ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

# ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

**№ 1 (259)**
**январь–март 2015**

**Санкт-Петербург**

## РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Тузов Л.В., Ганин Н.Б., Пряхин А.С.*
**Идеальный термодинамический цикл ДВС с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты** 3

*Гусаров В.В., Автаев Ф.В.*
**Уравновешивание двигателей типа W8** 7

## АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

*Коньков А.Ю., Яранцев М.В.*
**Способ диагностирования плунжерных пар топливного насоса высокого давления** 14

## ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

*Пушнин В.П.*
**Строение сферических наноразмерных частиц дизельной сажи** 19

*Патрахальцев Н.Н., Аношина Т.С., Камышников Р.О.*
**Снижение расхода топлива и вредных выбросов дизеля на режимах малых нагрузок методом изменения рабочего объема** 26

*Живлюк Г.Е., Петров А.П.*
**Анализ возможностей снижения выбросов вредных веществ эксплуатируемыми СДЭУ** 30

## КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

*Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Красный В.А.*
**Повышение качества деталей из чугунов путем совершенствования процесса структурообразования** 35

## НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

*Мельник Г.В.*
**Обзор журнала Diesel & Gas Turbine Worldwide за 2014 год** 41

**Новости ОАО «Звезда»** 51

**Развитие двигателестроения в России** 52

## ИНФОРМАЦИЯ

**АГРОИНФО-2015**
**6-я международная научно-практическая конференция** 40

**Международная научно-практическая конференция «Новые горючие и смазочные материалы с присадками»** 53

## ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

*Tuzov L.V., Ganin N.B., Pryakhin A.S.*
**Ideal Thermodynamic Cycle for Reciprocating Engine with Isochoric and Isothermal Heat Supply** 3

*Gusarov V.V., Avtayev F.V.*
**Balancing W8 Engines** 7

## AUTOMATION AND DIAGNISTICS

*Konkov A.Yu., Yarantsev M.V.*
**Assessment of Wear in HP Fuel Pump Plunger Pairs at an Early Stage** 14

## ENVIRONMENTAL ISSUES

*Pushnin V.P.*
**Structure of Nanoscale Spherical Soot Particles** 19

*Patrakhaltsev N.N., Anoshina T.S., Kamyshnikov R.O.*
**Improvement in Engine Fuel Efficiency and Emission Performance at Low Loads by means of Displacement Control** 26

*Jivlyuk G.E., Petrov A.P.*
**Reserves of Improvement in Emission Performance of Marine Diesel Engines** 30

## MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

*Marukovich E.I., Bevza V.F., Grusha V.P., Krasny V.A.*
**Improvement in Structure Formation Technologies as a Means to Enhance Cast Iron Parts Quality** 35

## ENGINE BUILDING NEWS

*Melnik G.V.*
**Review of Diesel & Gas Turbine Worldwide 2014 Publications** 41

**News from JSC «Zvezda»** 51

**Progress of Engine Building in Russia** 52

## INFORMATION

**AGROINFO-2015**
**6th International Academic And Research Conference** 40

**International Academic And Research Conference «New Fuels and Lubricants Modified with Additives»** 53

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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



Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.
Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный институт (инженерно-технический)» ВИ(ИТ), филиал «Военной академии материально-технического обеспечения», Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).
Электронные версии журнала (2005–2015 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Сдано в набор 03.03.2015
Подписано в печать 20.03.15
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 123. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

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

Тел.: +7 (921) 956-31-94

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

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

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


© Журнал «Двигателестроение». 2015. № 1 (259)

УДК 621.443

# ИДЕАЛЬНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ДВС С ИЗОХОРНЫМ И ИЗОТЕРМИЧЕСКИМ СПОСОБАМИ ПОДВОДА ТЕПЛОТЫ

*Л.В. Тузов, д.т.н., проф., Н.Б. Ганин, к.т.н, доцент, А.С. Пряхин к.т.н, проф.,*
*ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова*

Предлагается идеальный термодинамический цикл с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты, обеспечивающий постоянство максимальной температуры цикла в период изотермического расширения, что обеспечивает высокий термодинамический КПД. Показано, что для обеспечения постоянной максимальной температуры цикла, в период изотермического расширения, необходима постоянная скорость подвода теплоты. Предлагаемый цикл может стать основой для создания экономичного управляемого низкотемпературного рабочего процесса при постоянной температуре сгорания с низкими выбросами окислов азота.

Совместными усилиями фирм WARTSILA и MAN завершается реализация программы «Геркулес», которая предусматривает в течение 2004–2015 гг. создать судовой дизель с почти нулевыми выбросами вредных веществ, и при этом существенно снизить удельный расход топлива. Осуществление таких противоречивых задач предполагается с помощью новой концепции сгорания. Одной из основ новой концепции является использование высокой степени сжатия и управляемое низкотемпературное сгорание топлива в цикле с целью одновременного снижения выбросов окислов азота и удельного расхода топлива. В результате реализации этой концепции удалось достичь максимальных значений давления и температуры сгорания соответственно: 30 МПа и 2000 °С при давлении на входе в двигатель 0,8 МПа [7].

Целью данной статьи является разработка такого идеального термодинамического цикла, в котором процесс подвода теплоты протекал бы при постоянной максимальной температуре цикла, а его термический КПД превышал бы КПД известных термодинамических циклов ДВС.

Как известно, ДВС по характеру процесса подвода теплоты в цикл делятся на три типа [4]:

➢ с изохорным подводом теплоты (цикл Отто);

➢ с изобарным подводом теплоты (цикл Дизеля);

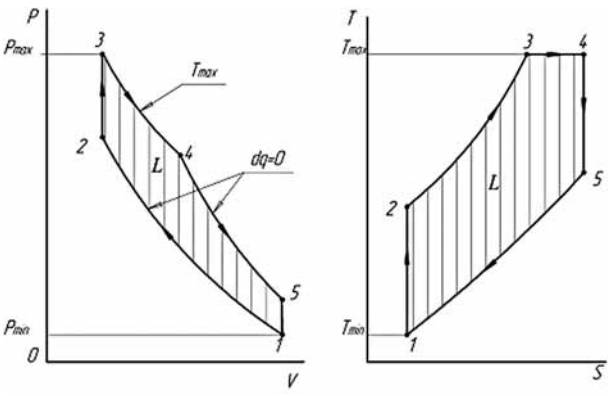



**Рис. 1. Идеальный термодинамический цикл ДВС с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты**

➢ с изохорным и изобарным подводом теплоты (цикл Тринклера–Сабатэ).

В указанных циклах максимальное давление и максимальная температура цикла взаимосвязаны. Иными словами с увеличением максимального давления увеличивается максимальная температура цикла. По этой причине традиционные циклы непригодны для управляемого низкотемпературного рабочего процесса с постоянной температурой сгорания. Попытаемся для этой цели выполнить анализ возможностей идеального термодинамического цикла с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты.

Рассмотрим этот идеальный термодинамический цикл в координатах p–V и T–S (рис. 1).

Цикл складывается из следующих процессов:

(1–2) — адиабатное сжатие в цилиндре до максимально допустимого давления в ДВС;

(2–3) — изохорный подвод теплоты до $T_{max}$;

(3–4) — изотермический подвод теплоты;

(4–5) — адиабатное расширение;

(5–1) — изохорный отвод теплоты;

$L$ — полезная работа цикла.

Для предлагаемого идеального термодинамического обратимого цикла (с изохорным и изотермическим подводом теплоты) справедливы следующие соотношения:

— степень предварительного изотермического расширения:

$$\rho_T = \frac{v_4}{v_3}; \qquad (1)$$

— степень сжатия (в цилиндре ДВС)

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}; \quad (2)$$

— степень повышения давления

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2}. \quad (3)$$

Используя традиционные методы термодинамического анализа, получим формулу для термического КПД такого цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (4)$$

где $q_1$ и $q_2$ — соответственно подведенная и отведенная теплота.

Подведенная теплота определяется суммой теплоты при постоянных объеме и температуре:

$$q_1 = q_1^v + q_1^t = c_v(T_{\max} - T_2) + R \cdot T_{\max} \cdot \ln \rho_T. \quad (5)$$

Отведенная теплота

$$q_2 = c_v(T_5 - T_1),$$

где $c_v$ — удельная изохорная теплоемкость; $T_{\max}$, $T_2$, $T_5$, $T_1$ — температуры в соответствующих точках цикла; $R$ — газовая постоянная.

Отсюда термический КПД термодинамического цикла с изохорным и изотермическим подводом теплоты составит:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_{\max} - T_2) + R \cdot T_{\max} \cdot \ln \rho_T}. \quad (6)$$

Учитывая, что $R = c_p - c_v$, а $c_p / c_v = k$, где $k = 1,4$ — показатель адиабаты и выражая температуры в характерных точках цикла через $T_1$ после несложных преобразований получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho_T{}^{k-1} - 1}{\varepsilon^{k-1}\left[\lambda - 1 + (k-1)\lambda \cdot \ln \rho_T\right]}. \quad (7)$$

Если степень предварительного изотермического расширения $\rho_T = 1$, предлагаемый идеальный цикл становится известным циклом Отто.

Сравним КПД термодинамического цикла с изохорным и изотермическим подводом теплоты с другими известными циклами. Для корректного сравнения принимаем одинаковыми для всех циклов следующие параметры:

➢ максимальные и минимальные температуры циклов $T_{\max}$ и $T_{\min}$ составляют, соответственно, 2000 и 20 °С;

➢ максимальные и минимальные давления циклов $P_{\max}$ и $P_{\min}$ соответственно 30 и 0,8 МПа, что соответствует степени сжатия 11.

➢ степень предварительного изобарного расширения равна степени предварительного изотермического расширения $\rho = \rho_T = 1,5$;

**Расчетные значения термического КПД идеальных циклов**

| Название цикла | Формула термического КПД | Величина термич. КПД, % при $\varepsilon = 11$ |
|---|---|---|
| Карно | $1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}}$ | 87,1 |
| Цикл Тринклера–Сабатэ с изохорным и изобарным подводом теплоты | $\varepsilon = \left(\frac{P_{\max}}{P_{\min} \cdot \lambda}\right)^{\frac{1}{k}}$; $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{(\lambda \cdot \rho^k - 1)}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda(\rho - 1)}$ | 59,1 |
| Цикл с изохорным и изотермическим подводом теплоты | $\varepsilon = \left(\frac{P_{\max}}{P_{\min} \cdot \lambda}\right)^{\frac{1}{k}}$; $\eta_t = 1 - \frac{\lambda \cdot \rho_T{}^{k-1} - 1}{\varepsilon^{k-1}\left[\lambda - 1 + (k-1)\lambda \cdot \ln \rho_T\right]}$ | 60,4 |

➢ степень повышения давления $\lambda = 1,3$.

Результаты расчетов термических КПД сравниваемых циклов представлены в таблице.

Как видим, наибольший термический КПД соответствует циклу Карно 87,1, а наименьший — циклу Тринклера–Сабатэ 59,1 %. Предложенный идеальный термодинамический цикл имеет более высокий термический КПД — 60,4 % по сравнению с циклом Тринклера–Сабатэ, который реализуется на практике в дизельных двигателях.

На рис. 2 показано влияние степени сжатия на термический КПД двух идеальных циклов.

Из графика видно, что разница термических КПД между циклом с изохорным и изотермическим подводом теплоты и циклом Тринклера–Сабатэ в диапазоне степени сжатия от 10 до 50 составляет от 1,3 до 0,7%.

Однако для практического использования предлагаемого идеального цикла необходимо установить закон тепловыделения при изотермическом способе подвода теплоты, при котором температура сгорания оставалась бы постоянной в процессе изотермического расширения. Для определения искомого закона тепловыделения используем характеристику подвода теплоты $x$ идеального термодинамического цикла:

$$x = \frac{Q(x)}{L}, \quad (8)$$

где $Q(x)$ — количество теплоты, выделившейся при изменении объема цилиндра от начального до текущего; $L$ — полезная работа цикла.

Характеристика интегрального подвода теплоты идеального цикла $x$ представляет собой отношение количества подведенной теплоты, при изменении объема от начального до текущего, к полезной работе цикла и определяется по индикаторной

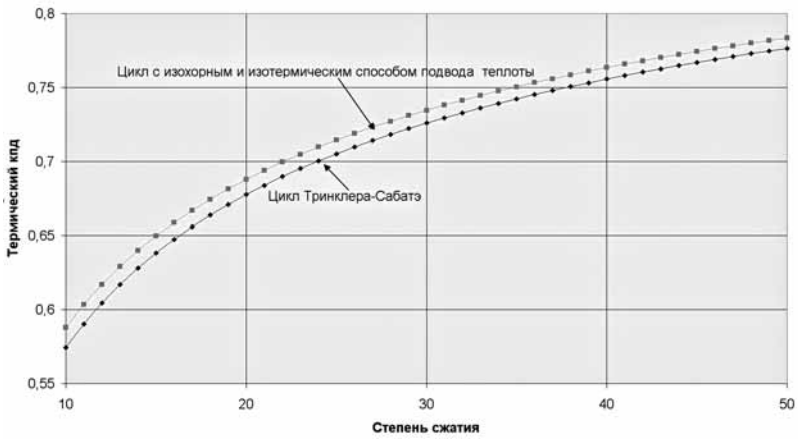



**Рис. 2. Влияние степени сжатия на термический КПД идеальных циклов**

диаграмме идеальных термодинамических циклов. Индикаторная диаграмма идеального термодинамического цикла с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты в координатах $P–V$ представлена на рис. 3.

Для вычисления характеристики интегрального подвода теплоты идеального цикла воспользуемся известной методикой [1] по расчету характеристик динамики тепловыделения по индикаторной диаграмме реального рабочего процесса

$$Q_x = \int_{P_0V_0}^{P_mV_m} \frac{d(pV)}{k-1} + \int_{V_0}^{V_m} pdV. \qquad (9)$$

Полученную зависимость проще всего решить графическим методом, используя чертежно-графический редактор КОМПАС [3]. С помощью графического интегрирования зависимость (9) приводится к виду:

$$Q_x = \left( \sum_1^m \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{k-1} + L_{сж} \right), \qquad (10)$$

где $p_1V_1$, $p_2V_2$ — давление и объем в начале и в конце шага; $L_{сж}$ — работа сжатия в пределах шага.

Отсюда интегральная характеристика подвода тепла определится по формуле

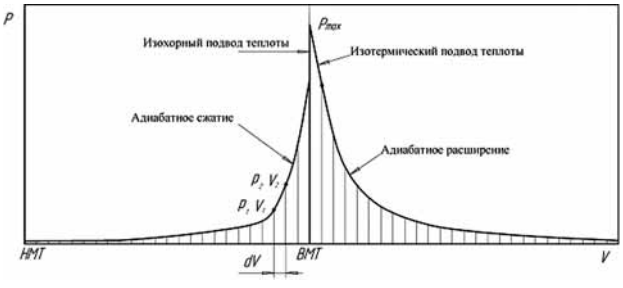



**Рис. 3. Индикаторная диаграмма идеального термодинамического цикла с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты**

$$x = \frac{1}{L}\left( \sum_1^m \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{k-1} + L_{сж} \right). \qquad (11)$$

Интегральная характеристика идеального термодинамического цикла с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты оценивает закон подвода теплоты в диапазоне от 0 до 1,0 в пределах от ВМТ до НМТ.

Характеристику интенсивности теплоподвода или закон подвода теплоты можно определить путем графического дифференцирования интегральной характеристики (11):

$$\frac{dx}{dV} = \frac{x_{j+1} - x_j}{\Delta V}. \qquad (12)$$

Используя полученные интегральные и дифференциальные характеристики подвода теплоты, оценим идеальный термодинамический цикл с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты и сравним его с другими известными циклами.

На рис. 4 изображены интегральные характеристики идеальных циклов с изотермическим подводом теплоты (цикл Отто), с изохорным и изотермическим подводом теплоты, с изохорным и изобарным способами подвода (цикл Тринклера–Сабатэ) и с изобарным подводом теплоты (цикл Дизеля) в зависимости от изменения рабочего объема.

Как видно из графика, интегральная характеристика $x$ предложенного идеального термодинамического цикла занимает промежуточное положение между циклами Отто и Тринклера–Сабатэ.

Характеристика интенсивности теплоподвода $dx/dV$ идеальных циклов показана на рис. 5.

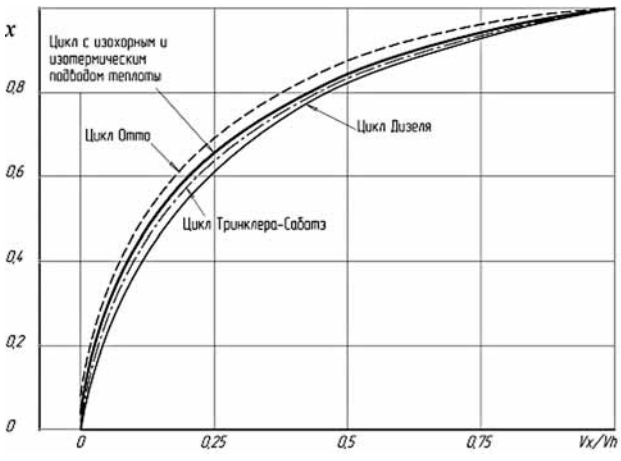



**Рис. 4. Интегральные характеристики подвода тепла идеальных термодинамических циклов**

По результатам сравнительного анализа и расчетным характеристикам (см. рис. 4 и 5) можно сделать следующие выводы:

➢ наибольшей скоростью подвода тепла характеризуется у цикла Отто — 0,056, в то время как в других циклах этот параметр находится в узком диапазоне — от 0,036–0,04;

➢ цикл с изохорным и изотермическим подводом теплоты имеет практически постоянную скорость подвода тепла (0,036–0,037) в период изотермического расширения, в то время как другие циклы имеют ярко выраженные экстремумы.

➢ для обеспечения постоянной максимальной температуры цикла в период изотермического расширения необходима постоянная скорость подвода теплоты.

Таким образом, предлагаемый идеальный термодинамический цикл с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты реализуется при постоянной максимальной температуре цикла в период изотермического расширения. Несмотря на то что термодинамический КПД предлагаемого цикла превышает КПД термодинамического цикла Тринклера–Сабатэ незначительно (07–1,3 %), предлагаемый идеальный термодинамический цикл может стать основой для создания экономичного управляемого низкотемпературного рабочего процесса с постоянной температурой сгорания и, как следствие, низкими выбросами окислов азота.

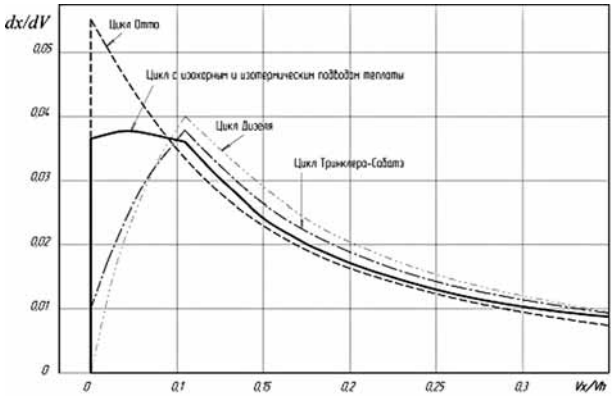



**Рис. 5. Характеристика интенсивности теплоподвода идеальных циклов**

**Литература**


1. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х. Дьяченко. — Л. : Машиностроение, 1974. — 552 с.

2. *Ерофеев В.Л., Пряхин А.С.* Термодинамические пределы энергоэффективности теплоэнергетических установок. Журнал университета водных коммуникаций, вып. 2 (18). — ГУМРФ им. адмирала С.О. Макарова, 2013. — С. 33–38.

3. *Ганин Н.Б.* Автоматизированное проектирование в системе КОМПАС-3D V12. — М. : ДМК Пресс, 2010. — 360 с.

4. *Гаврилов В.В.* Судовое главное энергетическое оборудование. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учеб. пособие. — СПб. : СПГУВК, 2011. — 228 с.

5. *Андрющенко А.И.* Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. — М. : Высшая школа, 1968. — 288 с.

6. Дизели. Справочник / Под редакцией В.А. Ваншейдта. — М. : 1977. — 480 с.

7. *Kyrtatos N., Hellberg L. and Poensgen C.* Hercules-B: Ten Years After: Results From The Major Programme Hercules A-B-C On Marine Engine R&D, Paper № 18, 27th CIMAC Congress, Shanghai, 2013.

УДК. 621.431.73

# УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА W8

*В.В. Гусаров, к.т.н., проф.*
*Московский государственный индустриальный университет*
*Ф.В. Автаев*
*ЗАО «Вольво-Восток»*

Определены углы заклинки кривошипов и смещения шатунных шеек коленчатых валов двигателей типа W8, обеспечивающие равномерное чередование рабочих ходов при различных углах развала цилиндров. Выполнена количественная оценка возмущающего действия неуравновешенных сил инерции от возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов для разных вариантов такого двигателя и предложены способы их уравновешивания. По результатам анализа представлены регрессионные модели. Сделан вывод о достаточной уравновешенности таких двигателей при определенных схемах кривошипно-шатунного механизма и способах уравновешивания.





Четырехрядные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) типа W8 позволяют обеспечить при том же числе цилиндров и рабочем объеме существенно лучшие массо-габаритные показатели по сравнению с другими конструктивными схемами (R, V, B), обычно применяемыми в автомобилестроении [1].

Для конструктивной схемы W8 характерным является большое разнообразие вариантов кривошипно-шатунного механизма (КШМ), определяемых возможностью реализовывать различные углы развала блока цилиндров $\gamma$, осей цилиндров в блоке $\delta$ (рис. 1, *а*), а также применять коленчатые валы с двумя разными схемами заклинки четырех кривошипов, условно называемыми «плоской» (рис. 1, *б* и *в*) или «крестообразной» (рис. 1, *г* и *д*). Особенностью конструкции коленчатых валов ДВС такого типа являются разрезные шатунные шейки, угол смещения которых $\nu$ определяется из условия обеспечения равномерного чередования рабочих ходов. Также из этого условия определяются и углы заклинки кривошипов $\mu$ для двух возможных схем коленчатого вала (рис. 1, *б* и *г*).

**Условия обеспечения равномерного чередования рабочих ходов**

Одним из главных источников неуравновешенности ДВС являются возмущения от действия непостоянного по углу поворота коленчатого вала результирующего крутящего момента (РКМ). Его минимальное значение обеспечивается при равномерном чередовании рабочих ходов. Анализ показал, что для выполнения этого условия угол смещения соседних шатунных шеек $\nu$ должен определяться из условия: $\nu = 90^\circ - \gamma$. Равномерное чередование рабочих ходов для плоской схемы коленчатого вала (рис. 1, *б* и *в*) обеспечивается следующим порядком работы цилиндров: 1–5–2–6–4–8–3–7, а для крестообразной схемы (рис. 1, *г* и *д*): 1-3-7-2-6-5-4-8. При этом угол заклинки кривошипов $\mu$ находится из условия: $\mu = \delta + 2\chi$, где $\chi$ — угол, определяемый величиной дезаксажа КШМ (см. рис. 1, *а*). Особенностью ДВС типа W8 является большой дезаксаж, назначаемый из условий компоновки КШМ. Если в большинстве конструкций автомобильных ДВС величина дезаксажа не превосходит 3 мм (и его обычно не учитывают при кинематическом анализе $\chi \approx 0^\circ$), то у двигателей типа W8 он по технологическим причинам обычно значительно больше, причем дезаксаж «внутренних» и «наружных» блоков цилиндров противоположен по направлению. Пример такого типа ДВС — двигатель «ФольксваренПассатW8», у которого углы развалов рядов цилиндров: $\gamma = 72^\circ$, $\delta = 15^\circ$; дезаксаж равен 12,5 мм (в этом случае $\chi = 3{,}4^\circ$); значение угла заклинки кривошипов $\mu = 21{,}8^\circ$; угол смещения соседних шатунных шеек $\nu = 18^\circ$. Коленчатый вал этого ДВС выполнен по схеме, показанной на рис. 1, *б*, *в*. Равномерное чередование рабочих ходов [1] для схемы плоского вала обеспечивается при порядке работы 1-5-2-6-4-8-3-7.

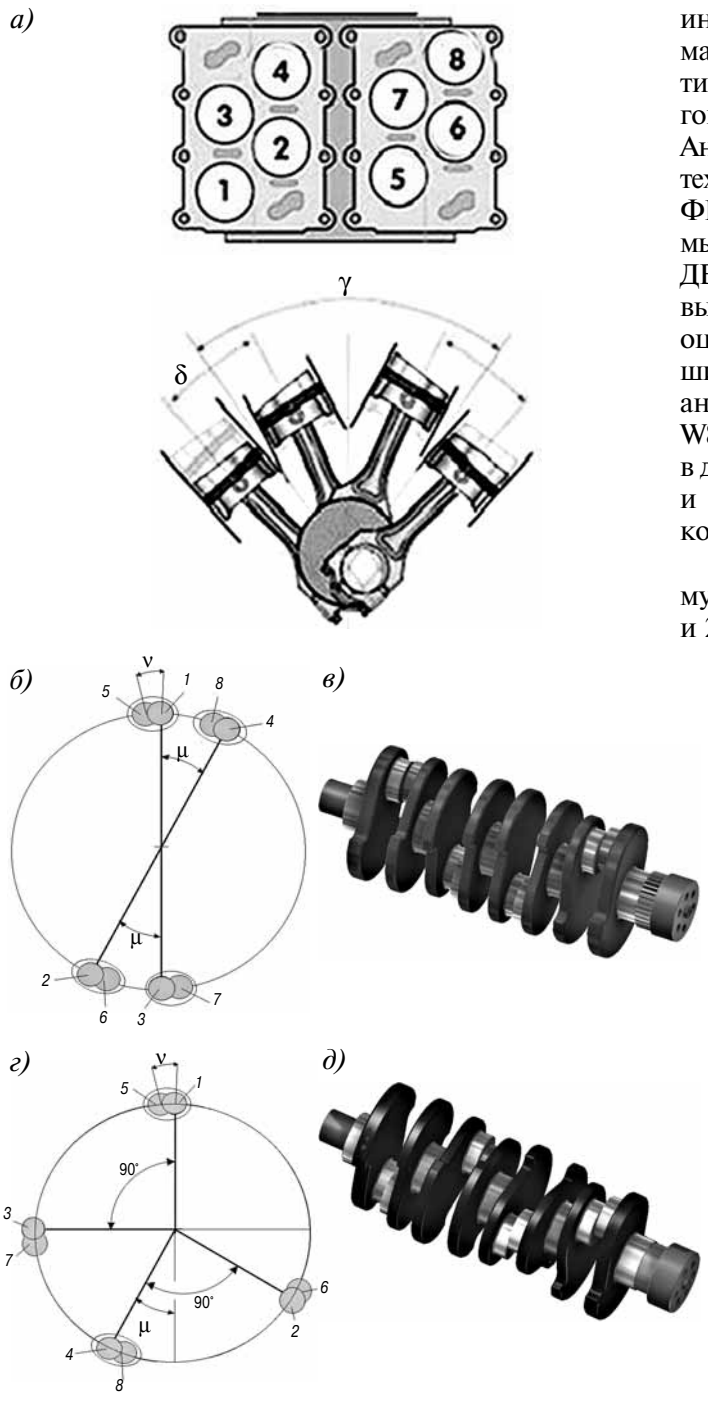



**Рис. 1. Схемы кривошипно-шатунного механизма двигателей типа W8:**

*а* — расположение цилиндров; *б* — схема плоского вала; *в* — 3D-модель плоского вала; *г* — схема крестообразного вала; *д* — 3D-модель крестообразного вала

Необходимые для обеспечения равномерного чередования рабочих ходов параметры КШМ для иных задаваемых схем коленчатого вала, углов развала цилиндров и дезаксажа можно найти аналогичным способом.

