтернативными источниками энергии. Разработана оценочная вероятностная модель и приведены результаты расчетов надежности с учетом влияния и значимости элементов систем на эффективность функционирования. Показаны преимущества и перспективные направления совершенствования сложно-комбинированных систем энергоснабжения для обеспечения максимального значения коэффициента системной готовности при ограниченной безотказности элементов. Табл. 3. Ил. 4. Библ. 9 назв.

УДК 621.43

Альтернативные топлива (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. — 2019. — № 4. — С. 38–57.

Ключевые слова: двигатели двойного топлива (DF), альтернативные топлива, спирты, сжиженный природный газ, сжиженный нефтяной газ, особо малосернистые дистилляты и мазуты, опыт промышленной эксплуатации DF-двигателей.

В настоящее время преобладающими видами топлива для среднеоборотных дизелей остаются темные и светлые нефтепродукты. Однако глобальное потепление и рост загрязненности воздуха вынуждают производителей ДВС искать альтернативу традиционным видам топлива. К наиболее перспективным видам альтернативного топлива относятся спирты, позволяющие одновременно снизить выбросы NO_x, CO₂ и частиц. На требования к снижению с 1 января 2015 г. содержания серы в топливе для судов, находящихся в пределах зон контролируемых выбросов (SECA) — до 0,10 % m/m, рынок отреагировал появлением новых особо малосернистых дистиллятов и мазутов (ULSD — Ultra Low Sulphur Diesel) с содержанием серы порядка 10 мг/кг. Увеличивается количество судовых двухтопливных (DF — Dual Fuel) двигателей, использующих сжиженный природный газ (LNG — Liquefied Natural Gas), а также сжиженный нефтяной газ (LPG — Liquefied Petroleum Gas). В настоящем обзоре приводятся физико-химические свойства топлив с содержанием серы менее 0,10 %, созданных для использования в зонах SECA, освещается опыт промышленной эксплуатации DF двигателей, работающих на альтернативных видах топлива. Табл. 7. Ил. 9. Библ. 25 назв.

UDC 621.43

Kavtaradze R.Z. Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models (continued) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 3–9.

Keywords: Moscow State Bauman Technical University, Reciprocating Engine Department, fundamental theory of reciprocating engines, multi-zone and 3D models of combustion process, kinetics of noxious emissions formation, local radiation/convective heat exchange.

The article lists and ranges foreground directions of investigations into in-cylinder processes carried out by Reciprocating Engine Department of Moscow State Bauman Technical University. It demonstrates urgency of formulating new theory of engine combustion process, making use of multi-zone and 3D models of combustion process, which are instrumental in research into kinetics of noxious emissions formation, local radiation/convective heat exchange in engine cylinder. 5 ill., 64 ref.

UDC 621.436.12

Ryzhov V.A. Starting performance of a marine diesel-generator // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 10–14.

Keywords: marine diesel-generator, hydromechanical fuel injection system, accumulator fuel injection system, starting air consumption, start-up duration, transient period.

Presented are the results of testing the marine AC diesel-generator, equipped with hydromechanical and accumulator fuel injection systems, for air-starting performance. The investigation revealed main factor that influence air consumption, start-up duration and transient period (until a set speed level is reached) for cold and hot start. Accumulator fuel injection system was demonstrated as a preferable technology in terms of engine starting and transient performance. 4 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Vallejo Maldonado P.R., Gusarov V.V. and Chainov N.D. Balancing engine type VR-5 // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 15–20.

Keywords: compact engines type VR-5, vee-angle, d'saxage, uniform firing sequence, forces and moments of inertia, balancing.

The article discusses balancing 4-stroke V-type and quasi V-type reciprocating engines, differing in vee-angles, angular offset of adjacent crankpins, and d'saxage. Formulae are given for calculation and analysis of forces of inertia induced by reciprocating and rotating masses, and moments of said forces in type VR-5 engines, as functions of vee-angle, crank radius/connecting rod length ratio, and cylinder axis relative d'saxage. A method is offered of balancing inertia forces from rotating and reciprocating masses as applied to VR-5 type engines. 12 ill., 5 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplonkin G.E. and Iovlev V.I. «ABB Turbocharging»' presentation at CIMAC-2019 Congress // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 21–23.