**Анализ уравновешенности ДВС типа W8**

Уравновешенность ДВС типа W8 определяется в том числе возмущениями от действия сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс (ВПДМ) и моментов этих сил. КШМ ДВС типа W8 имеют повышенную сложность и многовариантность в сравнении с традиционными. Анализ уравновешенности таких схем в известной технической литературе отсутствует. Специалисты ФБГОУ МГИУ разработали методики и программы анализа различных возмущений в поршневых ДВС (включая и от действия РКМ), позволяющие выполнять их сравнительную количественную оценку, исследовать разные способы уравновешивания [2]. Ниже приведены результаты такого анализа для различных вариантов ДВС типа W8: при варьировании углами развала цилиндров в диапазонах $\gamma = 90^\circ \ldots 60^\circ$, $\delta = 0^\circ \ldots 20^\circ$ для плоской и крестообразной схем заклинки кривошипов коленчатого вала.

В задачи анализа входило определение возмущений от действия сил инерции ВПДМ 1-го и 2-го порядка и моментов этих сил для разных вариантов КШМ исследуемого ДВС и оптимальных способов уравновешивания.

Для оценки безразмерных значений сил инерции ВПДМ принято:

$$M \cdot r \cdot \omega^2 = 1,$$

где $M$ — ВПДМ в одном цилиндре; $r$ — радиус кривошипа; $\omega$ — угловая скорость вращения коленчатого вала.

Общий алгоритм анализа возмущений от действия сил инерции ВПДМ и моментов этих сил выполнялся в следующей последовательности:

1. Программным способом находятся дискретные безразмерные значения (помечено нижним индексом б.р. в символах параметров формул) проекций результирующих сил инерции ВПДМ 1-го и 2-го порядков на вертикальную ($Y$): $\Sigma P_{\text{б.р.}\varphi j1Y}$, $\Sigma P_{\text{б.р.}\varphi j2Y}$ и горизонтальную ($X$): $\Sigma P_{\text{б.р.}\varphi j1X}$, $\Sigma P_{\text{б.р.}\varphi j2X}$ оси координат для различных углов поворота коленчатого вала $\varphi$ за период (360° для сил 1-го порядка, 180° для сил инерции 2-го порядка). Расчетная схема показана на рис. 2, *а*. Эти данные получены для разных вариантов схем КШМ ДВС типа W8.

Аналогичным способом находим безразмерные значения проекций моментов от сил инерции ВПДМ 1-го и 2-го порядков: $\Sigma M_{\text{б.р.}\varphi j1X}$, $\Sigma M_{\text{б.р.}\varphi j1Y}$, $\Sigma M_{\text{б.р.}\varphi j2X}$, $\Sigma M_{\text{б.р.}\varphi j2Y}$ для различных схем КШМ. Заметим, что с учетом зарезонансной зоны колебаний от исследуемых источников возмущений, моменты от сил инерции в этом случае вычислялись относительно центра масс ЦМ силового агрегата (СА), установленного на подвесе, включающего как ДВС, так и другие агрегаты, например коробку передач (КП) (рис. 2, *б*) [3].

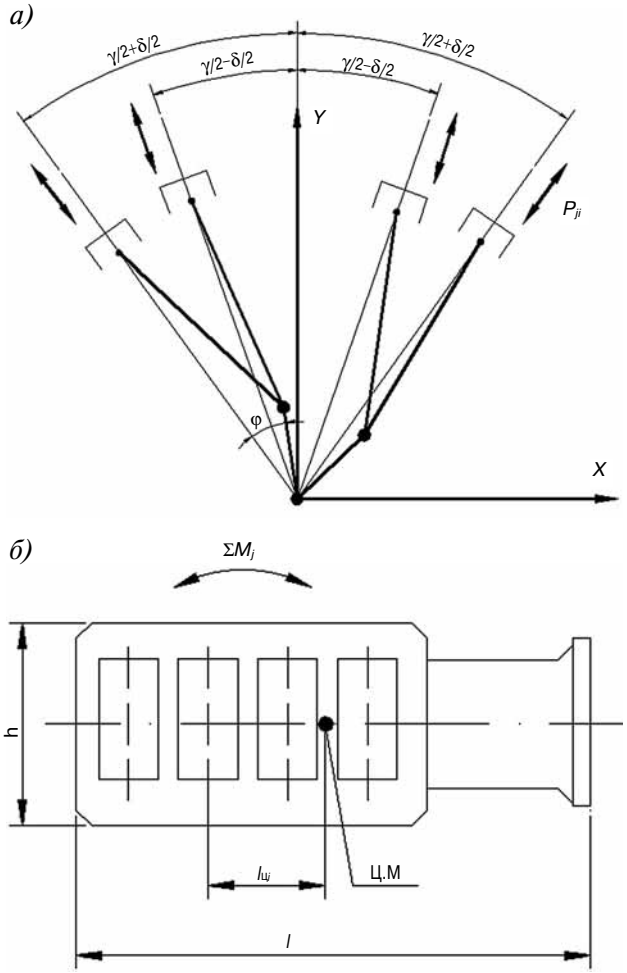



**Рис. 2. Расчетные схемы действия сил инерции ВПДМ (*а*) и моментов от этих сил (*б*)**

2. Выполняется количественная оценка неуравновешенности исследованных вариантов двигателя путем вычисления программным способом безразмерных максимальных за период импульсов возмущений от действия результирующих инерционных сил ВПДМ: $L_{б.р.Pj1}$, $L_{б.р.Pj2}$ и их моментов: $L_{б.р.Mj1}$, $L_{б.р.Mj2}$.

3. Для вариантов ДВС типа W8, где не был самоуравновешен момент от сил инерции 1-го порядка ($L_{б.р.Mj1} \neq 0$), программным способом исследуется эффективность его частичного «естественного» уравновешивания за счет установки специально рассчитанных дисбалансов от вращающихся масс (ВМ) (противовесов на коленчатом вале). Для этого находится оптимальное безразмерное значение модуля уравновешивающего центробежного момента $M_{б.р.ц.б.ур.}$ от ВМ и угол плоскости его действия $\alpha_{ц.б.ур}$ (относительно плоскости кривошипа 1-го цилиндра), при которых в максимальной степени обеспечивается уравновешивание момента $\Sigma M_{б.р.j1}$. Оптимальные значения $M_{б.р.ц.б.ур}$ и $\alpha_{ц.б.ур}$ соответствуют условию минимума импульса возмущения от совместного действия момента сил 1-го порядка и центробежного: $L_{б.р.Mj1ур} \rightarrow \min$. Подобным способом исследуется и возможность частичного уравновешивания силы инерции ВПДМ 1-го порядка; путем нахождения оптимальных значений ВМ и значения импульса возмущения этой силы после частичного уравновешивания $L_{б.р.Pj1ур}$.

4. Результаты анализа представлялись в виде таблиц значений импульсов возмущений от действия неуравновешенных сил и моментов для разных схем ДВС типа W8, годографов неуравновешенных сил и моментов, а также в виде регрессионных моделей зависимости импульсов возмущений неуравновешенных параметров от углов γ и δ развала цилиндров.

Выражения для безразмерных результирующих проекций сил инерции 1-го и 2-го порядков на оси X и Y имеют вид:

$$\sum P_{б.р.\varphi\, j1X} = \sum_{i=1}^{8} \sin\left(\pm\frac{\gamma}{2}\pm\frac{\delta}{2}\right)_i \cos(\varphi - \theta_{1-i});$$

$$\sum P_{б.р.\varphi\, j1Y} = \sum_{i=1}^{8} \cos\left(\pm\frac{\gamma}{2}\pm\frac{\delta}{2}\right)_i \cos(\varphi - \theta_{1-i});$$

$$\sum P_{б.р.\varphi\, j\,2X} = \sum_{i=1}^{8} \sin\left(\pm\frac{\gamma}{2}\pm\frac{\delta}{2}\right)_i \lambda\cdot\cos 2(\varphi - \theta_{1-i});$$

$$\sum P_{б.р.\varphi\, j\,2Y} = \sum_{i=1}^{8} \cos\left(\pm\frac{\gamma}{2}\pm\frac{\delta}{2}\right)_i \lambda\cdot\cos 2(\varphi - \theta_{1-i}),$$

где в нижнем индексе результирующих сил указан угол поворота коленчатого вала относительно 1-го цилиндра и порядок результирующей силы инерции ВПДМ: $j_1$ — 1-го порядка, $j_2$ — 2-го порядка; $(\pm\gamma/2\pm\delta/2)_i$ — угол между вертикальной осью $Y$ и цилиндра с номером $i$, $l$ — безразмерный кинематический параметр ДВС, $\theta_{1-i}$ — интервал между рабочими ходами 1-го и $i$-го цилиндров (определяемые порядком работы цилиндров).

Проекции безразмерных результирующих моментов от сил инерции ВПДМ на оси координат находятся с учетом положения ЦМ СА:

$$\sum M_{б.р.\varphi\, j\,1X} = \sum_{i=1}^{8} l_{б.р.i} \times \sin\left(\pm\frac{\gamma}{2}\pm\frac{\delta}{2}\right)_i \cos(\varphi - \theta_{1-i});$$

$$\sum M_{б.р.\varphi\, j\,1Y} = \sum_{i=1}^{8} l_{б.р.i} \times \cos\left(\pm\frac{\gamma}{2}\pm\frac{\delta}{2}\right)_i \cos(\varphi - \theta_{1-i});$$

$$\sum M_{б.р.\varphi\, j\,2X} = \sum_{i=1}^{8} l_{б.р.i} \times \sin\left(\pm\frac{\gamma}{2}\pm\frac{\delta}{2}\right)_i \lambda\cdot\cos 2(\varphi - \theta_{1-i});$$

$$\sum M_{б.р.\varphi\, j\,2Y} = \sum_{i=1}^{8} l_{б.р.i} \times \cos\left(\pm\frac{\gamma}{2}\pm\frac{\delta}{2}\right)_i \lambda\cdot\cos 2(\varphi - \theta_{1-i}),$$

где $l_{б.р.i}$ — безразмерное расстояние от оси цилиндра с номером $i$ до ЦМ: $l_{б.р.i} = l_{цi} / l_ц$, $l_{цi}$ — фактическое (размерное значение) расстояния от оси цилиндра с номером $i$ до ЦМ, $l_ц$ — расстояние между осями соседних в блоке ДВС цилиндров

(например, между цилиндрами с номерами 1 и 2) (рис. 2, *б*). Программой предусмотрена возможность варьирования положением ЦМ при анализе значений моментов.

Таким образом вычисляются дискретные безразмерные значения неуравновешенных сил и моментов в ДВС типа W8 с различными углами развала цилиндров и разными схемами коленчатых валов за период их действия с интервалом через 10° поворота коленчатого вала.

Безразмерные максимальные за один оборот коленчатого вала импульсы возмущений от неуравновешенных сил и моментов вычисляются по формулам:

$$L_{\text{б.р.}Pj1} = \sqrt{L_{\text{б.р.}Pj\ 1X}{}^2 + L_{\text{б.р.}Pj\ 1Y}{}^2};$$

$$L_{\text{б.р.}Pj2} = \sqrt{L_{\text{б.р.}Pj\ 2X}{}^2 + L_{\text{б.р.}Pj\ 2Y}{}^2};$$

$$L_{\text{б.р.}Mj1} = \sqrt{L_{\text{б.р.}Mj\ 1X}{}^2 + L_{\text{б.р.}Mj\ 1Y}{}^2};$$

$$L_{\text{б.р.}Mj2} = \sqrt{L_{\text{б.р.}Mj\ 2X}{}^2 + L_{\text{б.р.}Mj\ 2Y}{}^2},$$

где подкоренные параметры являются максимальными значениями проекций импульсов соответствующих сил и моментов, вычисленных за период оборота коленчатого вала в функции угла поворота кривошипа (в радианах).

**Результаты анализа возмущений от действия ВПДМ для плоской схемы коленчатого вала**

Для плоской схемы коленчатого вала ДВС типа W8 при всех исследованных вариантах углов развала цилиндров γ и δ обеспечивается самоуравновешивание от результирующей сил инерции 1-го порядка $\Sigma P_{j1}$. Неуравновешенны силы инерции 2-го порядка $\Sigma P_{j2}$ ($L_{\text{б.р.}Pj2} \neq 0$), момент от этих сил $\Sigma M_{j2}$ ($L_{\text{б.р.}Mj2} \neq 0$), а также момент от сил инерции 1-го порядка $\Sigma M_{j1}$ ($L_{\text{б.р.}Mj1} \neq 0$). Действие неуравновешенных сил и моментов можно оценить на примере данных годографов безразмерных векторов для варианта углов развала цилиндров γ = 72°, δ = 15°, показанных на рис. 3.

Положение ЦМ СА в этом примере принимается в середине длины коленчатого вала (его положение для рассматриваемой схемы коленчатого вала влияет лишь на момент от сил инерции 2-го порядка). Весьма эффективным здесь является частичное уравновешивание момента от сил инерции 1-го порядка с помощью противовесов коленчатого вала, создающих центробежный момент $M_{\text{б.р.ц.б.ур.}}$ (см. п. 4 алгоритма анализа). За счет этого существенно снижается импульс возмущения: $L_{\text{б.р.}Mj1} / L_{\text{б.р.}Mj1\text{ур}} \approx 6{,}4$.

Годографы этого момента до и после уравновешивания показаны на рис. 3 (соответствуют эллипсу *2* и окружности *3*.

Наибольшее возмущение для рассматриваемого варианта ДВС происходит от действия силы инерции 2-го порядка $\Sigma P_{j2}$. Для возможности прямого количественного сравнения возмущений от действия сил и моментов необходимо оценивать приведенные значения импульсов сил к моменту (или наоборот) из условий равенства энергий возмущений СА (на подвесе) от действия фактических и приведенных значений [4]. В частности размерный импульс силы инерции ВПДМ $L_{Pj}$ соответствует приведенному размерному импульсу от действия условного момента $L_{\text{пр.}Mj}$ от этой силы, определяемому из выражения: $L_{\text{пр.}Mj} = L_{Pj} \cdot K_{\text{пр}}$, где $K_{\text{пр}}$ — коэффициент приведения: $K_{\text{пр}} = \sqrt{J_{\text{са}} / M_{\text{са}}}$; $J_{\text{са}}$ — момент инерции СА относительно оси, проходящей через ЦМ перпендикулярно плоскости действия момента $\Sigma M_j$, $M_{\text{са}}$ — масса СА.

Примерное значение момента инерции СА можно найти из выражения: $J_{\text{са}} = (M_{\text{са}}/12) \times (l^2 + h^2)$, где $l$ и $h$ длина и высота СА (рис. 2, *б*) [3]. Безразмерные импульсы сравниваемых возмущений для рассматриваемого варианта: $L_{\text{б.р.}Pj2} = 1{,}18$ рад, $L_{\text{б.р.}Mj1\text{ур}} = 0{,}23$ рад. Размерные значения этих импульсов определяются массагабаритными параметрами СА и скоростным режимом работы:

$L_{Pj2} = L_{\text{б.р.}Pj2} \cdot M \cdot r \cdot \omega$, Нс;

$L_{Mj1\text{ур}} = L_{\text{б.р.}Mj1\text{ур}} \cdot M \cdot r \cdot \omega \cdot l_{\text{ц}}$, Нмс.

Для данных СА «Фольксваген Пассат W8» с учетом коэффициента приведения импульс от действия неуравновешенной силы инерции 2-го порядка вызывает возмущение примерно в 24 раза большее, чем от момента сил инерции 1-го порядка: $(L_{Pj2} \cdot K_{\text{пр}})/L_{Mj1\text{ур}} = 23{,}6$.

Поэтому в двигателе «Фольксваген Пассат W8 уравновешивание силы инерции 2-го порядка выполнено с помощью двух балансирных валов

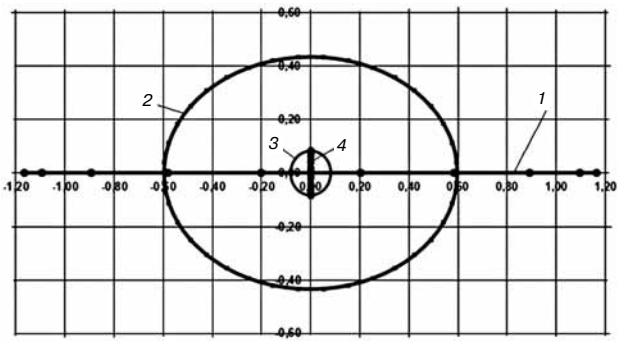



**Рис. 3. Годографы безразмерных векторов сил инерции ВПДМ и моментов этих сил в ДВС типа W8 с плоским коленчатым валом при углах развала цилиндров γ = 72°, δ = 15°:**

*1* — сила инерции 2-го порядка без уравновешивания; *2* — момент силы инерции 1-го порядка без уравновешивания; *3* — момент силы инерции 1-го порядка после уравновешивания противовесами коленчатого вала; *4* — момент силы инерции 2-го порядка без уравновешивания

по методу Ланчестера. Здесь оси двух балансирных валов вращаются с удвоенной, относительно коленчатого вала, угловой скоростью в противоположных направлениях ($\pm 2\omega$), параллельных оси коленчатого вала, так что плоскость, включающая обе оси балансиров, вертикальна (рис. 4). При использовании балансирных валов уравновешивается не только сила инерции 2-го порядка ($L_{б.р.Pj2} = 0$), но и момент от этой силы ($L_{б.р.Mj2} = 0$). Таким образом, в рассматриваемом варианте ДВС типа W8 с плоским коленчатым валом, неуравновешенным от действия инерционных сил и моментов, остается только небольшая часть момента от сил инерции 1-го порядка, соответствующая величине безразмерного импульса возмущения $L_{б.р.Mj1ур} = 0{,}23$ рад.

Расчетные значения импульсов возмущения от действия инерционных сил и моментов для других углов развала цилиндров приведены в табл. 1.

Как видно из приведенных данных, возмущение от неуравновешенного момента $\Sigma M_{j1}$ возрастает с увеличением угла развала цилиндров в блоке $\delta$, а эффективность его частичного уравновешивания возрастает при увеличении угла развала блока цилиндров $\gamma$, так что при $\gamma = 90^\circ$ возможно полное уравновешивание. В целом характер кривых годографов неуравновешенных сил и моментов для исследованных вариантов подобен показанным на рис. 3. Наибольшее возмущение (следовательно, наибольшая неуравновешенность) во всех вариантах определяется силой инерции 2-го порядка $\Sigma P_{j2}$ — эта сила у всех анализируемых вариантов действует только в горизонтальной плоскости — по линии *1* на рис. 3, ее полное уравновешивание для всех вариантов возможно и целесообразно (несмотря на некоторое усложнение их конструкции) с помощью двух балансирных валов как показано на рис. 4.

Значение безразмерного импульса возмущения от действия частично уравновешенного момента сил инерции 1-го порядка $L_{б.р.Mj1ур}$ для различных

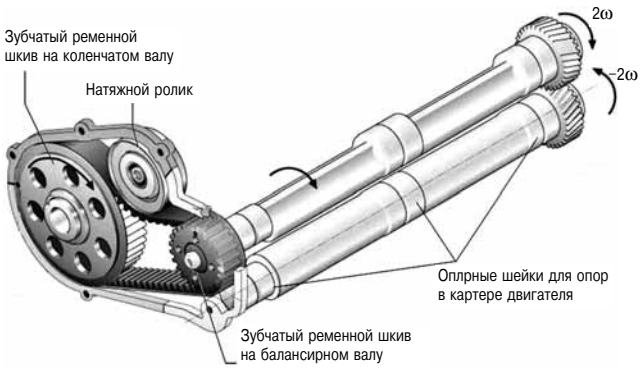



**Рис. 4. Балансирные валы для уравновешивания сил инерции ВПДМ 2-го порядка двигателя «Фольксваген Пассат W8»**

*Таблица 1*

**Безразмерные импульсы возмущения (рад) от действия сил инерции ВПДМ 2-го порядка $L_{б.р.Pj2}$, моментов сил инерции 1-го порядка до и после частичного уравновешивания: $L_{б.р.Mj1}$, $L_{б.р.Mj1ур}$**

| Угол развала цилиндров в блоке $\delta$ | Угол развала блока цилиндров $\gamma$ | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 60° | 66° | 72° | 78° | 84° | 90° |
| 0° | $L_{б.р.Pj2} = 1{,}01$ | 1,10 | 1,19 | 1,27 | 1,35 | 1,43 |
| | $L_{б.р.Mj1} = 0$ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | $L_{б.р.Mj1ур} = 0$ | **0** | **0** | **0** | **0** | **0** |
| 10° | 1,01 | 1,10 | 1,18 | 1,27 | 1,35 | 1,42 |
| | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 |
| | **0,26** | **0,21** | **0,16** | **0,10** | **0,05** | **0** |
| 15° | 1,00 | 1,09 | 1,18 | 1,26 | 1,34 | 1,42 |
| | 1,49 | 1,49 | 1,49 | 1,49 | 1,49 | 1,49 |
| | **0,39** | **0,31** | **0,23** | **0,16** | **0,08** | **0** |
| 20° | 0,99 | 1,08 | 1,17 | 1,25 | 1,33 | 1,41 |
| | 1,98 | 1,98 | 1,98 | 1,98 | 1,98 | 1,98 |
| | **0,54** | **0,41** | **0,31** | **0,21** | **0,10** | **0** |

углов развала цилиндров (задаваемых в градусах) описывается регрессионной моделью, полученной методами матричной алгебры по данным, приведенным в табл. 1:

$$L_{б.р.Mj1ур} = b_1 + b_2\delta + b_3\gamma + b_4\gamma\delta + b_5\gamma^2, \text{ (рад)},$$

где $b_1 = 5{,}012 \cdot 10^{-2}$; $b_2 = 7{,}946 \cdot 10^{-2}$; $b_3 = -1{,}453 \cdot 10^{-3}$; $b_4 = -8{,}840 \cdot 10^{-4}$, $b_5 = 9{,}830 \cdot 10^{-6}$.

**Результаты анализа возмущений от действия ВПДМ для крестообразной схемы коленчатого вала**

Для крестообразной схемы коленчатого вала во всех исследованных вариантах углов развала цилиндров обеспечивается полное самоуравновешивание сил инерции ВПДМ 2-го порядка $\Sigma P_{j2}$. Неуравновешенны силы инерции 1-го порядка $\Sigma P_{j1}$ ($L_{б.р.Pj1} \neq 0$), момент от этих сил $\Sigma M_{j1}$ ($L_{б.р.Mj1} \neq \neq 0$), а также момент от сил инерции 2-го порядка $\Sigma M_{j2}$ ($L_{б.р.Mj2} \neq 0$). Например, для варианта углов развала цилиндров двигателя «Фольксваген Пассат W8» ($\gamma = 72^\circ$, $\delta = 15^\circ$) годографы результирующей силы инерции 1-го порядка и момента от этой силы имеют вид эллипсов, годограф момента $\Sigma M_{j2}$ — вертикальный отрезок. Наибольшая неуравновешенность для такого варианта определяется действием инерционных сил и моментов ВПДМ 1-го порядка. Безразмерные значения импульсов от указанных возмущений: $L_{б.р.Pj1} = 1{,}05$ рад, $L_{б.р.Mj1} = 8{,}56$ рад. Здесь весьма эффективно применение конструктивно простого способа частичного уравновешивания с помощью только противовесов коленчатого вала (без применения балансирных валов), как для уравновешивания силы инерции ВПДМ 1-го порядка, так и момента от нее. Программным способом

найдены параметры дисбалансов и расположения ВМ для обеспечения максимально возможного (оптимального) такого способа частичного уравновешивания и дана оценка новым значениям указанных импульсов возмущений: $L_{б.р.Pj1ур} = 0{,}16$ рад, $L_{б.р.Mj1ур} = 1{,}41$ рад. Импульс возмущения от момента сил ВПДМ 2-го порядка в этом случае невелик: $L_{б.р.Mj2} = 0{,}15$ рад. Общая неуравновешенность от всех указанных возмущений может быть оценена результирующим безразмерным импульсом возмущения от действия условного момента $L_{б.р.пр.Mj}$, определяющим такую же энергию, как все фактически действующие возмущения. С учетом принятых для примера массогабаритных параметров ДВС значение безразмерного условного результирующего импульса возмущения, приведенного к моменту, можно найти по формуле

$$L_{б.р.пр.Mj} = \sqrt{(4{,}7 \cdot L_{б.р.Pj1уу})^2 + (L_{б.р.\sum Mj})^2},$$

где $L_{б.р.\ Mj}$ — безразмерный импульс возмущения, определяемый по данным суммарного момента, включающего моменты сил инерций 1-го, 2-го порядков и центробежный уравновешивающий. Для рассматриваемого варианта $L_{б.р.пр.Mj} = 1{,}615$ рад. Как видно, это итоговое возмущение от действия неуравновешенных инерционных сил и моментов существенно больше, чем в ДВС с плоским коленчатым и 2-мя балансирными валами, где величина импульса возмущения от единственно неуравновешенного момента от сил инерции ВПДМ 1-го порядка составляет $L_{б.р.Mj1ур} = 0{,}23$ рад.

Расчетные значения результирующего приведенного к моменту импульса возмущения $L_{б.р.пр.Mj}$ от действия неуравновешенных инерционных сил и моментов ВПДМ для крестообразной схемы коленчатого вала при других углах развала цилиндров приведены в табл. 2. Здесь для каждого варианта выполнены расчеты возмущения от действия инерционных сил и момента ВПДМ 1-го порядка после их частичного (оптимального) уравновешивания противовесами коленчатого вала с учетом действия неуравновешенного момента сил инерции 2-го порядка.

Как видно из табл. 2, полное уравновешение от инерционных сил и моментов без применения балансирных валов обеспечивается в широко распространенной схеме, соответствующей ДВС типа V-8 ($\gamma = 90°$, $\delta = 0°$). Однако при этом исключаются преимущества W-образных компоновок, когда за счет углов развала цилиндров в блоке ($\delta \neq 0$) можно обеспечить уменьшение длины ДВС. В целом сравнивая уравновешенность вариантов ДВС типа W8 с плоским (табл. 1) и крестообразным валами (табл. 2) видно, что первый вариант имеет весьма большую неуравновешенность от действия сил инерции ВПДМ 2-го порядка и поэтому здесь во всех случаях целесообразно устанавливать балансирные валы. Во втором варианте основным источником возмущений являются в равной мере инерционные силы и моменты ВПДМ 1-го порядка, которые, во-первых, могут быть эффективно и достаточно просто частично уравновешены, во-вторых, возмущения от их действия сильно зависят от углов развала цилиндров и могут быть дополнительно уменьшены за счет выбора соответствующих углов. Для примера в табл. 2 выделены значения импульсов возмущений, для 2-х вариантов двигателя с крестообразным валом: 1-й при углах развала цилиндров соответствующих двигателю «Фольксваген Пассат W8» ($\gamma = 72°$, $\delta = 15°$), 2-й — при несколько иных углах ($\gamma = 84°$, $\delta = 15°$). Видно, что во втором варианте неуравновешенность существенно меньше (примерно в 3 раза).

*Таблица 2*

**Значения безразмерных результирующих импульсов возмущения $L_{б.р.пр.Mj}$ (рад) от действия неуравновешенных сил и моментов инерции после их частичного уравновешивания в ДВС типа W8 с крестообразным коленчатым валом**

| Угол развала цилиндров в блоке δ | Угол развала блока цилиндров γ | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 60° | 66° | 72° | 78° | 84° | 90° |
| 0° | 2,33 | 1,87 | 1,41 | 0,94 | 0,47 | 0 |
| 10° | 2,51 | 2,01 | 1,51 | 1,00 | 0,50 | 0,14 |
| 15° | 2,69 | 2,16 | **1,61** | 1,07 | **0,55** | 0,21 |
| 20° | 2,92 | 2,34 | 1,75 | 1,17 | 0,61 | 0,28 |

Величины безразмерных результирующих импульсов возмущения $L_{б.р.пр.Mj}$ от действия всех неуравновешенных сил и моментов при крестообразном коленчатом вале (в табл. 2 их значения выделены) для различных углов развала цилиндров описываются регрессионной моделью:

$$L_{б.р.Mj} = b_1 + b_2\delta + b_3\gamma + b_4\gamma\delta + b_5\gamma^2, \text{ (рад)},$$

где $b_1 = 9{,}106$; $b_2 = 6{,}061 \cdot 10^{-2}$; $b_3 = -1{,}375 \cdot 10^{-1}$; $b_4 = -5{,}758 \cdot 10^{-4}$, $b_5 = 4{,}086 \cdot 10^{-4}$.

С использованием данных, представленных в табл. 1 и 2, была выполнена сравнительная размерная количественная оценка общей уравновешенности вариантов ДВС типа W8, соответствующих по массогабаритным параметрам цилиндропоршневой группы двигателя «Фольксваген Пассат W8» с плоским и крестообразным коленчатым валом. Результаты сравнения показаны в табл. 3. Программным способом были рассчитаны значения импульсов возмущений от действий РКМ при полной нагрузке $L_{Mр}$ (Нмс) на разных частотах вращения. Заметим, что при равномерном чередовании рабочих ходов эти возмущения не зависят ни от углов развала, ни от схемы коленчатого вала. Для плоской схемы коленчатого

*Таблица 3*

**Сравнение импульсов возмущений (Нмс) в ДВС типа W8 от действия реактивного крутящего момента при полной нагрузке $L_{Mp}$ на разных скоростных режимах**

| Параметр возмущения | Частота вращения *n*, об/мин | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 | 5500 |
| $L_{Mp}$ | 0,889 | 0,659 | 0,519 | 0,424 | 0,355 | 0,303 | 0,260 | 0,226 | 0,197 |
| $L_{Mj1пл}$ | 0,074 | 0,099 | 0,123 | 0,148 | 0,173 | 0,197 | 0,222 | 0,247 | 0,271 |
| $L_{пр.Mjкр}$ | 0,175 | 0,233 | 0,291 | 0,349 | 0,407 | 0,465 | 0,524 | 0,582 | 0,640 |

$L_{Mj1пл.}$ — момент сил инерции 1-го порядка (плоская схема коленчатого вала, $\gamma = 72°$, $\delta = 15°$).

$L_{пр.Mjкр}$ — результирующий приведенный момент от всех неуравновешенных сил (крестообразная схема коленчатого вала, $\gamma = 84°$, $\delta = 15°$).

вала оптимальными приняты углы развала $\gamma = 72°$, $\delta = 15°$, для крестообразной — $\gamma = 84°$, $\delta = 15°$ (здесь угол $\gamma$ несколько увеличили для снижения возмущений — см. табл. 2). Для плоской схемы коленчатого вала за счет установки 2-х балансирных валов полностью уравновешены сила инерции ВПДМ 2-го порядка и ее момент, а момент от сил 1-го порядка уравновешен частично и является единственным источником возмущений. В табл. 3 показаны численные размерные (Нмс) значения импульса от источника возмущения $L_{Mj1пл}$. В рассматриваемом ДВС с крестообразной схемой коленчатого вала балансирные валы отсутствуют, но выполнено частичное уравновешивание силы инерции ВПДМ 1-го порядка и момента этой силы за счет нащечных противовесов. Существующий момент от сил 2-го порядка невелик, поэтому для его уравновешивания установка 2-х балансирных валов в этом случае нецелесообразна. Для наглядности анализа возмущения от инерционных сил и моментов просуммированы и представлены общим импульсом момента $L_{пр.Mjкр}$ (безразмерное значение этого импульса соответствует величине $L_{б.р.пр.Mj}$).

Приведенные в табл. 3 результаты анализа свидетельствуют о высокой степени уравновешенности варианта двигателя с плоским коленчатым валом только при установке балансирных валов для уравновешивания сил инерции ВПДМ 2-го порядка. В то же время существует возможность реализации конструкции ДВС типа W8 с достаточно хорошей уравновешенностью и без применения балансирных валов (схема с крестообразным коленчатым валом).

**Выводы**

Выполнен сравнительный анализ оптимальных схем КШМ ДВС типа W8, обеспечивающих равномерное чередование рабочих ходов для конструкций с 4- коленными валами. Разработаны алгоритмы и программа анализа, позволяющего количественно оценивать уравновешенность различных вариантов ДВС типа W8, определять параметры уравновешивающих устройств для полного и частичного уравновешивания различных возмущений. Показано, что в ДВС с плоской схемой коленчатого вала для всех исследованных вариантов развала цилиндров существуют значительные возмущения от действия сил инерции ВПДМ 2-го порядка, которые целесообразно уравновешивать установкой балансирных валов. В ДВС с крестообразной схемой коленчатого вала существуют варианты углов развала цилиндров, где достаточная уравновешенность обеспечивается без применения балансирных валов. По результатам анализа разработаны регрессионные модели, позволяющие выполнять количественную оценку уравновешенности различных вариантов ДВС типа W8.

**Литература**

1. Volkswagen Group. Семейство двигателей W. — Программа самообучения 248 — Wolfsburg. — С. 6–20. [Электронный ресурс].URL: http://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/248_Wdvig_W8_W12_Volkswagen.pdf (дата обращения: 03.10.2014).

2. *Гусаров В.В., Ашишин А.А.* Новый способ оценки внутренних возмущений поршневых автомобильных ДВС // Машиностроение и инженерное образование. — 2009. — № 1 (18). — С. 15–21.

3. *Тольский В.Е.* Колебания силового агрегата автомобиля. – М. : Машиностроение, 1976. — 266 с.

4. *Гусаров В.В.* Анализ возмущающего действия неравномерного крутящего момента двигателя // Грузовик. — 2002. — № 6. — С. 27–30.

УДК 621.43.038-047.37

# СПОСОБ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ИЗНОСА ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

*А.Ю. Коньков, д.т.н., доц.*
*«Тихоокеанский государственный университет»*
*М.В. Яранцев, ст. преподаватель*
*«Дальневосточный государственный университет путей сообщения»*

Представлен новый способ диагностирования плунжерной пары без разборки топливного насоса высокого давления и его демонтажа с дизеля, обеспечивающий обнаружение износа прецизионных поверхностей на ранних стадиях развития. Приведены результаты расчетных и экспериментальных исследований, раскрывающих суть предлагаемых решений и особенностей их применения на практике. Предложено устройство для практической реализации данного способа.

В процессе технической эксплуатации основным узлом, определяющим уровень функциональной надежности топливного насоса высокого давления (ТНВД), является плунжерная пара (ПП), на которую приходится примерно треть отказов [1]. Для ПП основными дефектами, лимитирующими их ресурс, являются износы прецизионных поверхностей [2]. В среднем около 80 % плунжерных пар бракуется по причине износа этих поверхностей и потери гидравлической плотности ниже допустимого уровня.

Известно [3, 4], что на протяжении значительной части жизненного цикла ПП ее начальный износ практически не сказывается на характеристиках двигателя. Различия, обнаруживаемые при исследовании характеристик впрыскивания для таких ПП, соизмеримы с погрешностью лабораторных средств измерения [5]. Выявить износ на ранних стадиях его развития возможно только по величине гидравлической плотности ПП, определяемой в ходе испытаний на гиревом стенде, что требует полной разборки ТНВД. При достижении некоторого критического значения износа резко ухудшаются характеристики гидравлической плотности и впрыскивания топлива (уменьшается максимальное давление впрыскивания, цикловая подача топлива и др.), что, безусловно, влияет и на качество рабочего процесса двигателя, особенно на режимах малых оборотов и при пуске. Некоторые из существующих методов диагностики ТНВД, например, использующие в качестве диагностического параметра давление топлива перед форсункой [6, 7], способны выявить износ ПП уже на той стадии, когда требуется ее замена. Учитывая, что непрерывный мониторинг давления топлива перед форсункой по ряду причин в настоящее время реализовать достаточно сложно, приходится мириться с тем, что какое-то время дизель продолжает эксплуатироваться с изношенной одной или даже несколькими ПП со всеми вытекающими неблагоприятными последствиями. Особенно остро эта проблема стоит для дизелей с индивидуальными ТНВД.

Износ прецизионных поверхностей ПП принято подразделять на следующие виды: абразивный износ (в процентном соотношении составляет 84 %), задиры и натиры (8 %), кавитация и эрозия (6 %), разрушение рабочих кромок (1 %), коррозия (1 %) [3]. Как правило, абразивные частицы попадают во внутренние полости насоса во время его разборки и сборки. По этой причине существующий способ проверки износа ПП на гиревых стендах, применяемый при контроле ее работоспособности при ремонте, нельзя рекомендовать для систематических проверок технического состояния ПП в эксплуатации.

На наш взгляд, все вышесказанное подтверждает актуальность разработки метода оценки износа ПП на ранних стадиях его развития, не требующего разборки или демонтажа ТНВД с дизеля и обладающего приемлемой для целей диагностики точностью. Решению этой задачи и посвящена настоящая работа.

Исследование проводилось на безмоторном стенде [8], особенность которого — максимальная имитация работы ТНВД на дизеле. Это достигается: аналогичным по отношению к дизелю взаимным расположением ТНВД и форсунки; применением штатной трубки высокого давления; впрыском топлива в среду с противодавлением, соответствующим давлению в цилиндре; возможностью регулирования температуры топлива средствами стенда; использованием асинхронного электродвигателя и частотного преобразователя для задания требуемой частоты вращения кулачкового вала. В линии высокого давления

перед форсункой установлен датчик давления. Известно, что количество топлива, впрыснутого в единицу времени, может быть рассчитано по уравнению

$$_p = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \mu F \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_ф - p_ц} \cdot d\tau, \qquad (1)$$

где $\mu F$ — среднее эффективное проходное сечение сопел распылителя форсунки; $\rho$ — плотность топлива; $p_ф$ — давление топлива в распылителе; $p_ц$ — давление топлива в цилиндре, $\tau$ — время.

При испытании на стенде все величины, входящие в уравнение (1), можно контролировать с достаточной точностью. Кроме того, объем впрыснутого топлива определяется в процессе стендовых испытаний методом прямого измерения при заполнении заданного объема $V_V$ (в нашем случае $V_V$ = 270 мл). Экспериментально было установлено, что различие между величинами $V_p - V_V = \Delta V$ зависит от гидравлической плотности ПП и определяется внутренними протечками. Далее величину $\Delta V$ будем называть «протечкой».

Объектом исследования служила топливная аппаратура дизеля Д49 с ПП типа СПЧ 4. Минимальная частота вращения кулачкового вала составляла $n_в$ = 175 об/мин, что соответствует режиму холостого хода дизеля Д49 (частота вращения коленчатого вала 350 об/мин). В эксперименте изменялись: частота вращения кулачкового вала $n_в$, вязкость топлива $\nu$ и положение рейки ТНВД $h$. Относительная величина протечки представлена на графиках в процентах от объема $V_V$ (см. рис. 1). Видно, что при любой частоте вращения, вязкости топлива и положении рейки насоса существует взаимосвязь между степенью износа ПП и величиной протечки. Стоит отметить, что ПП с гидравлической плотностью 5 и 7 секунд считаются новыми, а ПП с плотностью 3,5 секунды — рабочей. Гидравлическая плотность

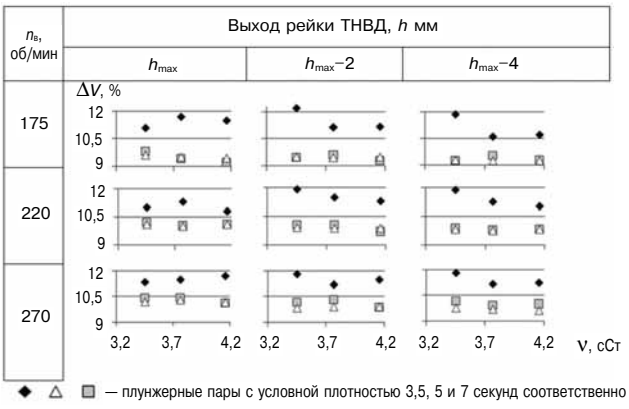



**Рис. 1. Зависимость протечки (в процентах от заданного объема $V_V$) от вязкости топлива $\nu$ на различных скоростных и нагрузочных режимах работы ТНВД**

ПП определялась в соответствии с требованиями, предъявляемыми заводом-изготовителем, на специальном гиревом стенде профильтрованной технологической жидкостью вязкостью 9,9–10,9 сСт (при температуре 20 °С) при давлении над плунжером 27–28 МПа.

Объяснением выявленных закономерностей может стать предположение о том, что величина $\Delta V$ пропорциональна количеству топлива, которое перетекает по прецизионным поверхностям ПП. Очевидно, что совпадение результатов расчета по формуле (1) и эксперимента предполагает только один путь течения топлива — через сопловые отверстия распылителя. В действительности, часть топлива перетекает в линию низкого давления как в фазах «наполнение — отсечка» (при открытых отсечных и наполнительных отверстиях), так и в фазе «нагнетательный ход» (при закрытых отверстиях) через уплотнение ПП. При анализе отдельно взятого цикла различия в величинах объемов, определенных разными способами, ничтожно малы (сотые доли кубического сантиметра). Однако при суммировании результатов сотен циклов различия достигают уже нескольких кубических сантиметров. Это обстоятельство положено в основу предлагаемого способа, суть которого представлена на рис. 2.

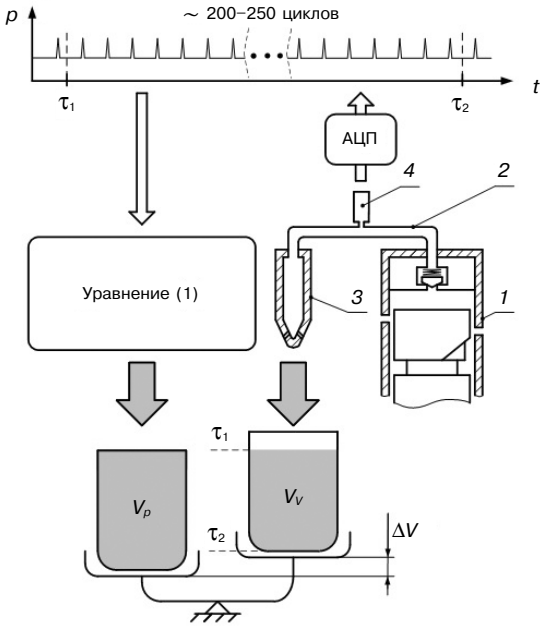



**Рис. 2. Схема предлагаемого способа определения степени износа ПП ТНВД:**

*1* — проверяемый ТНВД; *2* — технологическая трубка; *3* — технологическая форсунка; *4* — датчик давления; $V_V$ — количество топлива, впрыснутого форсункой в мерную емкость; $V_p$ — количество топлива рассчитанного по сигналу давления; $\Delta V$ — количество утечек топлива в насосе; $\tau_1$ — время, соответствующее началу подачи топлива в мерную емкость; $\tau_2$ — время, соответствующее окончанию подачи топлива в мерную емкость; АЦП — аналого-цифровой преобразователь

На штуцер проверяемого ТНВД *1* взамен штатной трубки высокого давления монтируется трубка *2*, на другом конце которой закреплена технологическая форсунка *3*, представляющая собой форсунку открытого типа с калиброванным распылителем. В линии высокого давления установлен датчик давления *4*. Топливо через трубку впрыскивается форсункой в мерную емкость известного объема $V_V$. С момента времени $\tau_1$, соответствующего началу подачи топлива в емкость, до момента времени $\tau_2$ заполнения этого объема в памяти компьютера сохраняется результат аналого-цифрового преобразования сигнала давления, по величине которого численным интегрированием уравнения (1) вычисляется $V_p$ и далее величина протечки $\Delta V$ и ее относительное значение, выраженное в процентах. Последнее предлагается считать критерием работоспособности ПП.

Для раскрытия физической сути наблюдаемого эффекта, а также выявления возможного влияния различных факторов (частоты вращения кулачкового вала, давления топлива в наполнительной магистрали, вязкости топлива) на величину предлагаемого диагностического признака (протечки $\Delta V$), было выполнено исследование с использованием математической модели процесса впрыскивания. Базовыми уравнениями являются известные уравнения гидродинамического расчета топливной аппаратуры, изложенные, например, в [9]. Величина утечек топлива по прецизионным поверхностям плунжерной пары рассчитывалась по уравнениям, представленным в [10], где:

утечки топлива через зазор в компрессионной части плунжера составляют:

$$V_1 = \frac{0{,}036 A d_{\text{п}}}{l_{\text{п}}} p_{\text{н}},\ \text{м}^3/\text{с}; \qquad (2)$$

утечки топлива через зазор в золотниковой части плунжера в наполнительное отверстие:

$$V_2 = \frac{0{,}072 A n_{\text{в}} (p_{\text{н}} - p_0)}{\ln\left[\dfrac{2(h - h_{\text{в}})\sin\beta_{\text{в}}}{r_{\text{в}}} + 1\right]},\ \text{м}^3/\text{с}; \qquad (3)$$

утечки топлива через зазор в золотниковой части плунжера в отсечное отверстие:

$$V_3 = \frac{0{,}072 A n_{\text{о}} (p_{\text{н}} - p_0)}{\ln\left[\dfrac{2(h_{\text{о}} - h)\sin\beta_{\text{о}}}{r_{\text{о}}} + 1\right]},\ \text{м}^3/\text{с}, \qquad (4)$$

где $A = \dfrac{\left(\delta_{\text{п}} + 0{,}652 \cdot 10^{-13} p_{\text{н}}\right)^3}{\nu\rho}$, $\text{м}^4 \cdot \text{с}/\text{кг}$; $p_{\text{н}}$ — давление топлива в надплунжерной полости, Па; $\delta_{\text{п}}$ — зазор в плунжерной паре, м; $\nu$ — кинематическая вязкость топлива, сСт; $\rho$ — плотность топлива, $\text{кг}/\text{м}^3$; $d_{\text{п}}$ — диаметр плунжера, м; $l_{\text{п}}$ — длина компрессионной части плунжера, м; $n_{\text{в}}$, $n_{\text{о}}$ — количество наполнительных и отсечных отверстий; $p_0$ — давление топлива в наполнительных и отсечных отверстиях, Па; $h$ — ход плунжера, м; $h_{\text{в}}$, $h_{\text{о}}$ — кратчайшее расстояние от наполнительного и от отсечного отверстия до ближайшей кромки плунжера, м; $r_{\text{в}}$, $r_{\text{о}}$ — радиус наполнительного и отсечного отверстий, м; $\beta_{\text{в}}$, $\beta_{\text{о}}$ — угол наклона наполнительной и отсечной кромки плунжера к горизонтальной оси, град.

При расчетном исследовании варьировалось несколько параметров: частота вращения кулачкового вала $n_{\text{в}}$, об/мин; величина зазора в плунжерной паре $\delta$, мкм; кинематическая вязкость топлива $\nu$, сСт; давление топлива в наполнительной магистрали $p_0$, кПа. Определялась величина протечки $\Delta V$ в процентах $\Delta$, %, которая рассчитывалась следующим образом:

$$\Delta = \frac{V_{\text{о.т}} + V_1 + V_2 + V_3}{V_{\text{ц}}} \cdot 100,\ \%, \qquad (5)$$

где $V_{\text{о.т}}$ — объем топлива, перетекающего из надплунженого пространства в открытые наполнительное и отсечное отверстия в фазе наполнения и отсечки; $V_{\text{ц}}$ — цикловая подача.

Объектом расчетного исследования, как и при экспериментальном исследовании, служила топливная аппаратура дизеля Д49 с ПП типа СПЧ-4. Результаты исследования влияния давления в наполнительной магистрали представлены на рис. 3.

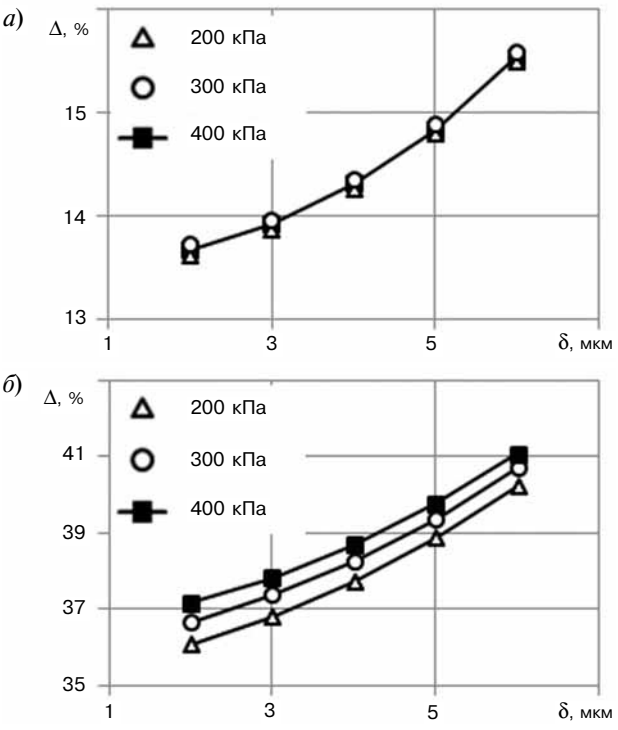



**Рис. 3. Зависимость протечки топлива в ТНВД от величины зазора в ПП при различных давлениях топлива в линии низкого давления:**
*а*) $n_{\text{в}}$ = 175 об/мин, *б*) $n_{\text{в}}$ = 310 об/мин

Видно, что при частоте вращения кулачкового вала $n_в = 175$ об/мин изменение давления топлива в наполнительной магистрали в рабочих пределах практически не сказывается на величине утечек топлива Δ (рис. 3, *а*). Однако при увеличении частоты вращения до $n_в = 310$ об/мин возникает необходимость в контроле давления топлива в наполнительной магистрали, так как при повышении давления на $p_0 = 100$ кПа объем утечек в среднем увеличивается на Δ = 0,5 % (рис. 3, *б*). Кроме этого, было установлено, что при любой частоте вращения вязкость топлива сказывается на величине утечек тем больше, чем больше величина зазора (рис. 4). Поэтому для практической реализации метода обязательное дополнительное условие — контроль вязкости топлива при диагностических испытаниях плунжерной пары.

По результатам расчетного исследования предлагается следующая методика диагностирования ПП на примере дизеля Д49. Диагностирование рекомендуется проводить с одновременным контролем вязкости топлива при частоте вращения кулачкового вала $n_в = 175$ об/мин, соответствующей холостому ходу дизеля Д49 (частота вращения коленчатого вала 350 об/мин) с помощью устройства, схема которого представлена на рис. 5.

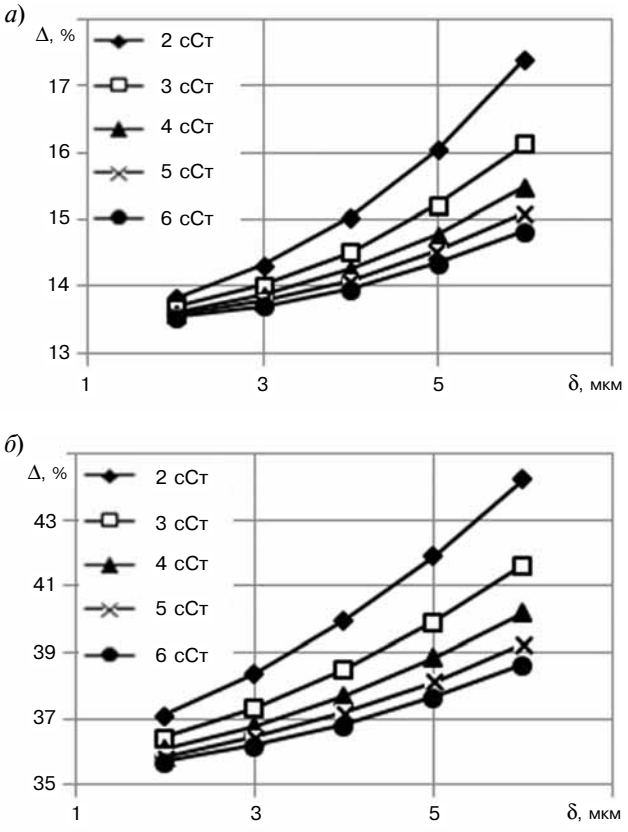



**Рис. 4. Зависимость протечки топлива в ТНВД от величины зазора в ПП при различных вязкостях топлива:**
*а*) $n_в = 175$ об/мин, *б*) $n_в = 310$ об/мин

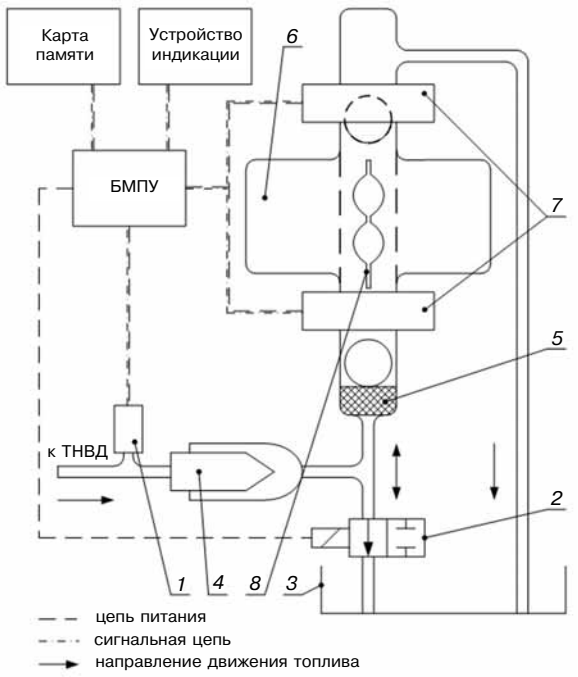



**Рис. 5. Схема устройства для определения величины утечек в ПП ТНВД:**
*1* — датчик давления; *2* — гидрораспределитель; *3* — топливный бак; *4* — технологическая форсунка; *5* —пеногаситель; *6* — мерный резервуар; *7* — оптоэлектронные пары; *8* — вискозиметр; БМПУ — блок микропроцессорного управления

Порядок работы следующий. На остановленном дизеле со штуцера насоса, на котором планируется проведение проверки степени износа ПП, демонтируется штатная трубка высокого давления и закрепляется технологическая трубка устройства. Все остальные ТНВД работают в штатном варианте. Дизель запускается, выставляется требуемая частота оборотов. Гидрораспределитель *2* устройства устанавливается в проливочном режиме. В этом режиме все впрыснутое технологической форсункой *4* топливо направляется в топливный бак *3*.

Процесс измерения начинается с изменения положения гидрораспределителя *2*, после чего впрыснутое технологической форсункой *4* топливо поступает через пеногаситель *5* в мерный резервуар *6*. В емкость погружено два непрозрачных полых шарика-поплавка. В момент начала заполнения емкости топливом нижний шарик перекрывает ИК-луч оптоэлектронной пары *7*, расположенной в нижней части резервуара *6*, информация об этом поступает в блок микропроцессорного управления (БМПУ). Когда резервуар заполняется полностью верхний шарик всплывает и срабатывает оптический датчик *7*, расположенный в верхней части резервуара. БМПУ переключает гидрораспределитель *2* в проливочный режим, и топливо сливается в топливный бак *3*.

В процессе заполнения топливом резервуара *6* от момента срабатывания оптического датчика *7*, расположенного в нижней части резервуара, до срабатывания датчика *7*, расположенного в верхней части резервуара по сигналу давления топлива, полученному с датчика давления *1*, подсчитывается количество впрыснутого топлива. Далее определяется разница между рассчитанным по сигналу давления объемом топлива и реально впрыснутым в резервуар. Полученная разница в процентах отображаются на устройстве индикации, по величине которой можно судить о степени износа ПП. Результаты сохраняются на карте памяти. Дополнительно имеется возможность измерить вязкость топлива в режиме слива топлива в бак с помощью вискозиметра *8* и секундомера.

**Выводы**

1. Предложен новый способ диагностики ПП ТНВД дизеля по величине утечек топлива в насосе, позволяющий определять степень работоспособности ПП, в том числе и на ранней стадии развития износа прецизионных поверхностей.