Keywords: locomotive and marine diesel engines, high-pressure turbochargers, pressure ratio, 2-stage supercharge systems.

A brief review of recent developments from ABB Turbo Systems presented at CIMAC-2019. In particular, the Company developed new 2-stage supercharge system ABB Power-2, containing three turbochargers, to be used in locomotive engines rated at 24 bar (MEP). Also, there are descriptions of new turbocharger series A200-H (process ration 6.5) for 4-stroke middle-speed engines, and compact turbocharger series A200-L for 2-stroke low-speed engines, intended for operation in ECA zones. 3 ill., 1 ref.

UDC 621.78

Rumb V.K., Schkolny A.S. and Htoo Naing Aung Prediction of engine part remaining life based on fatigue criterion // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 24–28.

Keywords: parts of marine diesel engines, material fatigue, life time, crack, prediction of remaining life, simulation, probabilistic methods.

They make use of modern approaches to physics of cumulative fatigue damage in engine parts exposed to various cyclic loads. Also, they offer calculation methods for prediction of engine parts' fatigue life. Mechanism of crack development, followed by part failure, is analysed in detail. Examples are given of evaluation of remaining life for such parts, using function dependences developed by the authors. 3 ill., 7 ref.

UDC 62-123

Kolunin A.V. and Buryan I.A. Oil sump gas flow as a function of reciprocating engine thermal condition // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 29–31.

Keywords: automotive engine, oil sump gas, warm-up mode, operation at negative ambient air temperature, lube oil, engine life time.

Lube oil conditions are negatively affected by oil sump gas, which may result in shorter engine life time, which is particularly true for start-up and warm-up operation at negative ambient temperature. Oil sump gas flow was measured in a series of actual experiments, carried out on five KAMAZ-740.30-260 engines powering KAMAZ-5350 trucks. Based on the test results, a dependence between oil sump gas flow and coolant temperature was drawn, which could be approximated by quadratic. Various methods of reduction in oil sump gas flow have been considered. 1 table, 1 ill., 6 ref.

POWER PLANTS

UDC 623:621.311.26:519.2

Saidanov V.O., Mikhailin A.B. and Martemyanov O.L. Reliability of stand-alone power supplies for military users // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 32–37.

Keywords: infrastructure of military users, power and heat energy supplies, distributed power supply system, alternative power sources, probabilistic model, availability.

The authors are concentrated on structural reliability of existing and future distributed power supply systems for military users. Special stress is laid on alternative power sources. In particular, the authors offer evaluative probabilistic model for reliability calculations, using weight coefficients. Advantages and promising ways of improvement of hybrid power supply systems are demonstrated, criterion function including maximum availability coefficient, given limited reliability of system components.

3 table, 4 ill., 9 ref.

UDC 621.43

Alternative fuels (based on CIMAC-2016 papers) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 4. — P. 38–57.

Keywords: dual fuel engines (DF), alternative fuels, alcohols, liquefied natural gas, liquefied petrol gas, ultra low sulphur distillate and residual fuels, existing field experience with DF engines.

Distillate oil and residual oil are currently dominant fuels for middle-speed marine diesel engines. However, global warming and increasing air pollution inspire engine builders to look for alternative fuels. Among the alternatives, alcohol fuels seem very interesting, as they have potential to lower NO_x, CO₂ and PM emissions simultaneously. As from 1 January 2015, the maximum sulphur limit for Emission Control Areas (SECA) was reduced to 0,10 % m/m. As a consequence of the new sulphur emission legislation, many new fuel qualities have entered the market, including distillate fuel and residual fuel, both the Ultra Low Sulphur Diesel (ULSD) with a sulphur content of ~ 10 mg/kg. There is growing share of marine dual fuel engines using Liquefied Natural Gas (LNG) and Liquefied Petroleum Gas (LPG). In this review focus is put on the physical and chemical properties of the 0,10 % m/m sulphur fuels introduced for SECA areas, and field experience with DF engines firing alternative fuels.

7 tables, 9 ill., 25 ref.

Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2019 год

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ

1. **Столяров С.П.** Системные проблемы Российского дизелестроения (взгляд из морского технического университета) (№ 1. С. 3–8).
2. **Рыжов В.А.** Состояние российского дизелестроения для стратегических отраслей (№ 3. С. 3–7).