2. Проведены экспериментальные и расчетные исследования, по результатам которых установлено, что проверку ПП предлагаемым способом следует проводить при частоте оборотов кулачкового вала соответствующей холостому ходу (для рассматриваемого в данной работе дизеля) с контролем вязкости топлива. Не исключается возможность проверки ПП и на других скоростных режима, но при этом, помимо контроля вязкости, необходимо контролировать давление топлива в линии низкого давления.

3. Предложено устройство для реализации предлагаемого способа, защищенного патентом на изобретение «Способ диагностики плунжерной пары топливного насоса высокого давления дизеля» [11].

**Литература**


1. *Башуров Б.П., Чебанов В.С.* Оценка функциональной надежности элементов топливной системы судовых дизелей в условиях эксплуатации // Двигателестроение. — 2010. — № 1. — С. 34—36.

2. *Агеев Б.С., Чурсин В.В.* Повышение эксплуатационной надежности топливовпрыскивающей аппаратуры дизелей // ДВС. — ТР.ЦНИИ ТЭИ Тяжмаш, 1981. — Вып. 34. — С. 50—55.

3. *Гуревич А.Н., Сурженко З.И., Клепач П.Т.* Топливная аппаратура тепловозных и судовых двигателей типа Д100 и Д50. — М. : Машиностроение, 1968. — 245 с.

4. *Федотов Г.Б., Левин Г.И.* Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытание, совершенствование. — М. : Транспорт, 1983. — 192 с.

5. *Коньков А.Ю., Лашко В.А.* Диагностирование дизеля на основе идентификации рабочих процессов: моногр. — Владивосток: Дальнаука, 2014. — 356 с.

6. *Обозов А.А.* Статистическая теория распознавания образов и алгоритмы диагностирования топливной аппаратуры судового дизеля // Двигателестроение. —2008. — № 1. С. 32—35; № 2. — С. 44—49.

7. *Коньков А.Ю., Петрухин А.О.* Прибор для диагностирования технического состояния топливной аппаратуры дизеля по давлению в форсуночной трубке // Информатика и системы управления. — 2014. — № 2 (40). — С. 56—65.

8. Стенд для диагностики топливной аппаратуры. Коньков А.Ю., Яранцев М.В. Патент на полезную модель № 120469 Российская Федерация, МПК F02M 65/00. Патентообладатель: ДВГУПС. — № 2012113456/06; заявка 06.04.2012; опубликовано 20.09.2012 Бюл. № 26.

9. *Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И.* Топливные системы и экономичность дизелей. — М. : Машиностроение, 1990. — 288 с.

10. *Фомин Г.В., Никонов Г.В., Ивановский В.Г.* Топливная аппаратура дизелей. — М. : Машиностроение, 1982. — 168 с.

11. Способ диагностики плунжерной пары топливного насоса высокого давления дизеля. Коньков А.Ю., Яранцев М.В. Патент на изобретение № 2535799 Российская Федерация, МПК F02M 65/00. Патентообладатель: ДВГУПС. — № 2013129210/06; заявка 25.06.2013; опубликовано 20.12.2014 Бюл. № 35.

УДК 621.43.068.8

# СТРОЕНИЕ СФЕРИЧЕСКИХ НАНОРАЗМЕРНЫХ ЧАСТИЦ ДИЗЕЛЬНОЙ САЖИ

*В.П. Пушнин, к.т.н., доцент*
*ФГОУ ВПО «Новосибирская государственная академия водного транспорта»*

Рассмотрены две точки зрения о форме зародышей первичной частицы сажи: в виде кристаллитов или в виде фуллеренов. Из анализа условий образования дизельной сажи зародышами частицы сажи приняты кристаллиты. Экспериментально исследована плотность сфероидальных агрегатов сажи дизельного и тяжелых топлив и определено электрическое сопротивление сажи этих топлив. Установлено, что центр частицы может быть менее плотный или такой же плотности, как оболочка. При этом оболочка частицы может состоять из ориентированных по поверхности кристаллитов или кристаллитов с нарушенной ориентацией, что объясняется повышенным содержанием в дизельной саже минеральных составляющих. Предложены модели строения частицы дизельной сажи с учетом минеральных составляющих.

Частицы дизельной сажи, так же как и промышленной сажи, ранее назывались первичными частицами. Позднее, согласно стандарту ASTM D 3849 [1] применительно к техническому углероду (промышленной саже), их начали определять термином «частица». В литературе можно встретить и другие названия первичных частиц: «сажевая глобула» [2] или «нанобисер» [3].

Средний арифметический диаметр частиц сажи (первичных частиц) при горении в дизеле различных топлив, в том числе с присадками, составляет от 21 до 73 нм [4]. Известно, что частицы близки к сферической форме. Поэтому используемый здесь описательный термин «сферическая наноразмерная частица сажи» вполне ее идентифицирует и не должен вызвать разночтений. Назвать ее только сферической частицей недостаточно, поскольку встречаются и агрегаты, близкие к сферической форме, но это уже в микрометровом размере.

При организации горения топлива в дизелях стремятся подавить образование углеводородных продуктов неполного сгорания в рассматриваемом случае дизельной сажи. Другое направление практического использования процесса горения — химико-технологическое, когда сам продукт горения является целевым веществом [5]. Строение дисперсных углеводородных продуктов горения в основном исследовалось специалистами химико-технологического горения. Поэтому в настоящих исследованиях используется совместный анализ строения дизельной сажи и технического углерода при его образовании в реакторе. Для более широкого обобщения рассматривается котельная сажа и механизм ее образования.

**Условия образования сажи**

Температурно-временные условия образования сажи в дизеле с вихрекамерным смесеобразованием, котле и реакторе представлены на рис. 1.

За базу сравнения принят технологический процесс получения печной сажи ТМ-70 (марка HAF.RS по классификации США) в реакторе циклонного типа с двумя камерами (рис. 2). Топка котла может являться аналогом первой камеры, а первый пучок дымогарных труб — аналогом второй камеры реактора. Период $\tau_к$ в котле равен сумме времени движение газов в топке котла и времени снижения температуры в первом пучке дымогарных труб до температурной границы сажеобразования, которая согласно опыту по образованию сажевых частиц при термическом

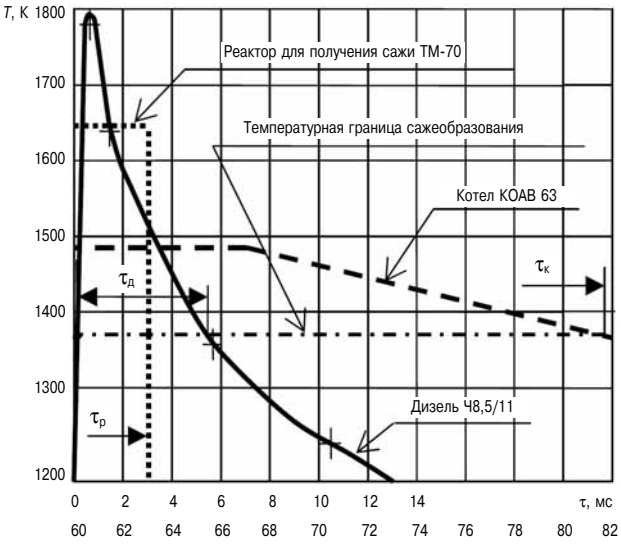



**Рис. 1. Температурно-временной режим дизеля, котла и реактора в период времени с достаточной температурой для образования сферических наноразмерных частиц:**
$\tau_д$ — в дизеле; $\tau_к$ — в котле; $\tau_р$ — в реакторе; верхняя температурная шкала относится к дизелю

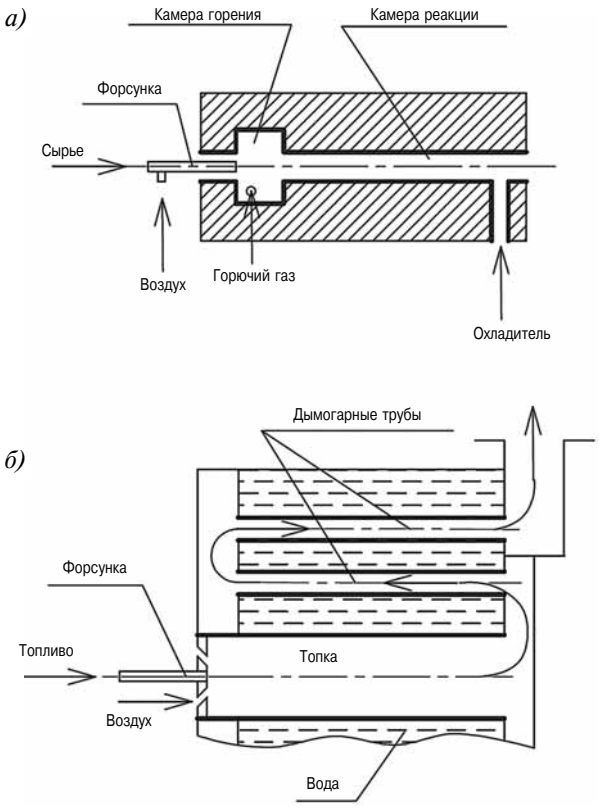



**Рис. 2. Схематические изображения реактора для получения печной сажи ТМ-70 и водогрейного котла КОАВ 63:**

*а* — реактор циклонного типа с двумя камерами; *б* — газотрубный оборотный котел с двумя последовательно включенными конвективными пучками дымогарных труб

разложении метана принята 1100 °С [6]. Этот период в котле на порядок больше чем в дизеле $\tau_д$ и даже немного больше, чем в реакторе $\tau_р$.

Давление газов в рассматриваемом дизеле максимальное 6,38 МПа и снижается до 4,87 МПа в конце периода времени $\tau_д$. Давление газов в котле, как и в реакторе, немногим больше атмосферного.

Технический углерод получают при высоких значениях химического недогорания топлива, поэтому он характеризуется низкой зольностью, составляющей не более 0,5 %. В дизеле и особенно в котле значения химического недогорания (с образованием сажи) на 1−2 порядка меньше. Чем меньше степень химического недогорания, тем больше минеральных элементов (естественно до определенной границы) входит в состав сажи при сгорании одного и того же топлива. Частицу сажи с повышенным содержанием минеральных составляющих можно считать композиционным веществом на основе углеводорода. Углеродистое вещество является матрицей, которая связывает композицию и придает ей форму. Остальные вещества — наполнители, расположенные случайным образом.

При формировании сажи важны не только количество вошедших в нее минеральных элементов, но и их состав. В высокотемпературной зоне топки, работающей на жидком топливе, согласно [7] могут образоваться 37 соединений с температурой плавления от 540 °С (ванадилванадат натрия II) до 2570 °С (оксид кальция). В значительной части это соединения с ванадием. Они могут иметь температуру плавления как в температурном диапазоне периода $\tau_д$, так и выше. Ряд соединений имеет температуру плавления ниже, чем температура газов перед открытием выпускного клапана.

**Зародыши наноразмерных частиц**

Внутренняя структура частиц сажи изучалась с использованием рентгеноструктурных исследований и с помощью электронных микроскопов. Установлено, что частица сажи состоит из мелких кристаллитов (рис. 3, *а*). Строение кристаллитов достаточно подробно было исследовано уже в 60-е годы и взгляды на строение кристаллитов не претерпели изменений до настоящего времени. Кристаллит состоит из параллельно расположенных нескольких, обычно от 2 до 5 базисных плоскостей (слоев). Слой образован из плотно упакованных шестичленных колец (гексагонов), в вершинах которых расположены атомы углерода. В отличие от графита, структура которого может быть описана как аккуратно сложенная колода карт, в структуре сажи «карты» развернуты или смещены горизонтально в одной и той же плоскости [8]. Подобное строение трудно назвать кристаллическим, и в мировой практике его называют турбостратическим, что означает буквально «неупорядоченно-слоевым».

Слои образованы из плоских молекул. Согласно [9, 10] с ростом размера плоских молекул при наличии межмолекулярной подвижности должна проявляться тенденция к самопроизвольному преобразованию их в структуры типа «колоды карт». Эти структуры, приобретая физическую поверхность, становятся кристаллитами. Из кристаллитов, как зародышей, формируется сферическая наноразмерная частица.

Однако, кроме плоского строения, характерного для молекул с $sp^2$ гибридизацией углерода, возможно и строение молекул с такой гибридизацией углерода в виде замкнутой квазисферической оболочки — фуллеренов. Наиболее стабильна молекула фуллерена $C_{60}$. В 1991 г. фуллерены $C_{60}$ и $C_{70}$ были извлечены в значительных количествах из ламинарных сажеобразующих пламен [11]. На рис. 3, *б* в соответствии с [12] показано преобразование двух плоских молекул через две молекулы $C_{30}$ в фуллерен $C_{60}$, состоящий из 60 атомов углерода, соединенных в 20 гексагонов и 12 пятичленных колец (пента-

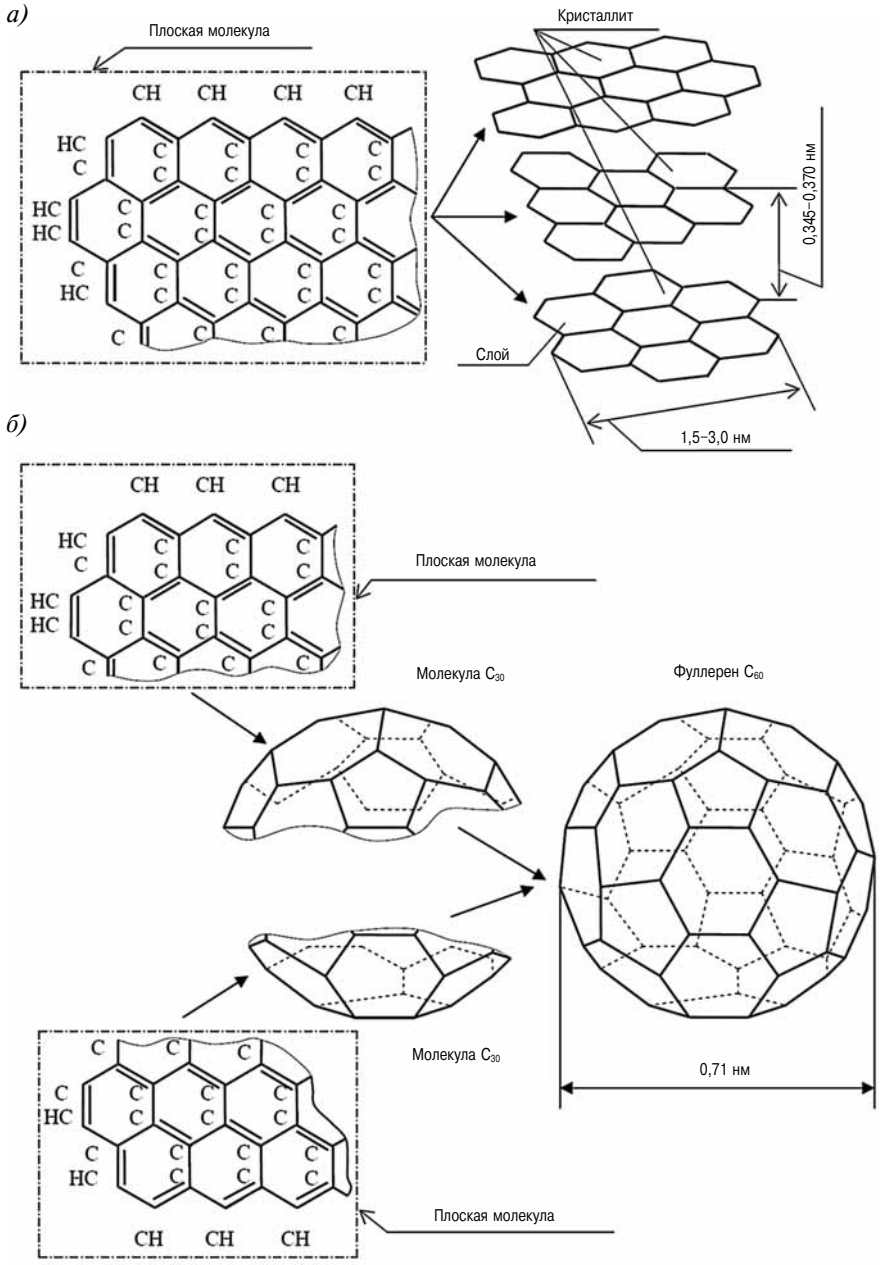



**Рис. 3. Преобразование молекул с $sp^2$ гибридизацией углерода (плоских молекул) в кристаллит (*а*) и фуллерен $C_{60}$ (*б*)**

гонов). В [2] предложена модель формирования сажевых частиц через дефектные кластеры-фуллерены, выступающие в роли зародышей сажевых частиц.

Поскольку фуллерены представляют интерес как углеродный наноматериал, то появились исследования по синтезу фуллеренов в пламени [3, 12]. При этом установлено, что необходимым условием образования молекулы фуллерена $C_{60}$ является давление ниже атмосферного. Поэтому не только в дизеле, но и в котле не может быть образовано столько фуллеренов, чтобы они определяли процесс формирования частицы сажи. То, что образование фуллеренов, связанное с конденсацией испарившегося углерода, не определяет процесса получения сажи, отмечается в [13]. Поэтому модели строения сферических наноразмерных частиц сажи с зародышами на основе фуллеренов в статье не рассматриваются.

**Методики и эксперименты**

При разработке моделей строения сферических наноразмерных частиц сажи автором предложено определять их плотность и электрическое сопротивление поверхностного слоя. Непосредственное определение этих параметров для наноразмерных частиц затруднительно. Для косвенной оценки можно определить плотность сфероидальных агрегатов сажи и электрическое сопротивление столба сажи под давлением.

Разработка моделей в настоящей работе проводилась с использованием экспериментальных данных, полученным по пяти видам сажам, представленным в табл. 1.

В [14] технические углероды были классифицированы по четырем типам формы агрегатов. Под агрегатом *1* понимается наименьшая диспергируемая единица технического углерода, состоящая из обширно сросшихся частиц. Одним из типов являются сфероидальные агрегаты. Агрегаты такой формы встречаются в дизельной и котельной саже. Образованы сфероидальные агрегаты в результате коагуляции сферических наноразмерных частиц, и их плотность не должна существенно отличаться от плотности исходных наноразмерных частиц. Диаметр сфероидальных агрегатов сажи энергетических установок от 2 до 12 мкм. При таких размерах они уже обладают инерцией, двигаясь после остановки разгоняющего потока, причем чем крупнее и плотнее агрегаты, тем быстрее они проходят расстояние до поверхности осаждения. Кроме того, их можно рассмотреть и определить диаметры с использованием оптико-микроскопически исследований.

Схема распыливающе-осаждающего устройства РОУ и методика осаждения агрегатов сажи

*Таблица 1*

**Характеристики сажи, полученной из различных источников**

| № сажи | Энергетическая установка | Вид топлива | Кинематическая вязкость при 50 °С, мм²/с | Сажесодержание выпускных газов, г/м³ | Способ отбора сажи |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Дизель 1Ч8,5/11 | Дизельное летнее | 1,75 | 1,0–1,1 | Мультициклоном |
| 2 | | Моторное ДТ | 4,60 | | |
| 3 | | Моторное ДМ | 27,50 | | |
| 4 | Дизель 2Ч8,5/11 | Дизельное летнее | ~1,75 | 0,15 | Из полости пустотелой пробки |
| 5 | Котел КОАВ 63 | Дизельное летнее | ~1,75 | 0,09 | Из камеры осаждения |

на препаратофиксаторах приведены в [15]. Методика определения плотности сфероидальных агрегатов сажи с использованием РОУ путем сравнительных испытаний с подготовленными образцами частиц из каменного и древесного угля, плотность которых была известна, подробно изложена в [16]. Результаты определения плотности сфероидальных агрегатов сажи № 1–4 представлены на рис. 4.

Плотность сфероидальных агрегатов сажи с использованием РОУ может быть определена с достаточной точностью при одинаковом распределении их размеров в пробах сравниваемых

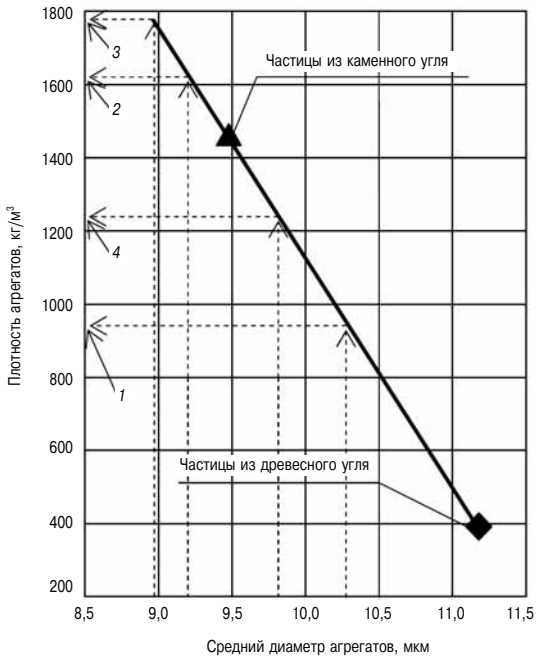



**Рис. 4. Определение плотности сфероидальных агрегатов сажи по среднему диаметру этих агрегатов, осевших на препаратофиксаторе в промежуток времени 5–10 секунд:**
*1–4* — номер сажи в соответствии с табл. 1

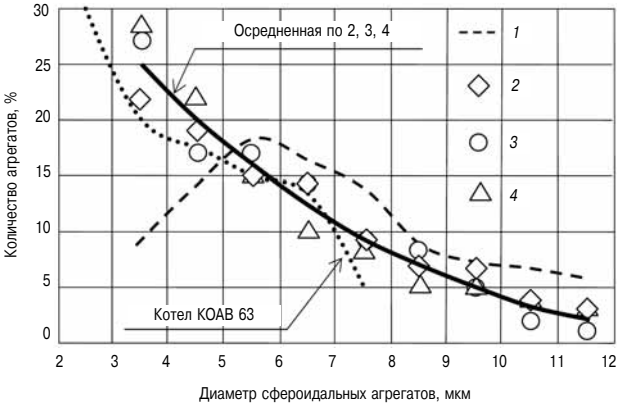



**Рис. 5. Распределение размеров сфероидальных агрегатов сажи, осажденных на препаратофиксаторе в промежуток времени 5–1800 секунд:**
*1–4* — номер сажи в соответствии с табл. 1

видов сажи. Такое распределение для дизельной и котельной сажи, характеристики которой приведены в табл. 1, представлено на рис. 5. Для сажи № 2–4 построена единая аппроксимирующая кривая распределения в виде квадратичной функции. Для сажи № 1 уменьшение доли мелких агрегатов можно объяснить тем, что мультициклон не все их улавливал. Следовательно, имеются основания предположить возможность распространения осредненной кривой и для рассматриваемого случая.

Метод электропроводности применялся при анализе структурности промышленной сажи. Чем выше структурность (более разветвленные агрегаты), тем меньше электрическое сопротивление сажи при одинаковом давлении или одинаковом кажущемся удельном объеме [17, 18]. При малых давлениях для промышленной сажи структурность является основным фактором, определяющим электропроводность свободно упакованных частиц [19].

В настоящих исследованиях определялось электрическое сопротивление вертикального столба сажи. При этом давление на столб можно было увеличить до 18 МПа. При использовании в анализе данных по электросопротивлению столба сажи считалось, что поверхностный слой как сферических наноразмерных частиц, так и агрегатов (состоящих из обширно сросшихся частиц) образован как слой пироуглерода. Точка зрения образования слоя пироуглерода у первичных частиц указывалась еще в [6]. В [20] показано, что принципиальные механизмы образования пироуглерода и сажи подобны. Исследования [21] с применением контрастной электронной микроскопии, визуализирующей слои углерода, показали, что имеет место поверхностный рост, как на отдельных частицах, так и агрегатах.

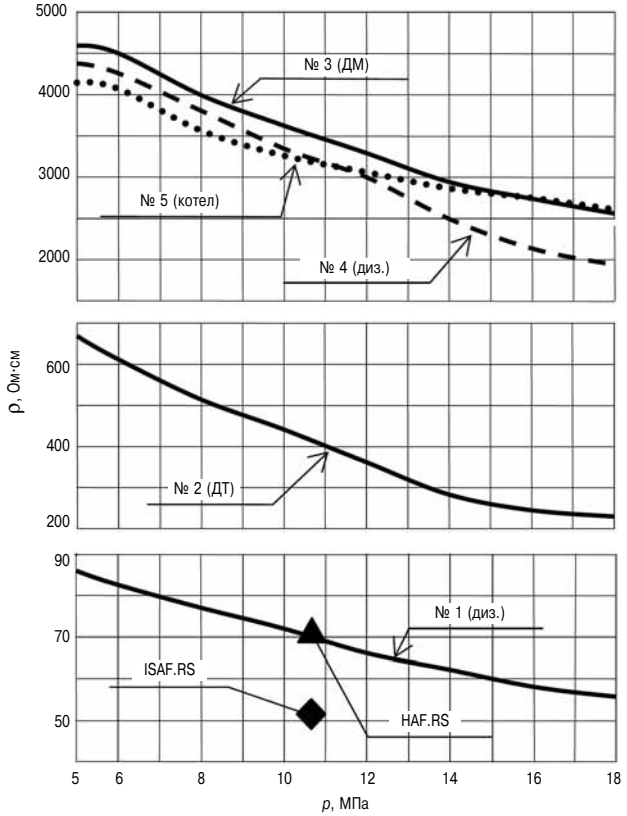



**Рис. 6. Зависимость удельного электрического сопротивления дизельной и котельной сажи и технического углерода от давления:**
*1–5* — номер сажи в соответствии с табл. 1; HAF.RS и ISAF.RS — марки печной сажи

Исследования [22] с использованием сканирующего туннельного микроскопа показали, что поверхность частицы технического углерода является организованной и представляет собой перекрывающиеся графитовые «чешуйки». Для сажи энергетических установок с высоким содержанием минеральных элементов маловероятно, что такой слой может быть образован. Тогда электрическое сопротивление сажи должно быть очень высоким. Чтобы это проверить, были проведены испытания дизельной и котельной сажи в устройстве, рабочая камера которого и методика испытаний приведены в [23]. Результаты испытаний представлены на рис. 6. Приведенные здесь же значения для промышленной сажи получены на основе данных [17, 18], обработанных в соответствии с [23].

### Строение наноразмерных частиц сажи

В соответствии с ранней моделью первичная частица промышленной сажи образована из произвольно ориентированных относительно друг друга кристаллитов. Альтернативой стало более позднее представление об упорядоченности расположения кристаллитов поверхностного слоя и все меньшей упорядоченности расположения кристаллитов по мере приближения к центру, а также менее плотной сердцевиной. Некоторые модели строения, приведенные в [24], стали основой для разработки моделей строения сферических наноразмерных частиц дизельной сажи. При этом использовались экспериментальные данные, приведенные на рис. 4 и 6. Причем удельное электрическое сопротивление сажи из соображения меньшего влияния структурности взято при наибольшем давлении на столб. Зольность сажи и относительное содержание ванадия в ней определены, исходя из минерального состава сажи, приведенного в [25] и подсчитаны в соответствии с методикой [23]. Необходимые для анализа данные приведены в табл. 2.

На основании значений плотности сфероидальных агрегатов сажи можно сделать заключение о степени разреженности сердцевины наноразмерных частиц сажи. Известно [26], что рентгеновская плотность технического углерода (истинная плотность материала, из которого построена сажа) 2070–2110 кг/м$^3$. Тогда наноразмерные частицы дизельной сажи № 2 и особенно № 3 тяжелого топлива имеют близкие значения плотности по всему сечению. Наноразмерные частицы дизельной сажи № 1 и № 4 дизельного топлива имеют менее плотную сердцевину по сравнению с оболочкой. Причем у сажи, полученной при высоком сажесодержании выпускных газов (сажа № 1), сердцевина разрежена больше.

Удельное электрическое сопротивление образцов сажи № 3–5 на порядок выше, чем № 1 и № 2. Такой диапазон значений не может быть связан только с разной структурностью (если это и имело место). Согласно рис. 6 образец сажи № 1 и два вида печной сажи имеют близкие значения ρ при $p$ = 10,7 МПа. Следовательно, поверхностный слой агрегатов дизельной сажи,

*Таблица 2*

**Некоторые свойства дизельной и котельной сажи**

| Свойства сажи | Номер сажи в соответствии с табл. 1 | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Плотность сфероидальных агрегатов сажи, кг/м$^3$ | 940 | 1620 | 1780 | 1240 | — |
| Удельное электрическое сопротивление при давлении 18 МПа, Ом·см | 60 | 228 | 2560 | 1950 | 2620 |
| Зольность, % | 0,6 | 0,7 | 1,5 | 4,0 | 7,4 |
| Относительное* содержание ванадия | 1,00 | 2,13 | 9,63 | ~7,0 | ~11,7 |

* По отношению к содержанию в образце сажи № 1.

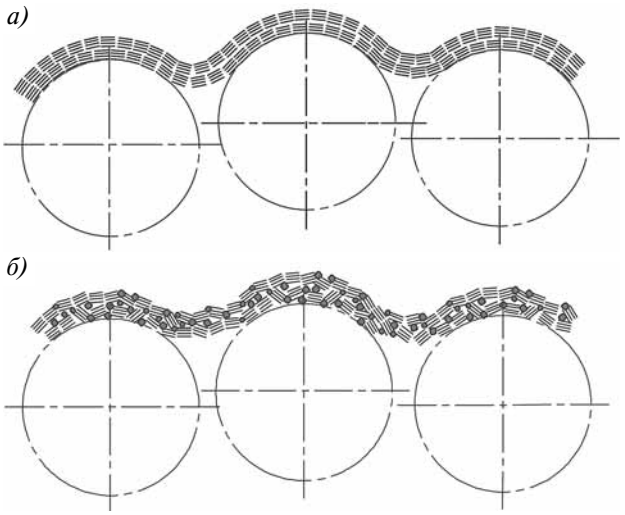



**Рис. 7. Модели строения поверхностного слоя агрегатов дизельной сажи:**
*а* — поверхностный слой из ориентированных кристаллитов; *б* — поверхностный слой с нарушенной ориентацией кристаллитов (точками показаны наполнители из минеральных составляющих); окружностями условно показаны первичные частицы

полученной при высоком сажесодержании выпускных газов состоит из ориентированных по поверхности кристаллитов (рис. 7, *а*). Это же заключение можно сделать и относительно строения оболочки частиц.

У образца сажи № 2 и в большей степени у образцов сажи № 3–5 ориентация кристаллитов по поверхности должна быть нарушенной (рис. 7, *б*).

Проведенный анализ позволил построить три модели строения наноразмерной частицы дизельной сажи (рис. 8).

Модель, приведенная на рис. 8, *а*, соответствует одной из моделей в источнике [24]. Некоторые соображения по образованию той или иной модели можно почерпнуть из других свойств сажи, приведенных в табл. 2. Более высокие в сравнении с образцом сажи № 1 значения зольности и относительного содержания ванадия в других образцах обусловлены двумя причинами. В образцах сажи № 2 и № 3 это связано с более значительным содержанием минеральных элементов в тяжелых топливах. При образовании образцов № 4 и № 5 было на порядок меньше сажесодержание выпускных газов.

Электрическое сопротивление сажи увеличивается при увеличении зольности (и увеличении содержания ванадия в саже). Значит, в этом случае имеет значение количество наполнителя, нарушающего ориентацию кристаллитов по поверхности. Однако не получается монотонно возрастающей зависимости плотности сфероидальных агрегатов при увеличении зольности и содержания ванадия в саже. Следовательно, в этом случае имеет значение качественный состав элементов. Прежде всего, можно предположить образование разных ванадатов (с различной температурой плавления) при сжигании дизельного и тяжелых топлив.

Сферическая форма первичных частиц сажи согласно [13] объясняется тем, что образующиеся на промежуточных стадиях сажеобразования частички представляют собой жидкие микрокапли. Прямое доказательство их промежуточного жидкого состояния получено в [27], где с помощью электронного микроскопа наблюдались частички с морфологией магмы. Они образовались на выходе из реактора за 1 мс. С промежуточным жидким состоянием углеродистого вещества можно связать и менее плотную сердцевину моделей на рис. 8, *а* и *б*. Рост же частицы согласно [6] является процессом образования слоя пироуглерода и по аналогии со структурой пироуглерода пакеты слоев в сажевых частицах должны быть расположены по сферическим поверхностям. При построении модели строения частиц, приведенной на рис. 8, *в*, в случае горения тяжелых топлив предполагалось образованием каких-то характерных для них высокоплавких наполнителей.

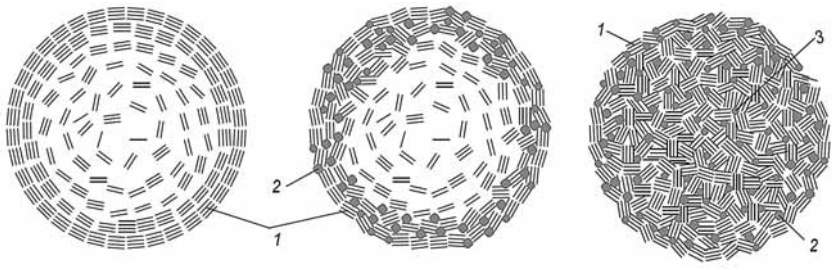



**Рис. 8. Модели строения наноразмерной частицы дизельной сажи:**
*а* — частица сажи с уплотненной оболочкой, состоящей из ориентированных по поверхности кристаллитов и менее плотной сердцевиной; *б* — частица сажи с уплотненной оболочкой с нарушенной ориентацией кристаллитов по поверхности и менее плотной сердцевиной; *в* — частица сажи с хаотическим расположением кристаллитов в сердцевине и с нарушенной ориентацией кристаллитов по поверхности; *1* — кристаллиты; *2* — наполнители из минеральных составляющих; *3* — наполнители, стабилизирующие положение кристаллитов соответствующее моменту их образования

Плотность сфероидальных агрегатов котельной сажи не определенна из-за другого распределения их размеров в разгонной трубке РОУ. Однако сопоставления по электрическому сопротивлению позволяет распространить модели строения, приведенные на рис. 8 и на котельную сажу.

**Выводы**

На основе анализа условий образования дизельной сажи приоритетным признано строение частицы из зародышей кристаллитов, а не фуллеренов.

Исходя из плотности сфероидальных агрегатов сажи, полученных при сжигании различных топлив с разным сажесодержанием выпускных газов, сделано заключение о качественном соотношении плотности сердцевины и оболочки наноразмерной частицы.

Измерение электрического сопротивления столбов этих же образцов сажи показало, что оболочка частицы может состоять из ориентированных по поверхности кристаллитов или их ориентация может быть нарушенной.

На основе существующих моделей строения промышленной сажи, а также проведенных экспериментов предложены модели строения наноразмерной частицы дизельной (и котельной) сажи как композиционного вещества, включающего наполнители из минеральных составляющих.

Установлено, что на строение частицы влияют зольность сажи и относительное содержание в ней ванадия, высказано предположение о зависимости строения частицы от соединений с различной температурой плавления.

**Литература**


1. ASTM D 3849. Annual Book of ASTM Standards. 1990. — Vol. 09.01. — P. 630.

2. *Березкин В.И.* Фуллерены как зародыши сажевых частиц // Физика твердого тела. — 2000. — Т. 42, вып. 3. — С. 567–572.

3. *Мансуров З.А.* Получение наноматериалов в процессах горения // Физика горения и взрыва. — 2012. — Т. 48. — № 5. — С. 77–86.

4. *Пушнин В.П., Заонегин Д.О.* Изменение дисперсности дизельной сажи при замене сорта топлива и введении присадок // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2013. — № 2. — С. 187–189.

5. *Ксандопуло Г.И., Дубинин В.В.* Химия газофазного горения. — М. : Химия, 1987.

6. Теснер П.А. Образование углерода из углеводородов газовой фазы. — М. : Химия, 1972. — 136 с.

7. *Slunder C.I.* Corrosion, 15. — 1959. — № 1. — P. 55.

8. *Donnet J.B., Bansal R.C., Wang M.J.* Carbon Black Science and Technology, 2nd ed., Marcel Dekker. Inc., New York. —1993. — P. 89–173.

9. *Займан Дж.* Модели беспорядка. Теоретическая физика однорядно неупорядоченных систем. — М. : Мир, 1982. — 592 с.

10. *Фенелонов В.Б.* Физико-химические основы формирования текстуры высокодисперсных катализаторов и носителей: дис. ... д-ра хим. наук. — Новосибирск, 1987. — 444 с.

11. *Howard J.B.* Fullerenes formation in flames // 24th Symp. (Intern.) on Combustion. — 1992. — P. 933–946.

12. *Ahrens J., Bachmann M., Baum Th., Griesheimer J., Kovacs R., Weilmunster P., Homann K.-H.* Fullerenes and their ions in hydrocarbon flames // Intern. J. of Mass Spectrometry and Ion Processes. — 1994. — Vol. 138. — P. 133–148.

13. *Фиалков А.С.* Углерод, межслоевые соединения и композиты на его основе. – М. : Аспект пресс, 1997. — 718 с.

14 *Herd C.R., McDonald G.C. Hess W.M.* Rubber Chem. Technol. — 1991. — Vol. 65. — P. 1.

15. Пушнин В.П. Структура и энергия агрегатов дизельной сажи в потоке отработавших газов // Двигателестроение. — 2009. — № 4. — С. 31–35.

16. *Пушнин В.П.* Определение плотности агрегатов сажи с использованием образцов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2007. — № 2. — С. 133–138.

17. *Voet A.* Rubber Age. — 1964. — Vol. 95. — № 5. — P. 746–753.

18. *Voet A., Whitten W., Cook F.* // Koll. Z u. Z. Polym. — 1965. — Vol. 201. — № 1. — P. 39.

19. *Blanchard A.*, Ind. Carbon a. Grafite Conference, London. — 1958. — P. 434.

20. *Фенелонов В.Б.* Пористый углерод. — Новосибирск : Институт катализа, 1995. — 518 с.

21. *Lahaye J.* Polymer Degradation and Stability. — 1990. — Vol. 30. — P. 111.

22. *Donnet J.B., Bansal R.C., and Wang M.J.* Carbon Black Science and Technology, 2nd ed., Marcel Dekker. Inc., New York. — 1993. — P. 221–227.

23. *Пушнин В.П.* Применение метода электропроводности для анализа структуры дизельной сажи // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 21–25.

24. *Donnet J.B.* Carbon 20. — 1982. — № 4. — P. 267.

25. *Пушнин В.П., Сисин В.Д.* Исследование состава сажи выпускных газов дизелей // Энергетические установки речных судов: сб. научн. тр. — Новосиб. ин.-т инж. водн. трансп. — 1991. — С. 34–40.

26. Печковская К.А. Сажа как усилитель каучука. — М. : Химия, 1968.— 216 с.

27. *Lahaye J., Prado G.* Mechanism of carbon black formation. — In: Chemistry and Physics of Carbon, Ed by Walker P. W. and Trower P. A. — Vol. 14. M. Dekker. Inc., New York. 1978. — P. 167–294.

УДК 621.436.001

# СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА И ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЯ НА РЕЖИМАХ МАЛЫХ НАГРУЗОК МЕТОДОМ ИЗМЕНЕНИЯ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА

*Н.Н. Патрахальцев, д.т.н., проф., Т.С. Аношина, асп., Р.О. Камышников, асп.*
*Российский университет дружбы народов*

Приводятся результаты анализа возможности снижения расхода топлива и вредных выбросов дизеля на режимах малых нагрузок за счет отключения части цилиндров или циклов. Анализ эффективности метода выполнен на основе экспериментальных универсальных характеристик дизеля КамАЗ-7456 по показателям экономичности и вредных выбросов.

В условиях эксплуатации транспортные дизели значительное время работают на режимах малых нагрузок и холостого хода. Показатели экономичности и вредных выбросов на этих режимах работы дизеля существенно хуже аналогичных показателей на полных нагрузках. В результате эксплуатационные расходы топлива транспортным средством возрастают [1]. При этом возрастают и удельные выбросы $CO_2$ — газа, определяющего явление парникового эффекта. Отмечается также, что на режимах малых нагрузок и холостого хода увеличивается расход масла.

Одним из методов повышения экономичности дизеля на режимах малых нагрузок является метод изменения рабочего объема, что в простейшем случае достигается отключением части цилиндров или циклов [2]. Суть метода заключается в том, что оставшиеся в работе (активные) цилиндры развивают требуемую тормозную мощность за счет повышения среднего эффективного давления. В результате экономичность дизеля повышается, объемные концентрации оксидов азота ($NO_x$) в ОГ активных цилиндров возрастают, концентрации оксидов углерода (CO) и углеводородов (CH), как правило, снижаются, дымность (или концентрация сажи ($W_C$) в ОГ) активных цилиндров также повышается. При этом возникает необходимость оценки степени влияния отключения цилиндров на удельные и суммарные массовые выбросы вредных веществ. Указанная оценка выполнена с применением универсальных, (многопараметровых) характеристик дизеля, содержащих данные по удельному эффективному расходу топлива, объемным концентрациям оксидов азота, оксидов углерода, углеводородов и сажи в координатах: среднее эффективное давление, частоты вращения вала ($b_e$, $W_{NOx}$, $W_{CO}$, $W_{CH}$, $W_C = f(p_e, n)$). При анализе ордината $p_e$ заменяется показателем удельной эффективной работы двигателя ($L_{уд}$) с использованием приведенных далее уравнений.

Работа дизеля на всех работающих (активных) цилиндрах (т. е. полноразмерного дизеля) характеризуется показателями эффективного крутящего момента ($M_e$) или среднего эффективного давления ($p_e$). При этом $M_e$ отражает усредненную эффективность работы всех цилиндров двигателя, а $p_e$ — эффективность работы как всех цилиндров двигателя, так и одного цилиндра. Если на данном режиме малой нагрузки часть цилиндров выключена (деактивирована), то $M_e$ сохраняет постоянство, но теряется физический смысл понятия $p_e$. При этом можно оценить нагрузку двигателя, работающего на некотором количестве $z$ активных цилиндров, значением выполняемой двигателем удельной работы ($L_{уд}$), отнесенной к рабочему объему активных цилиндров ($z \cdot V_h$) [2]. Метод применим для оценки экономичности и выбросов дизеля с отключением цилиндров при допущении, что абсолютные значения механических потерь зависят только от частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Допустим, что режим нагрузки дизеля задан через среднее эффективное давление $p_e$, МПа. Тогда

$$L_{полн} = 500 \cdot p_e \cdot i \cdot V_h, \text{ Дж}. \quad (1)$$

Для всех активных цилиндров удельная работа, выполненная дизелем, равна

$$L_{уд} = 500 \cdot p_e, \text{ Дж/(дм}^3\text{)}. \quad (2)$$

Для дизеля с отключенной частью цилиндров (ОЦ) или циклов, т. е. с числом активных цилиндров z получаем:

$$L^{оц}_{уд} = 500 \cdot p_e \cdot i \cdot V_h / (z \cdot V_h) = 500 \cdot p_e \cdot i / z, \text{ Дж/(дм}^3\text{)}. \quad (3)$$

Апробация метода оценки эффективности отключения цилиндров выполнена на дизеле КамАЗ-7406 (8ЧН12/12) ($V_h = 1{,}36$ дм$^3$, $i \cdot V_h =$ дм$^3$). Универсальная характеристика дизеля (рис. 1) заимствована из работы [4] и адаптирована к условиям проведения расчетов по предлагаемой

методике. Адаптация выполнена как частичным интерполированием и экстраполированием параметров, так и заменой шкалы среднего эффективного давления ($p_e$) на удельную работу ($L_{уд}$) в соответствии с уравнением 2 и схемой на рис. 1.

Пусть полноразмерный дизель работает с малой нагрузкой при $M_{e.8} = 80$ Нм. Работа, выполняемая дизелем с числом активных цилиндров $i = 8$, составляет $L_{полн} = 502$ [Дж].

Допустим, что эту же работу дизель выполняет (а следовательно развивает тот же крутящий момент) при изменении числа активных цилиндров $z = 6, 4, 2, 1$, т. е. рабочий объем двигателя уменьшается пропорционально числу активных цилиндров и составляет $z \cdot V_h$.

Следовательно, значение удельной работы дизеля с разным числом активных цилиндров составит: при $z = 8$ $L_{уд.8} = 502/8 \cdot 1{,}36 = 46$ Дж/(дм$^3$); при $z = 6$ $L_{уд.6} = 502/6 \cdot 1{,}36 = 62$ Дж/(дм$^3$); а при $z = 1$ $L_{уд.1} = 502/1{,}36 = 369$ Дж/(дм$^3$).

Тогда с использованием универсальной характеристики (рис. 1) получаем значение удельных эффективных расходов топлива полноразмерного дизеля $b_{e.8} = 350$ г/(кВт·ч), дизеля при работе на двух цилиндрах 229 г/(кВт·ч), а дизеля с одним активным цилиндром: $b_{e.1} = 210$ г/(кВт·ч). Относительный выигрыш в расходе топлива ($\Delta b_e$) определяем по соотношению

$$\Delta b_e = [(b_{e.8} - b_{e.z})/be_{.8}] \cdot 100\ \%, \qquad (4)$$

т. е. для случая отключения семи цилиндров он составляет $\Delta b_e \approx 40$ %, при работе на двух цилиндрах ~ 34 % и т. д.

Для анализа массовых выбросов окислов азота ($NO_x$) используем универсальную характеристику, приведенную на рис. 2; для анализа выбросов CO аналогичную характеристику — на рис. 3 и т. д.

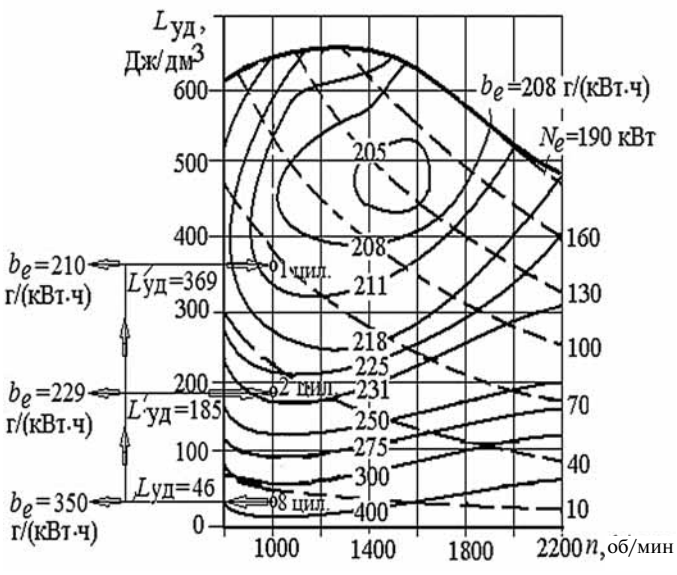



**Рис. 1. Универсальная характеристика дизеля КамАЗ-7406 (8ЧН12/12) в координатах $L_{уд}$–$n$:**
о — нагрузка дизеля с числом активных цилиндров $z = 8$ цил., 2 цил. и $z = 1$ цил. при $n = 1000$ об/мин

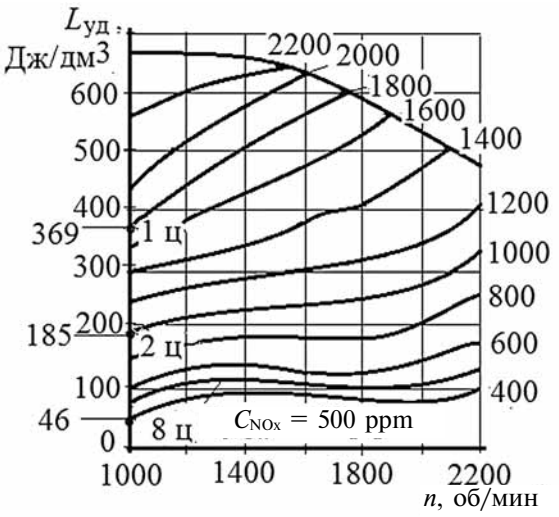



**Рис. 2. Универсальная характеристика дизеля КамАЗ-7406 по концентрации оксидов азота в ОГ [4]; (нагрузка соответствует режимам работы, показанным на рис. 1)**

Расчеты выбросов выполнены по следующим соотношениям [5]:

$$G_{NOx} = 0{,}001587 \cdot W_{NOx} \cdot G_{ОГ},\ [г/ч]; \qquad (5)$$

$$G_{CO} = 0{,}000966 \cdot W_{CO} \cdot G_{ОГ}\ [г/ч]; \qquad (6)$$

$$g_{CO} = G_{CO}/P_e\ [г/(кВт \cdot ч)]; \qquad (7)$$

$$G_{CH} = 0{,}000478 \cdot W_{CH} \cdot G_{ОГ}\ [г/ч]; \qquad (8)$$

$$g_{CH} = G_{CH}/P_e\ [г/(кВт \cdot ч)], \qquad (9)$$

где $W_{NOx}$, $W_{CO}$, $W_{CH}$ — измеренные на анализируемых режимах объемные концентрации оксидов азота, оксидов углерода и углеводородов (при отключении части цилиндров концентрации и массовые выбросы $NO_x$, CO и CH относятся

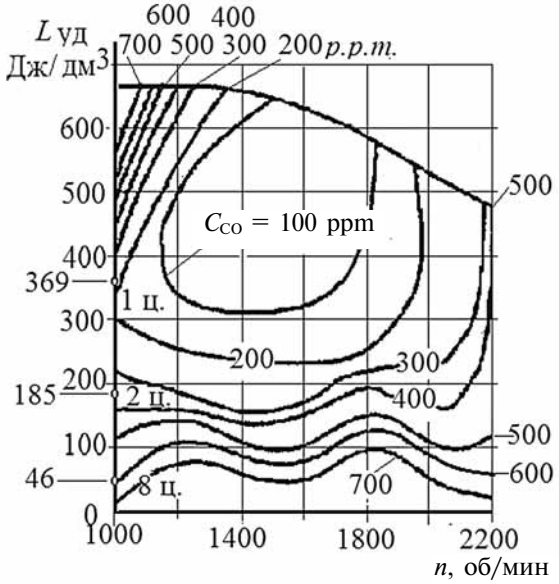



**Рис. 3. Универсальная характеристика дизеля КамАЗ-7406 по концентрации оксидов углерода в ОГ [4]**

только к активным цилиндрам); $G_{ОГ}$ — часовой расход отработавших газов, определяемый как сумма часовых расходов топлива $G_т$ и воздуха $G_в$, кг/ч. (При отключении части цилиндров расход ОГ определяется для активных цилиндров.)

Для полноразмерного дизеля на данном режиме

$$G_т = b_e \cdot P_e \cdot 10^{-3} = \\ = 350 \cdot 8{,}4 \cdot 10^{-3} = 1{,}94 \text{ кг/ч} \quad (10)$$

($b_e$ определяется по данным рис. 1).

$$G_{ОГ} = G_в + G_т = \\ = i \cdot V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_в \cdot n \cdot 10^{-3} \cdot 30 + G_т = \quad (11)$$

$= 8 \cdot 1{,}36 \cdot 0{,}73 \cdot 1{,}24 \cdot 1000 \cdot 10^{-3} \cdot 30 + 1{,}94 = 297$ кг/ч,

где $\eta_v$ и $\rho_в$ — соответственно коэффициент наполнения и плотность воздуха;

$$G_{NOx} = 0{,}001587 \cdot W_{NOx} \cdot G_{ОГ} = \\ = 0{,}001587 \cdot 400 \cdot 297 = 188 \text{ г/ч}; \quad (12)$$

$$g_{NOx} = G_{NOx} / P_e = 188 / 8{,}4 = \\ = \sim 22 \text{ г/(кВт·ч)}. \quad (13)$$

Для работы с одним активным цилиндром получаем следующее:

$$G_т = b_e \cdot P_e \cdot 10^{-3} = 210 \cdot 8{,}4 \cdot 10^{-3} = 1{,}76 \text{ кг/ч}; \quad (14)$$

$$G_{ОГ} = G_в + G_т = \\ = i \cdot V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_в \cdot n \cdot 10^{-3} \cdot 30 + G_т = \quad (15)$$

$= 1 \cdot 1{,}36 \cdot 0{,}73 \cdot 1{,}24 \cdot 1000 \cdot 10^{-3} \cdot 30 + 1{,}76 = 38{,}7$ кг/ч;

$$G_{NOx} = 0{,}001587 \cdot W_{NOx} \cdot G_{ОГ} = \\ = 0{,}001587 \cdot 1800 \cdot 38{,}7 = 111 \text{ г/ч}; \quad (16)$$

$$g_{NOx} = G_{NOx} / P_e = \\ = 111 / 8{,}4 = \sim 13 \text{ г/(кВт·ч)}, \quad (17)$$

т. е. при одинаковой мощности, развиваемой всеми и одним цилиндром удельные выбросы оксидов азота снижаются на ~40 %.

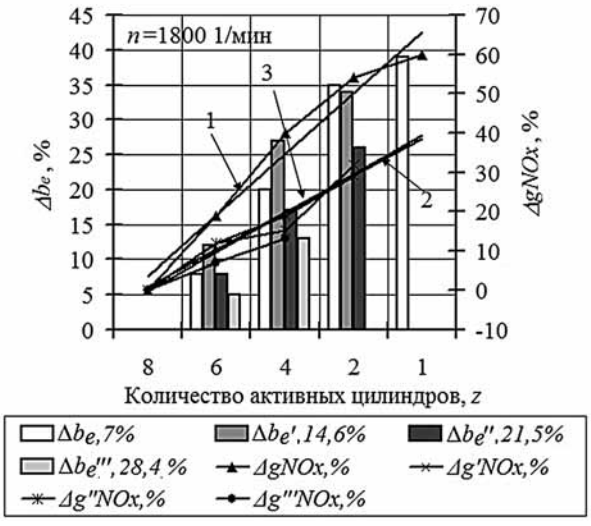



**Рис. 4. Относительные изменения удельного расхода топлива ($\Delta b_e$) и удельного выброса оксидов азота ($\Delta g_{NOx}$) при реализации режимов нагрузок (7, 14,6, 21,5, 28,4% от значений мощности на ВСХ) при $n$ = 1800об/мин в зависимости от числа ($z$) активных цилиндров**

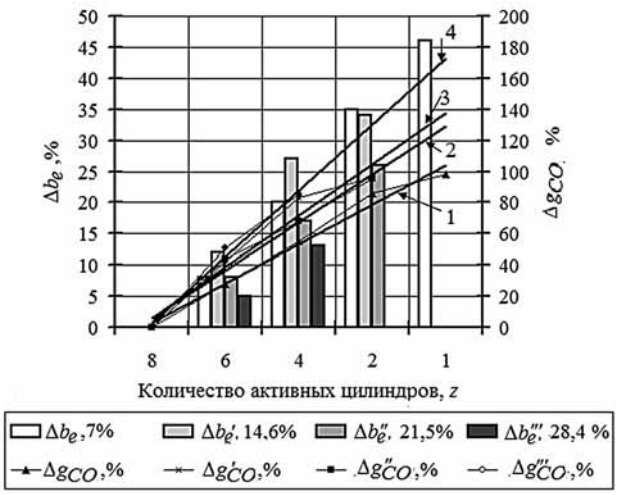



**Рис. 5. Относительные изменения удельных расходов топлива ($\Delta b_e$) и удельного выброса оксидов углерода ($\Delta g_{CO}$) при реализации режимов нагрузок (7, 14,6, 21,5, 28,4 % от значений мощности на ВСХ) при $n$ = 1800 об/мин в зависимости от числа ($z$) активных цилиндров**

Результаты анализа для режимов работы дизеля с частотой вращения $n$ = 1800 об/мин и нагрузками следующих уровней: ~7, ~14, ~21, ~28 % от значения мощности на внешней скоростной характеристике (ВСХ) приведены на рис. 4. При этом для реализации одного и того же режима по мощности дизель может работать с разным числом активных цилиндров ($z$ = 8, 6, 4, 2, 1).