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Мягков Л.Л., Сивачев В.М.** Математическое моделирование сопряженного тепломассобмена в системе охлаждения среднеоборотного дизеля (№ 1. С. 9–13).
2. **Миляев С.Б.** Оптимизация фазовых показателей сгорания в дизельных и газовых двигателях для снижения выбросов оксидов азота (№ 1. С. 14–19).
3. **Кавтарадзе Р.З.** Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (№ 2. С. 3–8; № 3. С. 8–15; № 4. С. 3–9).
4. **Лю Ин, Кузнецов А.Г., Харитонов С.В.** Анализ индикаторных диаграмм дизельного двигателя при отключении цилиндров (№ 2. С. 9–16).
5. **Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д.** Уравновешивание V-образных двигателей с угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов (№ 2. С. 17–25).
6. **Путинцев С.В., Пилацкая С.С., Ратников А.С.** Методика и результаты трибометрии вариантов цилиндропоршневых групп быстроходного дизеля (№ 3. С. 16–20).
7. **Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И.** Оптимизация фаз газораспределения тепловозного дизеля 8ЧН21/21 (№ 3. С. 21–26).
8. **Маслов А.П., Левцов М.В.** Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами (№ 3. С. 27–30).
9. **Рыжов В.А.** Результаты экспериментальных исследований пусковых свойств судового дизель-генератора (№ 4. С. 10–14).
10. **Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаров В.В., Чайнов Н.Д.** Возможности уравновешивания двигателя типа VR-5 (№ 4. С. 15–20).

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. **Циплѐнкин Г.Е., Иовлев В.И.** Фирма «ABB Turbocharging» на конгрессе CIMAC 2019 (№ 4. С. 21–23).

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Иванов Д.А., Зюкин В.С., Колосков А.А.** Снятие остаточных напряжений в деталях авиадвигателей газоимпульсной обработкой (№ 1. С. 20–23).

2. **Иванов Д.А., Колосков А.А., Зюкин В.С.** Повышение стойкости инструмента, используемого в двигателестроении (№ 3. С. 31–35).
3. **Румб В.К., Школьный А.С., Хтоо Наинг Аунг.** Особенности прогнозирования остаточной долговечности деталей ДВС по критерию усталости материала (№ 4. С. 24–28).

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Плотников С.А., Смольников М.В., Шишкин Г.П.** Расчет стабильности этанола-топливной эмульсии для применения в дизелях (№ 1. С. 24–27).
2. **Лиханов В.А., Лопатин О.П.** Сгорание и тепловыделение в дизеле, работающем на смесевом спиртовом топливе (№ 2. С. 26–31).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Колунин А.В., Бурьян И.А.** Влияние температурного состояния поршневого двигателя на расход картерных газов (№ 4. С. 29–31).

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

1. **Прутчиков И.О., Михайлов В.И., Камлюк В.В.** Модули энергетической безопасности автономных объектов на базе комбинированных энергоустановок (№ 1. С. 28–32).
2. **Бондарев А.В.** Экспериментальные исследования переходных процессов в котлах высокотемпературного кипящего слоя с рециркуляцией уходящих газов (№ 1. С. 33–38).
3. **Бондарев А.В.** Моделирование переходных процессов в твердотопливных котлах малой мощности с топками высокотемпературного кипящего слоя (№ 2. С. 32–38).
4. **Полозов П.Ю., Поршнева Е.Г.** Способ повышения качества электроэнергии потребителей специальных объектов (№ 3. С. 36–39).
5. **Сайданов В.О., Михайлин А.Б., Мартемьянов О.Л.** Оценка надежности систем децентрализованного энергоснабжения специальных объектов (№ 4. С. 32–37).

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Системы автоматизации и диагностирования дизелей и газовых двигателей (материалы конгресса CIMAC-2016) (№ 1. С. 39–57).
2. Совершенствование рабочих процессов газовых двигателей (материалы конгресса CIMAC-2016) (№ 2. — С. 39–62).
3. Методы проектирования и оценки усталостной прочности коленчатых валов (материалы конгресса CIMAC-2016) (№ 3. С. 40–53).
4. Альтернативные топлива (материалы конгресса CIMAC-2016) (№ 4. С. 38–57).