Очевидно, что по мере возрастания уровня исходной нагрузки пропадает возможность отключения большого числа цилиндров, а также снижается эффект повышения экономичности и снижения выбросов $NO_x$. На графиках приведены также уравнения линейной аппроксимации выбросов $NO_x$ в зависимости от числа активных цилиндров.

Аналогичный расчетный анализ проведен также в части оценки выбросов оксидов углерода (рис. 5). Следует отметить, что если концентрации оксидов азота в ОГ активных цилиндров при повышении нагрузки возрастают, то концентрации оксидов CO могут как возрастать, так и снижаться (рис. 3).

Уравнения линейной аппроксимации изменений относительного снижения выбросов CO (в соответствии с рис. 5) имеют следующий вид

1. $\Delta gCO\ \% = 25{,}4 \cdot (5 - z/2) - 22{,}8$
$R^2 = 0{,}9848$;
2. $\Delta gCO'\ \% = 30{,}9 \cdot (5 - z/2) - 25{,}5$
$R^2 = 0{,}9797$;
3. $\Delta gCO''\ \% = 32{,}9 \cdot (5 - z/2) - 27{,}0$
$R^2 = 0{,}9564$;
4. $\Delta gCO'''\ \% = 42{,}5 \cdot (5 - z/2) - 39{,}667$
$R^2 = 0{,}9868$.

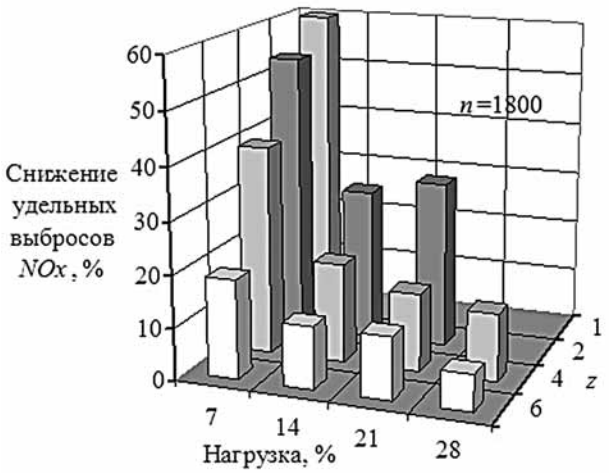



**Рис. 6. Относительное уменьшение удельных выбросов оксидов азота ($NO_x$) в зависимости от числа активных цилиндров (*z*) при разном уровне нагрузки (%) двигателя КамАЗ-7406 при частоте вращения вала 1800 об/мин**

Хорошее визуальное представление о характере изменения тех или иных показателей дают трехмерные характеристики. Далее с использованием уравнений линейной аппроксимации проводится такое обобщение, т. е. зависимости снижения удельных выбросов токсичного компонента ОГ от количества активных цилиндров и исходного уровня нагрузки, причем для разных частот вращения коленчатого вала (рис. 6, 7).

Характер изменения возможных выбросов существенно зависит как от нагрузки двигателя, так и от частоты вращения, так как эти параметры определяют вид параметрических кривых постоянных объемных концентраций, например, оксидов азота (см. рис. 4). При частоте 1800 об/мин и минимальной нагрузке (~7 %) снижение выброса оксидов азота достигает 50 %. При повышенной нагрузке (~28 %) возможна работа дизеля только на шести или четырех цилиндрах, а эффективность снижения выбросов $NO_x$ снижается до 10–15 %. Можно отметить, что длительная работа на режимах малых нагрузок и холостого хода происходит, как правило, на пониженных частотах вращения. Однако и при номинальной частоте вращения (2200 об/мин) и при минимальной нагрузке (~7 %) относительное снижение удельных выбросов оксидов азота может составить 50–60 %.

Таким образом, предложенная методика позволяет оценить возможности снижения токсичности выбросов дизеля на режимах малых нагрузок при применении метода регулирования дизеля отключением цилиндров или циклов (иначе говоря — изменением рабочего объема дизеля). Расчетно-экспериментальный анализ показал, что метод отключения цилиндров может быть достаточно эффективным при решении проблемы не только повышения экономичности, но и снижения вредных выбросов на режимах малых нагрузок и холостого хода.

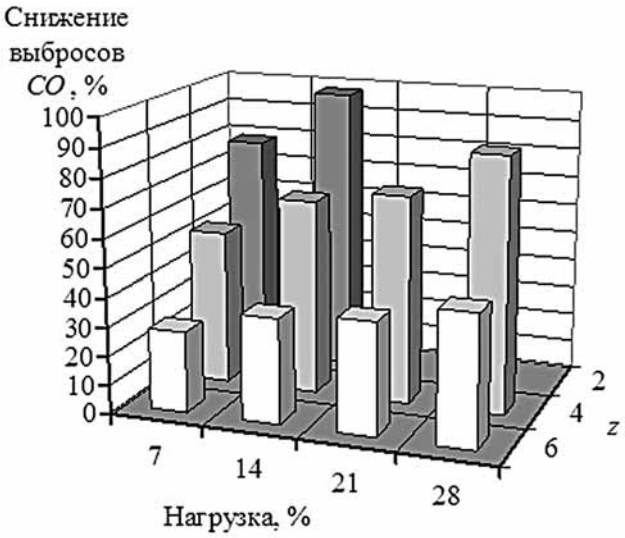



**Рис. 7. Относительное уменьшение удельных выбросов (CO, %) в зависимости от числа активных цилиндров (*z*) при разном уровне нагрузки (%) двигателя КамАЗ-7406 при частоте вращения вала 1800 об/мин**

**Литература**

1. Оценка возможности повышения экономичности автомобиля с двигателем с регулируемым рабочим объемом / Н.Н. Патрахальцев, И.А. Петруня, Р.О. Камышников, Э.А. Савастенко. // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 6. — С. 10–12.

2. Возможности повышения экономичности режимов малых нагрузок автомобильного двигателя / Н.Н. Патрахальцев, И.А. Петруня, Р.О. Камышников, Э.А. Савастенко // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 4. — С. 9–10.

3. Снижение токсичности и дымности выбросов дизеля добавкой СПБТ и изменением рабочего объема / Н.Н. Патрахальцев, И.А. Петруня, Р.О. Камышников, Д.С. Скрипник // Транспорт на альтернативном топливе. — 2014. — № 3 (39). — С. 41–47.

4. *Марков В.А., Девянин С. Н., Мальчук В.И.* Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — 360 с.

5. *Кульчицкий А.Р.* Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для высшей школы. — 2-е изд., испр. и доп. — Академический проект, 2004. — 400 с.

УДК 62-932.2

# АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ЭКСПЛУАТИРУЕМЫМИ СДЭУ

*Г.Е. Живлюк, к.т.н., А.П. Петров, к.т.н., доцент*
*ФГБОУ ВПО ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова*

Выполнен анализ существующих технологий снижения выбросов вредных веществ применительно к судовым дизелям традиционной конструкции, установленным на действующих судах. Показано, что сокращение вредных выбросов $NO_x$ при незначительных материальных затратах может быть обеспечено за счет организации двухступенчатого впрыска топлива форсунками механического типа, установленными вместо штатных, без изменения базовой конструкции дизеля. Дополнительный экологический эффект достигается за счет каталитической обработки топлива в корпусе распылителя, обеспечивающей сокращения периода задержки самовоспламенения.





К основным тенденциям совершенствования технического уровня современных судовых дизельных энергетических установок (СДЭУ), наряду с улучшением массогабаритных, мощностных и ресурсных показателей, относятся два важнейших направления — повышение топливной экономичности и снижение вредного воздействия на окружающую среду, в том числе за счет сокращения вредных выбросов с отработавшими газами. При этом необходимо отметить, что если расход топлива не ограничивается никакими условиями, то экологические характеристики установки подлежат контролю и предельные вредные выбросы с отработавшими газами жестко регламентируются [1].

Как правило, все технические решения, направленные на снижение расхода топлива, возможны только за счет повышения термодинамической эффективности цикла дизельного двигателя, которая связана с ростом максимальной температуры цикла. Вследствие этого происходит рост эмиссии оксидов азота. Негативного последствия этой объективной зависимости можно избежать за счет управления процессом тепловыделения, т. е. смесеобразования и сгорания.

Накопленный опыт конструирования, эксплуатации и доводки рабочего процесса дизельных двигателей, а также бурное развитие микропроцессорной техники позволили обеспечить управление законом подачи топлива в цилиндр, который определяет протекание процесса тепловыделения. При этом впрыск топлива производится дискретно отдельными порциями, что позволяет задать практически любой закон подачи топлива и получить соответственно оптимальный процесс тепловыделения для всех режимов работы. Так, в последнее десятилетие широкое распространение получили электронно-управляемые насос-форсунки и более совершенная электронно-управляемая аккумуляторная система топливоподачи common rail. Кроме того, выпускные системы современных двигателей с электронным управлением впрыска топлива оснащаются каталитическими устройствами и сажевыми фильтрами, работа которых контролируется электронным блоком управления (ЭБУ). ЭБУ по сигналам обратной связи от различных датчиков управляют как работой этих устройств, так и показателями рабочего процесса двигателя. Поэтому в современных дизельных установках достигаются весьма высокие экологические показатели.

На автотранспортных силовых установках, срок эксплуатации которых редко превышает 10 лет, что в условиях массового производства обеспечивает быструю окупаемость затрат производителя, конструкция двигателя с системой common rail стала практически безальтернативной.

В отличие от автомобильного, водный транспорт более дорогой и поэтому должен иметь существенно больший срок эксплуатации. Так, до настоящего времени в эксплуатации находятся суда, построенные более 30–40 лет тому назад. Судовые энергетические установки (СЭУ) уком-

плектованы дизелями с традиционными плунжерными топливными насосами высокого давления (с механическим управлением законом подачи топлива), на которые в случае модернизации судна распространяются современные требования по вредным выбросам. Очевидно, замена топливной системы, находящейся в эксплуатации СЭУ, на системы с электронным управлением топливоподачей связано со сложной и достаточно дорогостоящей модернизацией всей энергетической установки.

Другим известным способом сокращения вредных выбросов с отработавшими газами для дизельных двигателей предыдущих поколений является использование водо-топливных эмульсий (ВТЭ). Положительный эффект использования может быть достигнут за счет понижения максимальной температуры в цилиндре двигателя. Однако внедрение в существующую конструкцию систем СЭУ комплекта оборудования для подготовки и использования водо-топливных эмульсий связано с серьезными изменениями в конструкции топливной системы судна. Кроме того, использование ВТЭ требует от машинной команды аккуратного и безукоризненного выполнения регламента управления и обслуживания топливной системы во избежание серьезных аварий топливной аппаратуры. Известно, что использование ВТЭ может негативно повлиять на ресурсные показатели аппаратуры ввиду ускоренного износа плунжерных пар топливного насоса высокого давления и распылителей форсунок. Поэтому технически оправданное использование ВТЭ не может рассматриваться как бюджетный, легкодоступный и экономически оправданный способ сокращения вредных выбросов в СЭУ, находящихся в эксплуатации.

Известен и широко используется способ сокращения вредных выбросов с отработавшими газами за счет использования системы рециркуляции отработавших газов или системы EGR (Exhaust Gas Recirculation). Действительно, частичное повторное использование в цикле в качестве рабочего тела отработавших газов в смеси со свежим воздухом способно сократить эмиссию оксидов азота как за счет уменьшения массы отработавших газов, так и за счет изменений в протекании процессов смесеобразования и сгорания, связанных с изменением кинетики горения. Вместе с тем необходимо констатировать, что весомый положительный эффект от использования систем EGR достигается только на режимах частичных нагрузок дизельного двигателя, а на режимах, близких к номинальным, система должна быть выключена из работы по совершенно очевидной причине — достижения минимально-допустимых коэффициентов избытка кислорода. Поэтому задействование таких систем уместно и эффективно в двигателях автотранспортного назначения, основная работа которых происходит на режимах частичных нагрузок. Главная судовая энергетическая установка, работающая по винтовой характеристике, напротив, использует, в основном, режимы работы, близкие к номинальным. Кроме того, системы EGR оказываются достаточно «капризными» в эксплуатации, особенно при использовании низкокачественных сортов топлива. А внедрение в конструкцию эксплуатируемого двигателя системы рециркуляции отработавших газов сопряжено с серьезными изменениями существующей системы газо-воздушных трактов энергетической установки, разработки алгоритма работы и установки дополнительного оборудования в виде клапанов EGR и блока управления с определенной номенклатурой первичных датчиков.

В этой связи требуется разработка и применение таких методов сокращения вредных выбросов, которые были бы связаны с минимальными доработками конструкции и позволили бы достичь требуемого результата.

Для проведения дальнейшего анализа возможных путей сокращения эмиссии оксидов азота у дизелей, находящихся в длительной эксплуатации, выделим те из внутрицилиндровых процессов, рабочего цикла дизеля, которые оказывают решающее влияние на образование вредных выбросов. В первую очередь, это период задержки самовоспламенения, поскольку он определяет динамичность цикла и динамику процесса тепловыделения в целом, т. е. скорость достижения максимальной температуры цикла и ее абсолютное значение. Из анализа процесса тепловыделения следует, что сокращение периода задержки самовоспламенения приводит к уменьшению количества подготовленной к сгоранию топливовоздушной смеси и, как следствие, — к сокращению количества топлива, сгорающего на этапе быстрого (кинетического) сгорания, который, в основном, и определяет эмиссию оксидов азота. Достаточно много работ посвящено исследованию параметров, влияющих на период задержки самовоспламенения [2, 3].

Так, в работе [2] предлагается определять время периода задержки самовоспламенения топлива из уравнения

$$\tau = (0{,}36 + 0{,}22 \cdot c_m)\exp\left[E_a\left(\frac{1}{RT_2} - \frac{1}{17{,}19}\right)\cdot\left(\frac{21{,}2}{P_2 - 12{,}4}\right)^{0{,}63}\right].$$

Похожая зависимость предлагается в работе [3]:

$$\tau = B \cdot 10^{-2}\sqrt{C}\sqrt{T_k / p_k}\cdot e^{\frac{E_a \cdot C^{0{,}34}}{R \cdot T_k}},$$

где: $p$, $T$ — давление и температура в камере сгорания к моменту впрыска топлива; $E_a$ — энергия активации; $c_m$ — скорость поршня; $B$, $C$ — константы, зависящие от частоты вращения коленчатого вала и кинематики кривошипно-шатунного механизма (КШМ) соответственно.

Анализируя эти полуэмпирические зависимости, следует выделить две группы параметров:

➢ к первой можно отнести такие, воздействие на которые в конструкции эксплуатируемой энергетической установки невозможно. Это частота вращения коленчатого вала, скорость поршня и конструкционные параметры КШМ;

➢ вторая группа параметров допускает некоторые изменения в условия эксплуатации: это температура в камере сгорания и энергия активации.

Влияние температурного состояния заряда камеры сгорания на протекание последующих внутрицилиндровых процессов рассматривалось и ранее [4]. Самым простым и доступным способом повышения температуры начала топливоподачи является изменение угла опережения подачи топлива. Однако непосредственное воздействие на температуру за счет уменьшения угла опережения подачи топлива неизбежно приводит к ряду негативных последствий. В частности, изменение оптимальных настроек двигателя приводит к повышению расхода топлива из-за смещения сгорания на линию расширения и, возможно, к возникновению дымления.

Изменение температурного состояния заряда цилиндра к моменту впрыска топлива может быть обеспечено введением элементов тепловой изоляции рабочего объема цилиндра двигателя. Это может быть достигнуто как за счет повышения температуры охлаждающей жидкости (создание теплового «подпора»), что характерно для систем высокотемпературного охлаждения, так и за счет использования в конструкции деталей, формирующих камеру сгорания, низкотеплопроводных теплоизоляционных материалов, как, например, керамику [5]. Очевидно, что такие мероприятия влекут за собой некоторые изменения конструкции основных деталей и систем двигателя, что может оказаться малорентабельным.

Вместе с тем увеличение температуры заряда камеры сгорания к моменту подачи в цилиндр основной порции топлива можно достичь, организуя рабочий процесс при наличии так называемого «предвпрыска». Первые попытки реализации этой идеи были связаны с изменением профиля кулака привода топливного насоса высокого давления, что, как правило, приводило к возникновению недопустимо высоких скоростей ускорений в механизме привода и снижению ресурса. Впоследствии была разработана достаточно простая конструкция двухпружинной форсунки [6], которая в полной мере реализует идею двухкаскадного впрыска топлива. В двухпружинной гидроуправляемой форсунке, представленной на рис. 1, происходит ступенчатый подъем иглы распылителя: первый — при давлении 18–20 МПа с ограничением высоты подъема иглы величиной 0,02–0,05 мм; второй — под давлением 32–38 МПа и обеспечивает впрыск основной части цикловой подачи топлива. Необходимо отметить, что форсунка — сменный элемент конструкции — «расходный материал» — в соответствии с рекомендациями заводов-изготовителей подлежит замене через каждые 3–4 тыс. ч работы.

Установка на двигателе таких форсунок не связана с существенными экономическими затратами, но при этом достигается значительное снижение выбросов оксидов азота, а также уменьшается шумность работы дизельного двигателя. Такие конструкции апробированы и используются на автотранспортных установках с достижением хороших показателей рабочего процесса. Именно поэтому такое решение может быть рекомендовано к использованию в СЭУ, находящихся в эксплуатации.

К важнейшим параметрам, определяющим период задержки воспламенения топлива, относится энергия активации $E_a$, изменение которой также способно повлиять на первый этап процесса сгорания-тепловыделения. Очевидно, что энергия активации подводится к распыленному топливу из окружающей среды (т. е. из внутренней энергии рабочего тела). В этом плане повышение температуры рабочего тела сокращает время накопления энергии активации. Однако на энер-

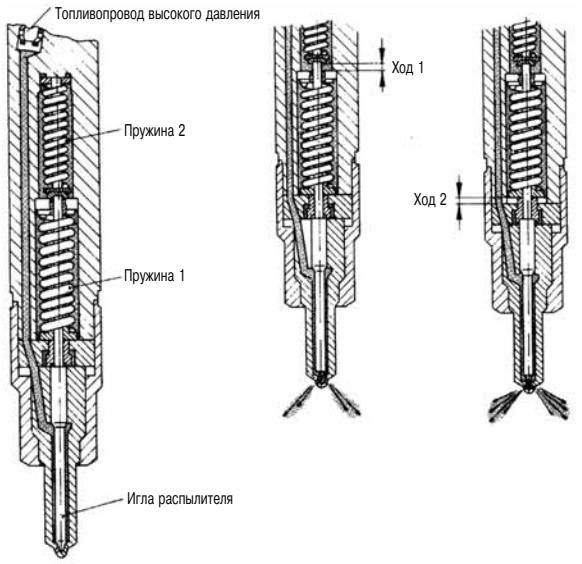



**Рис. 1. Принцип действия и конструкция двухпружинной форсунки**

гию активации можно повлиять и непосредственно за счет изменения свойств топлива.

В работе [7] предлагается оригинальный способ предварительной обработки топлива непосредственно перед подачей его в камеру сгорания цилиндра. Автор предлагает производить обработку топлива путем взаимодействия турбулентного потока последнего с катализатором, в качестве которого выступает покрытие из металла семейства платины. Таким образом, по утверждению автора, изменяются свойства топлива, что способствует сокращению периода самовоспламенения. В частности, в парафиновых углеводородах (наиболее распространенной группы среди дизельного топлива) парафин подвергается дегидрированию в присутствии катализатора и превращается в вольфеины $C_nH_{2n}$ с выделением молекул водорода, которые, обладая высокой скоростью диффузии, высокой воспламеняемостью и высокой скоростью горения, уменьшают время процесса самовоспламенения топлива в камере сгорания дизельного двигателя. Исходя из этого предлагается нанесение электролегированием катализатора на наиболее высокотемпературную часть поверхности иглы распылителя, располагающуюся под дифференциальной площадкой. Турбулизация потока и увеличение поверхности контакта с катализатором топлива, подаваемого в цилиндр, обеспечивается дообработкой шлифованием иглы распылителя в указанной зоне с созданием специальных наклонных канавок-завихрителей в виде ромбовидной накатки (рис. 2).

Предложенная технология была апробирована для ряда двигателей. Положительные результаты

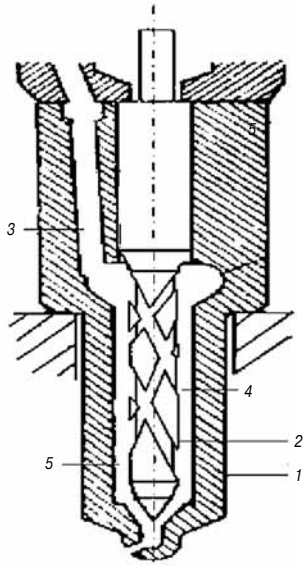



**Рис. 2. Дообработанный распылитель форсунки:**
*1* — корпус распылителя; *2* — дообработанная игла распылителя; *3, 5* — канал подачи топлива высокого давления; *4* — канавки для завихрения топлива

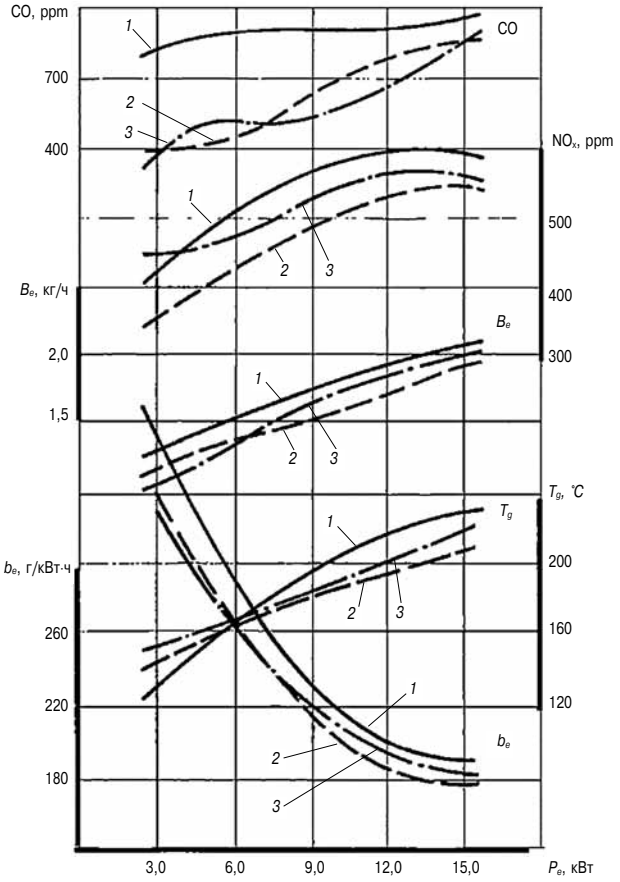



**Рис. 3. Нагрузочная характеристика дизеля NVD24:**
*1* — параметры двигателя со штатной форсункой; *2* — параметры двигателя с предварительной обработкой топлива; *3* — параметры двигателя с предварительной обработкой топлива и увеличенным углом опережения впрыска

внедрения предварительной обработки топлива показаны на примере нагрузочной характеристики двигателя NVD24 (рис. 3).

Как следует из предоставленной информации, внедрение предлагаемых мероприятий позволило сократить вредные выбросы с отработавшими газами при одновременном повышении топливной экономичности на всех режимах работы по нагрузочной характеристике.

Таким образом, из проведенного анализа следует, что существуют достаточно простые и доступные способы повышения технического уровня эксплуатируемых ДЭУ с достижением нормативных параметров выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

**Литература**

1. *Новиков Л.А.* Новые технологии для достижения перспективных норм вредных выбросов дизелей // Двигателестроение. — 2009. — № 2. — С. 58 −59.

2. *Hejwood J.B.* Internal combustion engines fundamentals // McCraw — Hill Book Co., NY. 1988.

3. *Файнлейб Б.Н.* Топливная аппаратура автотракторных дизелей. — Л. : Машиностроение, 1989. — 352 с.

4. *Живлюк Г.Е.* Анализ влияния температурного состояния заряда цилиндра дизеля на протекание процесса

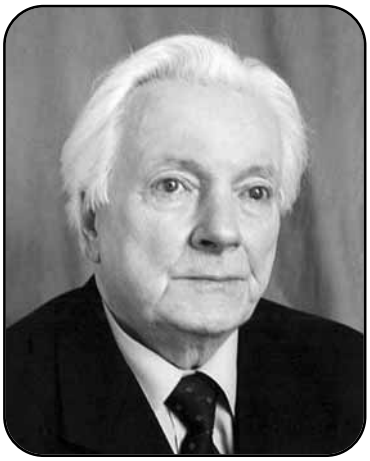
смесеобразования // Двигателестроение. — 1990. — № 5. — С. 58–60.

5. *Огородников В.Б., Бордуков В.В., Живлюк Г.Е.* Анализ тепловыделения в камере сгорания двигателя с ограниченным теплоотводом // М. : ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. Экспресс-информация (отечественный опыт). — Серия 4, Вып. 9. 1987. — 5 с.

6. *Казедорф Ю., Войзетшлегер Э.* Системы впрыска дизельных двигателей // перевод с нем. ООО «СтарСПб». — М. : Книжное издательство «За рулем», 2012. — 320 с.

7. *Klyus O.* Simultaneous reduction of fuel consumption and toxic emission of exhaust gases of fishing fleet engines// Full_Paper_№ 13. CIMAC Congress 2013, Shanghai.

## ПАМЯТИ М.А. САЛТЫКОВА



**31 января 2015 года ушел из жизни крупный ученый, специалист в области прочности дизелей, доктор технических наук, профессор, заслуженный конструктор Российской Федерации, лауреат Государственной премии СССР, бывший начальник отдела прочности ОАО «Коломенский завод»**

### Михаил Алексеевич Салтыков

Михаил Алексеевич родился 18 августа 1927 г. в г. Камышлове Свердловской области. После окончания в 1948 г. механического отделения судостроительного техникума в г. Зеленодольске Татарской АССР продолжил образование в Ленинградском кораблестроительном институте (ЛКИ), который окончил с отличием в 1954 г. по специальности «Судовые ДВС и установки». Лучшему выпускнику было предложено место в аспирантуре. Однако Михаил Алексеевич предпочел начать свою трудовую деятельность на заводе. В мае 1954 г. он приступил к работе на «Коломенском заводе» в конструкторском бюро по машиностроению, занимавшимся проектированием дизелей. В 1958 г. Михаил Алексеевич возглавил созданную на заводе по его инициативе лабораторию усталостной прочности (в дальнейшем отдела прочности), которым бессменно руководил почти 50 лет — до 2005 г.

Многие из разработок отдела имели научную новизну, приоритетность на мировом уровне, стали предметом изобретений и темами защищенных диссертаций, начало которым положила защита в 1967 г. Михаилом Алексеевичем кандидатской диссертации в ЛКИ. В последующем сотрудниками лаборатории были защищены еще десять кандидатских диссертаций, выполненных под фактическим руководством Михаила Алексеевича.

В процессе формирования лаборатория прочности тесно сотрудничала с рядом ведущих институтов (ИМАШ им. Благонравова, ЦИАМ им. Баранова, ЦНИИТМАШ, ВНИИНМАШ и др.) и оказывала практическую помощь ряду дизелестроительных предприятий в повышении надежности выпускаемых изделий.

По итогам выполненных теоретических разработок, а также практических работ Михаилом Алексеевичем была подготовлена и защищена в МГТУ им. Баумана в 1988 г. докторская диссертация, которая положила начало развитию нового и перспективного направления — построение «инженерной технологии проектирования».

Михаил Алексеевич имеет более 100 печатных трудов в виде статей, сборников и книг, а также учебных и методических пособий. Он автор многих внедренных изобретений и участник разработки мощностного ряда дизелей ЧН26/26 (Д49), за что в составе коллектива конструкторов Коломенского завода он стал лауреатом Государственной премии СССР. За заслуги в совершенствовании техники в отрасли дизелестроения в 1993 г. ему присвоено почетное звание заслуженный конструктор Российской Федерации. Многолетняя и плодотворная научно-педагогическая деятельность Михаила Алексеевича отмечена медалями СССР и Российской Федерации.

Всегда находясь на передовой линии науки и техники, Михаил Алексеевич передавал свой обширный опыт и знания ученикам и коллегам. Созданная профессором Салтыковым научная школа по обеспечению прочности двигателей получила национальное и международное признание и включает плеяду кандидатов и докторов наук, которые своим трудом вносят весомый вклад в развитие двигателестроения в России.

*Светлую память о Михаиле Алексеевиче на долгие годы сохранят его ученики и коллеги.*

*Более подробно о творческом пути д.т.н., проф. Салтыков М.А. и его основных работах можно узнать на сайте www.saltykov.pro.*

УДК 669.13:621.787.4

# ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ДЕТАЛЕЙ ИЗ ЧУГУНОВ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОЦЕССА СТРУКТУРООБРАЗОВАНИЯ

*Е.И. Марукович, д.т.н, проф., директор, В.Ф. Бевза, к.т.н., зав. лаб., В.П. Груша, к.т.н., с. н.с.*
*ГНУ «Институт технологии металлов НАН Беларуси» (г. Могилев, Беларусь)*
*В.А. Красный, к.т.н., доцент*
*Национальный минерально-сырьевой университет «Горный» (Санкт-Петербург)*

Рассмотрено влияние различных факторов формирования заготовок из серого низколегированного чугуна с пластинчатым графитом на структуру, свойства и ресурс работы деталей ДВС ответственного назначения. Показано существенное повышение ресурса работы деталей ДВС и деталей механизмов общепромышленного назначения, полученных методом направленного затвердевания по сравнению с ресурсом деталей, отлитых с применением других технологий.

Выбор и разработка износостойких, экономичных материалов, в частности чугунов с оптимальной структурой и высокими механическими свойствами для деталей ответственного назначения (гильзы цилиндров, поршневые и уплотнительные кольца, шестерни, втулки различного назначения и др.) является актуальной задачей и постоянно находится в центре внимания исследователей.

Для повышения физико-механических и эксплуатационных характеристик чугуна, начиная со стадии получения заготовок и заканчивая финишными операциями изготовления деталей, применяют различные виды обработки, направленные на повышение качества изделий за счет получения заданной структуры и исключения различных дефектов.

На современном этапе развития науки и техники большие резервы повышения качества чугунов заложены в технологии активного и целенаправленного формирования структуры и свойств отливок. Один из способов реализации этих технологий — введение в расплавы в предкристаллизационный период модификаторов и микролегирующих добавок. Это наиболее простой, дешевый и высокоэффективный метод повышения технологических и служебных свойств металлоизделий.

Если легирование в большей степени влияет на внутренние свойства отдельных фазовых составляющих, рафинирование в основном определяет содержание неметаллических включений и примесей, то модифицирование формирует макро- и микростроение всей структурной композиции литого материала. Легированные чугуны с пластинчатым графитом склонны к затвердеванию по метастабильной диаграмме, особенно при литье в металлическую форму. Поэтому графитизирующее модифицирование является неотъемлемой операцией, гарантирующей требуемые технологические свойства материала и, прежде всего, хорошую обрабатываемость резанием и минимальную усадку [1].

Структура и свойства чугуна в значительной степени зависят также от интенсивности теплоотвода в период первичной кристаллизации и условий последующего охлаждения. В этой связи режим охлаждения с регулируемой скоростью в определенном интервале температур — эффективное средство управления процессом структурообразования чугуна.

**Способы обеспечения заданной микроструктуры деталей из чугунов**

Подавляющее большинство чугунных заготовок деталей машиностроения изготавливаются различными методами литья. При этом макродефекты заготовок образуются в основном в процессе литья и затвердевания расплава. Наиболее распространенными дефектами, существенно ухудшающими качество отливок, являются усадочные раковины и газоусадочная пористость. Эти виды брака образуются из-за дефицита жидкой фазы при затвердевании последних порций расплава в форме. Для устранения этого дефекта в традиционных методах литья применяют питающие бобышки и прибыли. Это приводит к усложнению технологии и увеличению расхода материала, но не всегда обеспечивает получение желаемого результата.

Прочностные характеристики чугунных заготовок определяются не только отсутствием макродефектов, но и наличием микродефектов в структуре чугуна. Известно, что теоретическая прочность металла в десятки и даже в сотни раз больше, чем наблюдаемая в обычных условиях. Это связано с тем, что реальная структура металла поражена совокупностью макро- и микро-

дефектов, которые многократно снижают прочность. К первым относятся раковины, пористость, трещины, неметаллические включения и др. К микродефектам, дефектам кристаллической решетки, рассматриваемым на атомарном уровне, относят такие, у которых хотя бы один из трех размеров (*x*, *y*, *z*) сравним с периодом кристаллической решетки, составляющим 0,2–0,5 нм [2].

Для металлов главную роль в формировании их свойств играют линейные дефекты кристаллической решетки — дислокации, которые представляют собой нарушение правильной структуры вдоль некоторой линии в кристалле. Установлено, что реальная прочность металлов падает с увеличением числа дислокаций. Однако это происходит только до определенного момента. Достигнув минимального значения при некоторой критической их плотности, реальная прочность начинает возрастать. Это происходит за счет эффекта закрепления дислокаций.

Способами упрочнения, ведущими к увеличению полезной плотности дислокаций, являются механический наклеп, термомеханическая обработка металла — ковка, штамповка, прокатка при высоких температурах и др. Однако для образования дислокаций не обязательно приложение внешней деформирующей силы. Такой силой могут быть термические напряжения, возникающие при кристаллизации.

Существенное влияние на прочность чугуна оказывает объемная доля дендритных кристаллов, их длина и фазовый состав, а также степень ориентации по отношению к приложенным силам. Прочность дендритных ветвей (ДВ) в чугунах от СЧ15 до СЧ40 составляет около 800 МПа при перлитной основе и около 400 МПа при ферритной. В чисто эвтектических чугунах, при отсутствии ДВ, разрушение происходит почти исключительно отрывом при низких нормальных напряжениях — 70–100 МПа и только при наличии ДВ, оси которых отклонены от направления действующих сил от 0 до 60°, эвтектическая матрица вынужденно работает на срез, выдерживая большие разрушающие нагрузки [3].

Таким образом, для получения бездефектных заготовок из чугуна с заданной структурой и повышенными механическими свойствами, кроме применения оптимальной технологии приготовления и разливки расплава (легирование, модифицирование, определение термовременного режима разливки), необходимо также создать условия затвердевания и охлаждения чугуна, обеспечивающие получение мелкодисперсной с высокой плотностью дендритной структуры металлической матрицы без отбела и газоусадочной пористости. При этом для устранения отбела предпочтительно проводить термическую обработку за счет первичного тепла отливок в рамках единой литейно-термической технологии.

Этим требованиям в наибольшей степени отвечают технологии, основанные на использовании принципа направленности затвердевания металла. При получении полых цилиндрических заготовок без применения стержня методом направленного затвердевания такие дефекты, как шлаковые раковины, засоры и тому подобное исключаются за счет применения единой сифонной литниковой системы, постоянно действующей в течение всего процесса литья заготовок в непрерывно-циклическом режиме. Усадочные раковины и газоусадочная пористость исключаются за счет избыточного питания фронта затвердевания отливки в течение всего времени ее формирования в металлической форме. Это обусловлено тем, что масса расплава, участвующего в формировании каждой отливки, всегда больше массы затвердевшего металла, в том числе и в момент окончания ее затвердевания и извлечения из формы [4]. В работе [4] приведены схема и описание метода направленного затвердевания металла.

**Исследование свойств и структуры и обсуждение результатов**

Мелкозернистая плотная структура обеспечивается большой интенсивностью теплоотвода и, соответственно, высокой скоростью охлаждения расплава (чугуна) в металлической водоохлаждаемой форме. Скорость охлаждения металла определяет размер и характер положения дендритов. С ростом толщины намерзающей корочки размеры дендритов несколько увеличиваются [5] (рис. 1, кривая *1*).

Свойства чугунных заготовок определяются не только строением дендритного каркаса, но и плотностью дендритной структуры, которая оценивалась отношением площади, занятой дендритами, к площади междендритных участков (рис. 1, кривая *2*). В наружной зоне отливки плотность дендритов высока. С переходом в средние слои

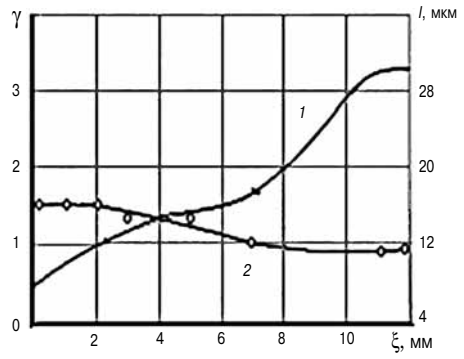



**Рис. 1. Зависимость расстояния между осями дендритов второго порядка *l* (*1*) и плотности дендритной структуры γ (*2*) от толщины затвердевшей корочки металла**

плотность структуры заметно падает, но и на внутренней поверхности она больше плотности дендритной структуры отливок, изготовленных в песчано-глинистых и стержневых формах.

Высокая скорость охлаждения металла может приводить к образованию отбела на наружной поверхности отливок. Однако большая скорость затвердевания металла способствует и ускоренному процессу графитизации. Дисперсные структурные составляющие (в наружной зоне $l = 2-12$ мкм, размеры включений цементита и зерен первичного аустенита достигают 2–3 мкм) увеличивают количество центров и степень графитизации, а также сокращают пути диффузии углерода и самодиффузии железа. Большая скорость кристаллизации чугуна приводит к пересыщению аустенита углеродом и неравномерному распределению последнего между аустенитом и эвтектикой, что также облегчает графитизацию [6].

Рентгенографическими исследованиями установлено, что в структуре металла, затвердевшего в водоохлаждаемом кристаллизаторе, велика плотность дислокаций, а размер блоков мозаики при этом максимален. Причем уровень напряжений второго рода в структуре металла этого образца значительно выше, чем в образце, полученном литьем в кокиль. Цементит в кокильной отливке термодинамически более устойчив, чем цементит, образовавшийся в заготовке при направленном затвердевании, что обеспечивает его распад при температуре 950–900 °С в течение 120–150 секунд. При получении отливок с толщиной стенки до 25 мм эту операцию осуществляют, как правило, за счет самоотжига отливок, которые сразу после извлечения из кристаллизатора при средней температуре стенки около 1000 °С помещают в экранирующую камеру, выдерживают там заданное время, а затем извлекают из камеры и охлаждают на воздухе в естественных условиях.

При получении заготовок с толщиной стенки более 25 мм отливки сразу после извлечения из кристаллизатора помещают в печь, предварительно разогретую до 950 °С, выдерживают там около 30 мин, а затем охлаждают на воздухе.

Таким образом, создание определенной взаимосвязи теплофизических условий затвердевания с кристаллизацией дендритов, графитообразованием и величиной первичного зерна, а также с определенным режимом последующего охлаждения обеспечивает получение мелкодисперсной заданной металлической матрицы, повышенной плотности дендритной структуры и дислокаций и тем самым значительное повышение механических и эксплуатационных характеристик, что существенно увеличивает ресурс работы деталей.

Результаты успешного применения данного метода для изготовления деталей ответственного назначения освещены в ряде публикаций [4; 7–10]. В работе [7] отмечается, что применение поршневых колец тепловозных дизелей (рис. 2, *а*) из низколегированного чугуна с пластинчатым графитом (СЧХН), полученного методом направленного затвердевания (намораживания), позволило существенно снизить брак по литейным дефектам, получить высокую дисперсность макро- и микроструктуры, повысить износостойкость поршневых колец. Эксплуатационные испытания, проведенные на тепловозных дизелях 10Д100 и двигателях дизель-поездов, показали, что износостойкость поршневых колец, изготовленных по новой технологии, на 15–20 % выше по сравнению с кольцами серийного производства. Степень снижения упругости для них в 1,3 раза меньше, чем у аналогичных колец серийного производства.

*а*)



*б*)



**Рис. 2. Поршневые кольца (*а*) и гильзы цилиндров (*б*) из серого специального чугуна**

Более высокие характеристики колец получены за счет формирования дисперсной матрицы (ПД 0,3–0,5) и оптимальной морфологии графита.

Структура отливок из низколегированного чугуна перлитного класса, получаемых методом направленного затвердевания, в максимальной степени соответствует требованиям, предъявляемым к машиностроительным деталям ответственного назначения, в том числе к гильзам цилиндров (рис. 2, *б*). Прочностные характеристики чугуна на 25–30 % выше по сравнению с аналогом, получаемым при литье в облицованный кокиль, а эксплуатационные свойства изделий на 15–20 % выше, чем при литье другими методами. Стендовые испытания гильз цилиндров разных производителей показали, что гильзы, полученные по методу направленного затвердевания в полной мере удовлетворяют требованиям, предъявляемым к форсированным дизелям — их прочностные показатели превышают аналогичные характеристики серийных гильз, в том числе фирмы «Ичин» Чехия [4].

Уникальные результаты были получены при литье заготовок из белого высокохромистого чугуна (БВХЧ) с карбидами тригонального типа (М7С3) методом направленного затвердевания для изготовления деталей, работающих в условиях сухого трения и ударно-абразивного изнашивания.

Варьируя интенсивностью теплоотвода, величиной углеродного эквивалента, режимом охлаждения и другими параметрами процесса в структуре отливок получали от 18 до 70 % карбидов с различной направленностью: от полностью разориентированных до расположенных перпендикулярно к поверхности теплоотвода. Последние как раз и обеспечивают максимальную износостойкость при абразивном изнашивании в случае, когда их главные оси расположены перпендикулярно рабочей поверхности. При этом содержание хрома в чугуне составляло 12–14 %, что на 4–5 % ниже, чем при литье другими методами [8].

Практическое использование указанные результаты нашли при изготовлении детали «диск тормозной» (рис. 3, *а*, *б*), устанавливаемой в машинах для свивки корда сталепроволочного производства [9, 10]. Эта деталь работает в сопряжении с колодками из политетрафторэтилена в условиях сухого трения. Для ее изготовления использовались различные легированные стали (ШХ15; 18ХГТ; Х12м и др.). При этом основным недостатком был низкий ресурс работы: от трех до шести месяцев.

Применение детали «диск тормозной» из специального высокохромистого чугуна, получаемого методом направленного затвердевания, обеспечило увеличение ресурса работы в несколько раз по сравнению с деталями из легированных конструкционных сталей. Контроль износостойкости дисков показал, что за 3 месяца эксплуатации износа на рабочей поверхности дисков не наблюдалось. Кроме того, было установлено повышение качества свивки и увеличение производительности канатного оборудования.

*а*)




*б*)



**Рис. 3. Обработанная отливка (*1*), заготовки (*2*) и деталь «диск тормозной» (3) из БВХЧ (*а*) и опытно-промышленная партия дисков тормозных (*б*)**

Проведенные исследования позволяют расширить номенклатуру и область применения заготовок, получаемых методом направленного затвердевания. Например, одной из быстроизнашивающихся деталей является червячное ко-

*а*)



*б*)



**Рис. 4. Новое (*а*) и изношенное (*б*) червячное колесо**

лесо (рис. 4, *а*, *б*) редуктора ГУД2334А привода дозирующих насосов прядильных машин фирмы UHDE, используемых при производстве полиэтилентерефталата. В базовой комплектации эти редукторы оснащались червячными колесами из сплавов на основе меди. Было предложено заменить материал этих деталей на чугун.

Опытно-промышленная партия полых заготовок червячных колес была изготовлена методом направленного затвердевания из низколегированного серого чугуна с пластинчатым графитом (табл. 1).

*Таблица 1*

**Химический состав чугуна опытно-промышленной партии заготовок червячных колес**

| Элемент | C | Si | Mn | Cr | Ni | Cu | V | P |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Содержание, % | 3,07 – 3,08 | 1,66 – 1,95 | 1,0 – 1,1 | 0,12 – 0,15 | 0,14 – 0,15 | 0,22 – 0,30 | 0,035 – 0,040 | 0,09 – 0,12 |

*Таблица 2*

**Ресурс работы редукторов ГУД 2334 А с червячными колесами из различных материалов**

| № | Материал колеса | Профиль зацепления | Средний ресурс, ч |
|---|---|---|---|
| 1 | Бронза БрА9Ж4 улучшенная | Архимедов | 6244 |
| 2 | Бронза БрО10Н1Ф1 | Архимедов | 5548 |
| 3 | Чугун (НЦЛНЗ)* | Архимедов | 11752 |
| 4 | Чугун (НЦЛНЗ)* | Утолщенный | 15510 |

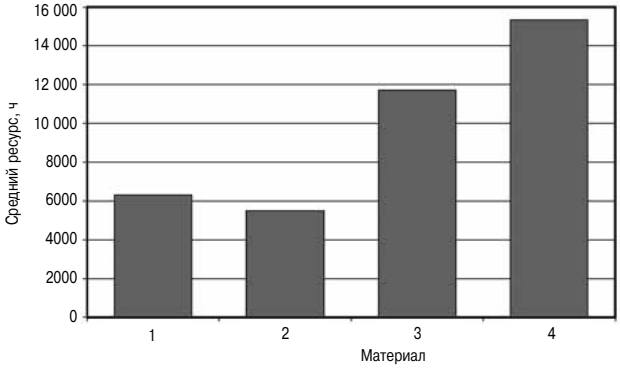



**Рис. 5. Сравнительный ресурс редукторов с червячными колесами из бронзы и чугуна**

Промышленные испытания редукторов с бронзовыми червячными колесами и экспериментальными колесами из чугунных заготовок, полученных методом направленного затвердевания без применения стержня, показали неоспоримое преимущество последних (табл. 2 и рис. 5).

Анализ результатов промышленных испытаний показал, что средний ресурс работы редукторов с чугунными червячными колесами нормального профиля в 1,88 и 2,12 раза выше, чем ресурс редукторов с бронзовыми колесами соответственно из БрА9Ж4 улучшенной и БрО10Н1Ф1. Чугунные колеса с утолщенным профилем обеспечили увеличение ресурса работы редукторов соответственно в 2,48 и 2,80 раза.

Таким образом, создание оптимальных условий затвердевания и охлаждения отливок на макро- и микроуровне придает чугуну новые повышенные механические и эксплуатационные характеристики, ставит его в разряд высокоэффективных конструкционных материалов и значительно расширяет область его применения.

**Литература**

1. *Бестужев Н.И., Константинович О.А., Бестужев А.Н.* Инокулирующее модифицирование высококачественных чугунов — направление повышения

конкурентоспособности отливок // Литейное производство. — 2005. — № 5. — С. 8–12

2. *Гуляев А.П.* Металловедение. — М. : Металлургия, 1966. — 480 с.

3. *Ильинский В.А., Костылева Л.В.* Зависимость прочности серого чугуна от его первичной структуры // Литейное производство. — 1997. — № 5. — С. 25–26.

4. *Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Богданов Б.И., Красный В.А.* Литье полых цилиндрических заготовок из чугуна методом пристеночной кристаллизации // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 23–27.

5. *Бевза В.Ф., Марукович Е.И., Павленко З.Д., Тутов В.М.* Непрерывное литье намораживанием. — Минск : Наука и техника, 1979. — 208 с.

6. *Богачев И.Н., Давыдов Г.С., Рожкова С.Б.* Графитизация и термическая обработка белого чугуна. — М. : Машиностроение, 1964.

7. *Сапожников С.А., Асташкевич Б.М.* Структура и свойства чугунных поршневых колец, изготовленных методом непрерывно-циклического литья // Металловедение и термическая обработка металлов. — 2003. — № 3. — С.13–16.

8. *Бодяко А.М., Бевза В.Ф., Галагаев С.В.* Непрерывно-циклическое литье намораживанием — эффективная технология получения высококачественных заготовок // Литье и металлургия.— 2005. — № 3 (35). — С. 20–27.

9. *Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Красный В.А.* Формирование отливок из высокохромистого чугуна в металлической водоохлаждаемой форме // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 41–45.

10. *Marukovich Y.I., Bevza U.F., Grusha V.P.* Continuously - iterative casting by freezing — up of tube billets / 71 WORLD FOUNDRY CONGRESS Advanced Sustainable Foundry 19–21 may 2014. BILBAO, SPAIN.

АГРОИНФО' 2015

6-я международная научно-практическая конференция

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, СИСТЕМЫ И ПРИБОРЫ В АПК

**22-23 октября 2015 г. г. Новосибирск - р.п. Краснообск**

Адрес: 630501, р.п. Краснообск Новосибирской области, ФГБНУ СибФТИ
Тел. (383) 348-16-95, 348-59-16 Факс (383) 348-35-52
Сайт конференции http://www.conf.nsc.ru/agroinfo2015
Сайт СибФТИ http://sibfti.sorashn.ru

**ОРГАНИЗАТОРЫ**

- ФГБУ "Сибирское отделение аграрной науки"
- ФГБУН «Институт вычислительных технологий Сибирского отделения РАН»
- ФГБНУ «Сибирский физико-технический институт аграрных проблем»
- ФГБНУ «Агрофизический научно-исследовательский институт» – г. Санкт-Петербург
- ФГБНУ «Росинформагротех» – г. Москва
- ФГБОУ ВПО «Новосибирский государственный аграрный университет»
- ФГБОУ ВПО «Новосибирский государственный технический университет»
- ФГБОУ ВПО «Сибирский государственный университет геосистем и технологий»
- ФГУП «Сибирский государственный научно-исследовательский институт метрологии»

**ПЛЕНАРНЫЕ ЗАСЕДАНИЯ**

**СЕКЦИОННЫЕ ЗАСЕДАНИЯ**
(по тематическим направлениям)

1. Применение компьютерных программ баз данных и экспертных систем в сельском хозяйстве
2. Измерительные системы, приборы и перспективные инструментальные методы исследования в биологии и сельском хозяйстве
3. Информационные технологии в инженерно-техническом обеспечении АПК

**ВЫСТАВКА ПРИБОРОВ, ПРЕЗЕНТАЦИИ КНИГ, КОМПЬЮТЕРНЫЕ ДЕМОНСТРАЦИИ**

**ПОСЕЩЕНИЕ МУЗЕЕВ И ВЫСТАВОК Институтов Сибирского отделения РАН, СНИИМ, НГАУ, НГТУ, СГУГиТ**

УДК 621.43

# ОБЗОР ЖУРНАЛА DIESEL & GAS TURBINE WORLDWIDE ЗА 2014 ГОД

*Материал подготовил Г.В. Мельник*

Редакция предлагает читателям журнала обзор некоторых материалов, опубликованных в 2014 году в журнале Diesel & Gas Turbine Worldwide. Тематика обзора позволяет понять, какие проблемы больше всего интересуют специалистов отрасли двигателестроения за рубежом.

Это, прежде всего, вопросы топливной экономичности и экологической безопасности.

Следует отметить статью «IMO Tier 3 не за горами», где излагается точка зрения авторитетной организации «Euromot» на перспективы внедрения стандартов IMO Tier 3 и EPA Tier 4, и оцениваются способы достижения нормативных показателей выбросов $NO_x$.

Значительное внимание уделяется также проблемам снижения расхода топлива, и использования альтернативных видов топлив, таких как сжиженный природный газ и биогаз. Показано, что для эффективного использования альтернативных газовых топлив необходимо развивать и внедрять методы точных измерений в режиме on-line таких величин, как расход среды и количество вредных выбросов.

## IMO TIER 3 НЕ ЗА ГОРАМИ

*Корреспондент D&GTW в беседе с Георгом Дидерихом (Georg Diderich) — президентом EUROMOT (European Association of Internal Combustion Engine Manufacturers), первым вице-президентом Deutz и Петером Шермом (Peter Scherm) — генеральным директором EUROMOT — обсудили перспективы внедрения норм IMO Tier 3, ограничивающих выбросы $NO_x$ судовых дизелей.*

*D&GTW:* Каковы предельно допустимые значения выбросов $NO_x$ и требования, установленные стандартами IMO Tier 3, и когда эти стандарты вступают в силу?

*EUROMOT:* В апреле 2014 Комитет IMO по защите морской среды (MEPC) утвердил изменения правил Приложения VI к MARPOL (Международная конвенция по предотвращению загрязнения атмосферы с судов), согласно которым стандарт IMO Tier 3 для существующих зон контролируемых выбросов окислов азота (NECA*) вводятся в действие с января 2016 г.

Приложение VI к MARPOL, впервые принятое в 1997 г., ограничивает выбросы основных загрязняющих веществ, содержащихся в отработавших газах двигателей, таких как окислы серы ($SO_x$) и окислы азота ($NO_x$). Нормативы постепенно ужесточались, этот процесс продолжается и в настоящее время. Согласно изменениям Правила 14 Приложения VI к MARPOL, с января 2012 г. предельно допустимое общее содержание серы в топливе было снижено с 4,5 до 1,5 %. Планируется дальнейшее постепенное снижение этого параметра до 0,5 % (с января 2020 г.), однако ввод данного норматива в действие будет зависеть от результатов исследования возможности его реализации, которое должно быть завершено до конца 2018 г. Предельно допустимое содержание серы в топливе для зон ECA было снижено с 1,5 до 1,0 %, начиная с июля 2010 г., а с января 2015 г. должны быть снижены до 0,1 %.

Нормы допустимых выбросов $NO_x$ последовательно снижались до уровня IMO Tier 3 и должны применяться к новым двигателям, установленным на судах, плавающих в существующих на этот момент зонах NECA*, начиная с января 2016 г.

Нормы допустимых выбросов $NO_x$ относятся к двигателям номинальной мощностью свыше 130 кВт; фактический уровень ограничения зависит от номинальной скорости двигателя (таблица).

Новые требования IMO Tier 3 по $NO_x$ не распространяются на супер-яхты (водоизмещением менее 454 брутто-тонн, длиной более 24 м, или суда, специально предназначенные и используемые исключительно для развлекательных целей), плавающие в объявленных морских зонах до января 2021 г.

| Уровень (Tier) | Дата завершения постройки судна (начиная с ...) | Предельно допустимое средневзвешенное значение общих выбросов в испытательном цикле (г/кВт·ч) $n$ — номинальная скорость двигателя (об/мин) | | |
|---|---|---|---|---|
| | | $n$<130 | $n$ = 130−1999 | $n$>2000 |
| 1 | 01.01.2000 | 17,0 | $45 \cdot n^{-0,2}$ напр., 720 об/мин — 12,1 | 9,8 |
| 2 | 01.01.2011 | 14,4 | $44 \cdot n^{-0,23}$ напр., 720 об/мин — 9,7 | 7,7 |
| 3 | 01.01.2016 | 3,4 | $9 \cdot n^{-0,2}$ напр., 720 об/мин — 2,4 | 2,0 |

Предельно допустимый уровень вредных выбросов IMO Tier 3 для двигателей, устанавливаемых на судах, постройка которых завершена в январе 2016 г. или позже, если эти суда предназначены для плавания в зонах NECA, существующих на день завершения постройки судна

* К существующим законам контроля выбросов $NO_x$ (NECA) относятся Атлантическое и Тихоокеанское побережье Северной Америки и Карибское море.

В перспективе новые требования IMO Tier 3 по $NO_x$ будут распространяться на дизели, установленные на судах, плавающих в зонах NECA, которые могут быть объявлены в будущем. Датой установления каждой новой зоны NECA будет считаться либо день принятия соответствующего решения комитетом MEPC, либо более поздняя дата, установленная законодателем.

Устанавливая дату ввода в действие IMO Tier 3 $NO_x$ и законодательно закрепляя необходимость снижения выбросов $NO_x$ от новых судовых двигателей, комитет MEPC IMO предпринял шаги, которые должны привести к существенному улучшению состояния атмосферы и здоровья людей, особенно тех, кто проживает в портовых городах и прибрежных районах.

*D&GTW:* Каковы результаты дискуссии в IMO? Все ли стороны приняли активное участие в обсуждении?

*EUROMOT:* Одними из важнейших достижений IMO на протяжении десятилетий являются четкость в определении сроков выполнения поставленных задач и безусловное их соблюдение. Организация мореплавания на основе международных принятых норм, предусматривающих установление разумной и эффективной длительности переходного периода для освоения новых технологий, является для мирового судоходства основным приоритетом. Все участники обсуждения осознавали, что на карту поставлена репутация IMO в данном вопросе.

Председатель MEPC IMO Арсенио Домингес (Arsenio Dominguez), Панама, выслушал все доводы, высказанные национальными делегациями. Он пытался подвести участников обсуждения к компромиссу, который бы учитывал интересы каждой из сторон в том, что касается влияния стандартов IMO Tier 3 на бизнес-модели мировой экономики, инфраструктурные требования и используемые технологии, принимая во внимание очевидную необходимость дальнейшего улучшения качества работы морского транспорта и состояния атмосферы.

EUROMOT имеет статус аккредитованного наблюдателя при IMO. Мы видим свою роль в том, чтобы выступать перед членами MEPC IMO в качестве компетентного технического консультанта и обладателя ноу-хау в области современных технологий, используемых в двигателях внутреннего сгорания. С нашей помощью законодатель получает возможность разрабатывать технически реализуемые и экономически целесообразные нормативы на основе имеющейся у нас технической информации и передовых инженерных решений. Мы принципиально не ставим перед собой никаких собственных целей в области технической политики.

*D&GTW:* Действительно ли отчет о доступности технологий, обеспечивающих достижение IMO Tier 3 $NO_x$, который был подготовлен рабочей группой, сыграл решающую роль в установлении срока ввода в действие указанного стандарта с января 2016 года для существующих зон NECA?

*EUROMOT:* Изучение передовых существующих технологий и информирование о них широкой общественности — это стандартная практика при разработках европейских и международных законодательных нормативов. Термином «существующие» в данном контексте обозначены технологии, степень отработки которых обеспечивает техническую возможность и экономическую целесообразность их внедрения в соответствующей отрасли. Это означает, что при внедрении учитываются затраты и получаемые преимущества тех или иных технологий, но не предписывается использование какой-либо из них. Такая оценка лишь гарантирует, что рассматриваемые технологии уже в достаточной мере доступны для оператора. Вполне естественно, что в октябре 2010 г. комитет MEPC учредил рабочую группу для оценки известных технологий, позволяющих обеспечить требования стандарта IMO Tier 3.

Состав рабочей группы обеспечил участие всех заинтересованных сторон, имеющих отношение к морским перевозкам. В нее, в частности, вошли представители правительств стран-членов IMO, Еврокомиссии, судовладельцы и представители экспертных организаций по судостроению, нефтегазовой промышленности, двигателям и производству систем очистки отработавших газов. Группу возглавляет представитель США.

EUROMOT, как представитель сообщества мирового двигателестроения, куда входят аналогичные ассоциации США и Японии, внес существенный вклад в составление окончательного доклада, представленного на заседании MEPC в феврале 2013 г. В частности, был определен ряд технологий, каждая из которых, по отдельности или в сочетании с другими, позволит снизить выбросы $NO_x$ до уровня IMO Tier 3, поэтапный ввод которых планируется начиная с 2016 г. К их числу относятся: селективное каталитическое восстановление (SCR); рециркуляция отработавших газов (EGR); применение сжиженного природного газа (LNG) либо в газодизеле (где он используется в качестве основного топлива, а дизельное — в качестве запального), либо в качестве единственного (альтернативного) топлива. Рассматривались и другие методы, например, прямой впрыск воды в цилиндры, увлажнение воздуха на всасывании (humid air motor — HAM), очистка газов в скрубберах с морской и опресненной водой, специальные рабочие циклы и регулировки двигателей, а также использование диметилэфира в качестве

альтернативного топлива. Однако на заседании MEPC в апреле 2013 г. некоторые государства флага высказали сомнения в готовности для внедрения технологий, рекомендованных рабочей группой, а также озабоченность возможным снижением конкурентоспособности портов и морских перевозок в целом. EUROMOT направил IMO «информационное письмо», в котором представлены дополнительные сведения, касающиеся текущего технического состояния SCR, EGR и LNG, а также соображения по некоторым критическим аспектам этих технологий. Мы можем с удовлетворением отметить, что некоторые члены IMO подтвердили рекомендации рабочей группы.

Для нас важнее всего то, что EUROMOT подтвердил свою репутацию высококвалифицированного и надежного партнера для судоходных компаний, государств флага и рабочих органов IMO. Компании — члены EUROMOT — предложили ряд технических решений, направленных на то, чтобы заказчики смогли добиться оптимального баланса их экономической эффективности и экологической безопасности. Что касается дальнейшего нормотворчества в рамках IMO, EUROMOT готов провести консультации с представителями регионов, планирующих возможность установления новых зон NECA, и помочь им в эффективном освоении новых технологий, обеспечивающих выполнение требований стандарта IMO Tier 3.

*D&GTW:* Что слышно о планируемых зонах NECA? Поступили ли заявки на создание таких зон в прибрежных районах Балтийского и Северного морей, Ла-Манша и др.?

*EUROMOT:* Процесс подготовки объявления очередной акватории зоной NECA занимает у IMO от двух до трех лет. Что касается Балтийского моря, то соответствующее обращение готовится Комиссией по защите морской среды Балтийского моря (именуемой Helcom). Уже после проведения последнего заседания MEPC г-жа Анна Петерсон (Anna Peterson), представитель Шведского Транспортного Агентства и председатель Helcom Maritime Group, заявила, что назначение сроков объявления очередных акваторий зонами NECA облегчило бы обсуждение заявки Helcom в IMO об объявлении Балтийского моря зоной NECA.

*D&GTW:* Следует ли ожидать, что теперь, когда значения допустимых выбросов определены, вскоре будут объявлены новые зоны NECA?

*EUROMOT:* В настоящее время определены граничные условия и контрольные цифры предельно допустимых вредных выбросов для новых зон NECA, а существующие зоны NECA (побережье Северной Америки и Карибского моря) вскоре после января 2016 г. смогут продемонстрировать эффективность принимаемых IMO решений. По нашему мнению, в Лондоне был достигнут настоящий прорыв, что стало возможным лишь потому, что IMO решила не вводить жесткий график законодательного объявления новых зон NECA. Такое решение способствует более тщательному учету экологических и экономических факторов в каждом конкретном регионе и обеспечивает достаточный подготовительный период для урегулирования данных вопросов.

*D&GTW:* Принято решение IMO о вводе в действие нормативов IMO Tier 3 с января 2016 г. для существующих зон NECA. Как это решение повлияет на инфраструктуру портов, состояние систем бункеровки LNG и т. п.?

*EUROMOT:* Перспективы использования LNG как топлива для судовых двигателей давно привлекают внимание морских перевозчиков. Интенсивно исследуются возможности перевода двигателей на LNG прежде всего для удовлетворения требований стандарта IMO Tier 3. Нашей нормативной базой являются правила ЕС. Комиссар ЕС по транспорту С. Каллас (S. Kallas) обнародовал документ, излагающий стратегию ЕС «Чистая энергия для транспорта», куда входит комплексный план мероприятий по внедрению LNG на морском транспорте. Ожидается, что к 2020 г. в крупнейших европейских портах будет обеспечена возможность заправки судов LNG. Ввод в действие нормативов IMO по предельно допустимому общему содержанию серы в топливе ожидается в 2020 или в 2025 г., в зависимости от результатов изучения доступности малосернистого топлива, которые будут представлены в 2018 г.

LNG рассматривается как топливо будущего не только для дальнего, ближнего и каботажного морского судоходства, но и для речного судоходства по внутренним водным путям. Одним из важнейших проектов, направленных на расширение инфраструктуры поставок LNG, является генеральный план применения LNG на судах, плавающих по водной системе Рейн–Майн–Дунай. Этот план рассматривает навигацию на внутренних водоемах как первый опыт широкомасштабного применения сжиженного газа в качестве топлива для судовых двигателей, включая его транспортировку и хранение. Одним из аспектов упомянутого генерального плана состоит в том, что порты системы Рейн–Майн–Дунай могли бы стать центрами мелкооптовой дистрибуции LNG в примыкающих к ним регионов. Иначе говоря, внутренние порты системы Рейн–Майн–Дунай могли бы функционировать в качестве центров снабжения сжиженным газом других групп потребителей (таких как, например, общественный транспорт, включая автобусы).

Наличие программ межправительственных организаций, таких как IMO или ЕС, стиму-

лирующих более широкое использование LNG, не обязательно означает, что их принятие с самого начала обернется для пользователя экономией и средств. Темпы внедрения LNG будут зависеть от сочетания таких факторов, как особенности местного ценообразования и региональные нормативы. Чрезвычайно важным для успеха полного или частичного перехода на LNG является гармоничное сочетание инвестиций в инфраструктуру терминалов, создание бункеровочных систем, а также строительство потребляющих или перевозящих LNG судов с продвинутыми инструментами финансирования при наличии конкурентоспособных бизнес-моделей.

Вместе с тем условием полноценного, безопасного и эффективного использования всех преимуществ газовых двигателей и газодизелей является создание всеобъемлющего, благоприятного и гармонизированного международного законодательства. И в этом деле наш опыт также может пригодиться. EUROMOT не занимается использованием рыночных инструментов с целью продвижения тех или иных альтернативных топлив или конкретных технологий снижения выбросов. Однако мы приняли участие в продолжающемся в настоящее время пересмотре Кодекса IMO IGF (Международный кодекс безопасности для судов, использующих газ или другие виды топлива с низкой температурой воспламенения) для проектирования и оснащения газовозов или судов, работающих на газе. Мы участвуем также в разработке единых технических требований к судам внутреннего плавания в Европе. Эта работа ведется совместно с Еврокомиссией и Центральной комиссией по навигации на Рейне и включает, в частности, регламент использования LNG в качестве топлива, который должен быть в максимально возможной степени унифицирован с Кодексом IMO IGF.

*D&GTW:* Насколько члены EUROMOT удовлетворены состоянием дел на сегодняшний день? Существуют ли аспекты имеющейся нормативной базы, которые нуждались бы в изменении или улучшении?

*EUROMOT*: Особенно приятно отметить, что организация IMO приняла четкий свод правил, исключающий отклонения от действующих международных нормативов в пользу региональных или отдельных национальных стандартов. Это позволит двигателестроителям расширить рынок, увеличить инвестиции в наши ОК и НИР и почувствовать экономический эффект от роста как морских, так и речных грузоперевозок.

Гармонизированное международное законодательство, предусматривающее установление разумной и эффективной длительности переходного периода для новых технологий, выгодно также заказчикам, поскольку благодаря такому законодательству мы сможем обеспечить их высокоэффективными и экономичными технологиями по разумной цене, и что самое главное — своевременно.

*Here Comes IMO Tier 3*
*July-August 2014 Diesel & Gas Turbine Worldwide*

## ТОЧНОЕ ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА БИОГАЗА — ПУТЬ К РЕШЕНИЮ ПРОБЛЕМ, СВЯЗАННЫХ С НЕПОСТОЯНСТВОМ ЕГО СОСТАВА

Задача повышения энергоэффективности и надежности энергоснабжения диктует необходимость поиска новых источников возобновляемой энергии. По данным Агентства по охране окружающей среды (EPA) в 2012 г. возобновляемая энергия составляла 13,2 % всего энергопотребления в США. Одним из источников возобновляемой энергии является биогаз, получаемый из органических отходов (LFG) или биогаз, генерируемый метантенком.

Выработка биогаза — анаэробный процесс, в ходе которого происходит разложение биодеградируемых материалов в отсутствие кислорода под действием микроорганизмов. Получаемый таким образом биогаз после соответствующей обработки используется в качестве топлива в установках когенерации или продается производителям электроэнергии.

Для достижения максимальной эффективности использования биогаза необходимо обеспечить точное измерение его выхода на каждой стадии процесса. Это достаточно сложная задача, учитывая низкое давление газа, изменение его состава во времени, а также наличие большого количества посторонних примесей и влаги. Создание точного расходомера, рассчитанного на работу в подобных условиях, позволит увеличить производство биогаза, подняв тем самым эффективность и прибыльность установки.

**Источники биогаза**

Многие крупные очистные сооружения канализации имеют в своем составе метатенки, использующие в качестве биодеградируемого материала осадок сточных вод. В ходе процесса биологического разложения микроорганизмы, находящиеся в герметичном метатенке, превращают осадок в газовую смесь, состоящую преимущественно из метана ($CH_4$) и двуокиси углерода ($CO_2$) и представляющую собой источник возобновляемой энергии. Эта смесь может быть использована для производства тепла, электричества, а также в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания.

Одним из наиболее перспективных источников биогаза являются установки для сбора мусорного газа. По оценке EPA, в США насчиты-

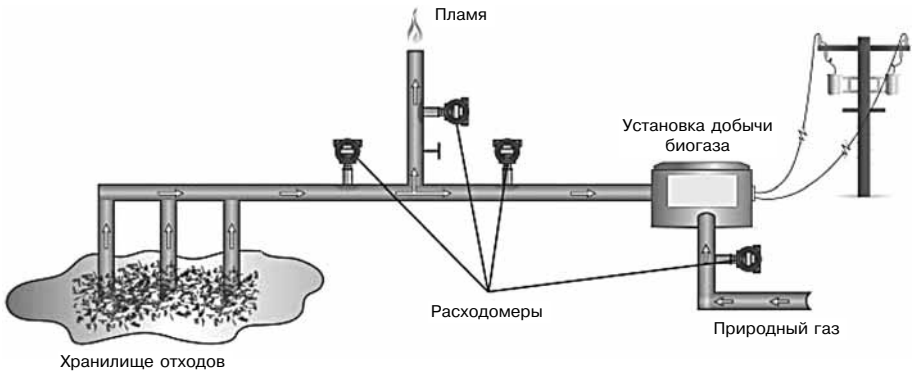



**Рис. 1. Схема сбора и использования биогаза**

вается около 6000 захоронений отходов, из которых можно извлекать порядка 18,4 миллиарда кубометров метана в год. Мусорный газ, состоящий преимущественно из $CH_4$ и $CO_2$, образуется при разложении влажных органических отходов без доступа кислорода в условиях, когда эти отходы изолируются от атмосферы новыми слоями сгружаемого мусора и сжимаются под их тяжестью. Тем самым перекрывается доступ кислорода и создаются благоприятные условия для развития бактерий-анаэробов. Образующийся газ, преодолевая сопротивление вышележащих мусорных слоев, поднимается вверх и уходит в атмосферу (рис. 1).

На крупных мусорных полигонах, как и на очистных сооружениях канализации, широко практикуется сбор биогаза и его использование для производства электроэнергии. Теплотворная способность биогаза зависит от его состава и составляет в среднем порядка 21 Btu/л. В этом заключается основное отличие биогаза от природного газа, который состоит примерно на 80 % из метана и имеет теплотворную способность порядка 35 Btu/л. Теплотворная способность биогаза может быть повышена за счет его фильтрации или очистки, в ходе которой удаляется двуокись углерода ($CO_2$) и другие посторонние примеси.

Как видно из рис. 1, теплотворная способность биогаза может быть увеличена также за счет добавки природного газа. При этом за счет точного измерения и дозирования расходов биогаза и природного газа можно оптимизировать количество тепловой и электрической энергии, производимой установкой добычи биогаза.

**Переменный состав биогаза**

Трудности измерения состава биогаза связаны с тем, что его состав сильно зависит от источника. Как правило, биогаз содержит от 55 до 65 % метана ($CH_4$), от 30 до 35 % окиси углерода, а также некоторое количество водорода, азота и других примесей.

Однако, как показывает анализ (таблица), процентное содержание отдельных фракций может колебаться в достаточно широких пределах ($CH_4$ — 50–75 %, $CO_2$ — 25–50 %). Состав биогаза может меняться со временем из-за меняющихся условий внутри мусорного захоронения или метатенка. Это обстоятельство существенно затрудняет точное измерение расхода биогаза.

Большинство расходомеров калибруются для одного определенного состава газа. Для сохранения точности измерений при изменении состав газа такой расходомер необходимо возвращать изготовителю для перекалибровки.

Сбор и измерение количества биогаза, получаемого из мусорных захоронений и очистных сооружений, производятся с целью его использования в качестве топлива для производства энергии либо для выполнения требований EPA, если газ сжигается в факеле.

В установках когенерации важно обеспечить точное измерение количества производимого биогаза даже в условиях, когда его состав подвержен колебаниям, с тем, чтобы точно знать, сколько природного газа нужно добавлять для получения расчетной теплотворной способности.

Теплотворная способность биогаза и, следовательно, состав топливного газа являются критичными для работы энергетической аппаратуры — котлов, турбин и топливных элементов, используемых для отопления зданий, нагрева воды, а также для абсорбционных холодильников и парогенераторов.

Состав газа, поступающего в газовые турбины и топливные элементы для выработки электроэнергии, самым непосредственным образом влияет на КПД данных устройств, и, следовательно, на прибыль от продажи энергии. Это в равной мере относится также к стационарным и передвижным установкам с двигателями внутреннего сгорания, в которых состав газа влияет на показатели мощности, эффективности когенерации и расход топлива. И наконец, если биогаз продается сетевым потребителям природ-

**Типичный состав биогаза**

| Компонент | Химическая формула | Процентное содержание |
|---|---|---|
| Метан | $CH_4$ | 50–75 |
| Двуокись углерода | $CO_2$ | 25–50 |
| Азот | $N_2$ | 0–10 |
| Водород | $H_2$ | 0–1 |
| Сероводород | $H_2S$ | 0–3 |
| Кислород | $O_2$ | 0 |

ного газа, его энергетическая ценность при покупке будет рассчитываться в зависимости от его состава.

**Измерение расхода биогаза и учет изменения его состава**

Итак, состав биогаза определяет его энергетическую ценность. Это диктует необходимость использовать наиболее совершенные измерительные технологии, способные учесть изменения в составе газа. Точное измерение расхода биогаза на выходе из мусорного захоронения или метатенка оказывается далеко не простой задачей. Во-первых, непостоянство состава газа (см. таблицу) серьезно затрудняет измерения, поскольку большинство расходомеров калиброваны только на один определенный газ или смесь газов. Во-вторых, при изменении состава газа точность измерения расхода снижается, следовательно, расходомер требует перекалибровки; при низких давлениях использование датчиков перепада давлений, таких, как, например, расходомерная диафрагма, становится невозможным, поскольку они могут работать только при достаточно больших перепадах. Наконец, биогаз обычно содержит большое количество твердых и жидких загрязнений, которые забивают мерные диафрагмы, а также засоряют турбинные расходомеры и тому подобные механические измерительные устройства.

Обычно для данной цели выбираются тепловые расходомеры, которые обеспечивают достаточно высокую точность измерений (2 % от показания прибора) при умеренной стоимости. Такой расходомер выполняется в виде радиальной вставки, которая легко вставляется в трубу и не вызывает потерь давления. Прибор не имеет движущихся частей, а его диапазон измерения достигает 100:1.

Единственный недостаток подобного прибора состоит в том, что он не способен учитывать изменения состава биогаза.

Один из возможных способов преодоления этого недостатка — использование объединенной с расходомером системы непрерывного пробоотбора в реальном времени. Таких систем на рынке пока немного и они находятся в процессе непрерывного совершенствования. Основной недостаток подобных систем — сложность установки и высокая стоимость в обслуживании.

Насколько сложна такая система, видно из рис. 2. Она осуществляет отбор пробы газа, с помощью электро-химического элемента определяет содержание $CO_2$ в мусорном газе, после чего мини-

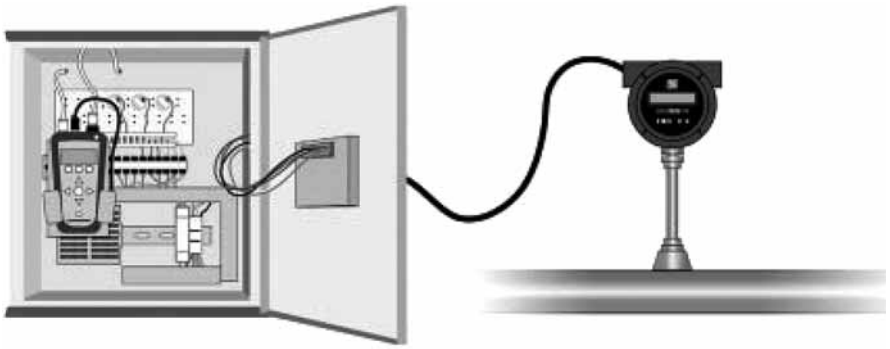


**Рис. 2. Схема непрерывного пробоотбора**

компьютер рассчитывает соответствующий коэффициент корректировки измеряемого расхода газа.

Состав биогаза со временем меняется, но эти изменения происходят относительно медленно. Согласно широко распространенной в настоящее время практике, состав биогаза рассчитывается на основании проб, отбираемых вручную из различных метатенков или различных точек полигона. Это позволяет отказаться от использования дорогостоящих систем, подобных той, что показана на рис. 2. В идеальном случае задача определения и управлениях расходом может решаться самим расходомером. Это стало возможным благодаря последним достижениям в области теплотехнических измерений.

**Учет непостоянства состава газа с помощью встроенных компонентов**

Технологии измерения, применяемые в настоящее время, переходят к использованию четырех (вместо двух, как раньше) датчиков (рис. 3), что позволяет уменьшить погрешность измерений с 2,0 до ±0,75 % от измеряемой величины. На этом принципе основана система QuadraTherm фирмы «Sierra Instruments», обеспечивающая измерение и управление расходом биогаза переменного состава.

Вместо традиционных схем аналогового измерения здесь используются микропроцессоры, реализующие алгоритмы вычисления расхода среды. С помощью этих фирменных алгоритмов, представляющих собой «мозг» расходомера, решаются уравнения первого закона термодинамики для датчиков, работающих в газовом потоке. Такой подход позволяет точно рассчитать количество тепла, уносимого газовым потоком, и таким образом реализовать измерение мгновенного значения расхода в доли секунды. При этом отпадает необходимость в перекалибровке расходомера каждый раз, когда меняется состав газа. Сочетание технологии четырех датчиков с фирменными вычислительными алгоритмами позволяет работать с различными газами переменного состава без потери точности. Расходомер может

обрабатывать данные по четырем видам газовых смесей, определяемых заказчиком, составы которых сохраняются в «библиотеке» газов, доступной с помощью программного обеспечения заказчика. В этой библиотеке хранятся все свойства газов, необходимые для расчетов по программным алгоритмам.

Когда состав биогаза определен, оператор может с помощью имеющихся программных инструментов создать биогаз нужного состава и присвоить ему имя. Информация о свойствах новой газовой смеси через интернет загружается в память процессора расходомера, установленного на объекте. Это позволяет операторам и инженерам использовать один расходомер с одной калибровкой для различных составов газа, что оказывается значительно дешевле, нежели дорогостоящий непрерывный пробоотбор.

**Принцип четырех датчиков**

Расходомер QuadraTherm с четырьмя датчиками (рис. 4) улавливает изменения состава газа, его массового расхода, температуры и давления, температуры окружающего воздуха, состояния труб (эффективного диаметра и гидравлического сопротивления), а также профиля потока. Все изменения указанных параметров регистрируются с высокой точностью. За время службы прибора образуется существенная экономия за счет снижения расходов, связанных со стоимостью калибровки, простоями и уменьшением продажной цены газа из-за потери точности измерений.

Рост популярности биотоплив стал причиной повышения спроса на системы точного измерения расхода газа переменного состава. Выбор лучшей технологии измерений — важнейшее условие оптимизации энергоэффективности выработки биогаза. В условиях меняющегося состава биогаза технология QuadraTherm с четырьмя датчиками обеспечивает лучшую точность и расширение области применения расходомеров.

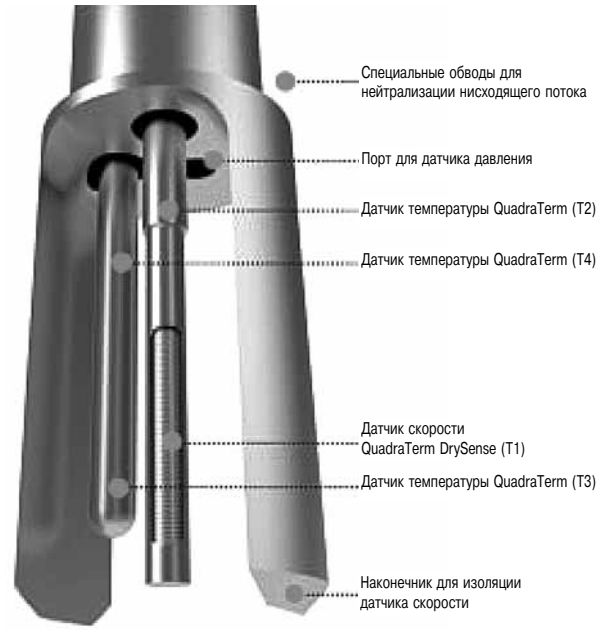



**Рис. 3. Пробоотборник QuadraTherm фирмы «Sierra Instruments» с четырьмя датчиками**

*Precise Biogas Flow Measurement*
*January–February 2014*
*Diesel & Gas Turbine Worldwide*



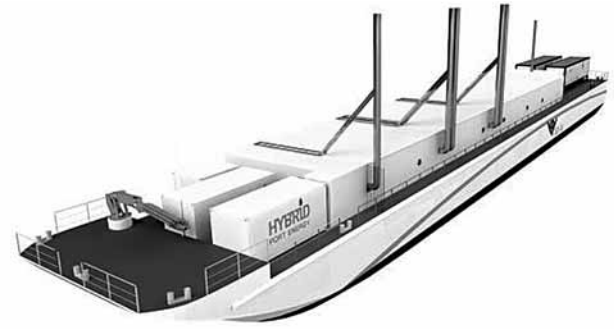
**Рис. 4. Массовый расходомер QuadraTherm фирмы «Sierra Instruments» с погружным пробоотборником**

## ВОЗДУХ НАД МОРЕМ СТАНЕТ ЧИЩЕ

*Гибридная баржа с LNG, строящаяся для порта в Гамбурге, устранит необходимость в бункеровочной станции*

Большие круизные лайнеры, предлагающие комфортные условия туристам, в то же время обладают одним существенным недостатком: они потребляют огромное количество электроэнергии как во время рейса, так и на стоянке. Для выработки электроэнергии на борту обычно используются дизель-генераторы, создающие опасное загрязнение атмосферы вредными выбросами. Особенно остро эта проблема ощущается в акватории порта. Вот почему круизные лайнеры являются идеальными потребителями для применения системы «cold-ironing», т. е. организации энергоснабжения судна от береговых источников, являющихся, как правило, экологически более чистыми.

Одно из возможных решений было предложено компанией «Hybrid Port Energy (HPE) GmbH», филиалом «Becker Marine Systems GmbH & Co». KG, совместно с «AIDA Cruise Co.», которые предложили использовать для этой цели «гибридную» баржу с LNG.



Такая баржа длиной 74 м строится в настоящее время на судоверфи «Комарно» (Словакия). На барже будет установлено пять генераторов производства «Zeppelin Power Systems», вырабатывающих в общей сложности 7,5 МВт электроэнергии при частоте 50/60 Гц для питания находящихся в порту круизных лайнеров.

Для привода генераторов используются 16-цилиндровые двигатели Caterpillar C3516 G номинальной мощностью 1672 кВт каждый, сертифицированные исключительно для работы на экологически чистом сжиженном природном газе (LNG).

В этом проекте «Chart Ferox» является поставщиком оборудования для хранения и перекачки сжиженного газа. Система LNG состоит из двух интермодальных контейнеров ISO длиной 12,1 м, агрегата обработки газа (gas processing unit — GPU), трубопроводов, фитингов, устройств управления и защиты. Когда запас газа в контейнере LNG заканчивается, он заменяется на новый. Тем самым устраняется необходимость в бункеровочной станции. Термин «гибридная» в данном случае подразумевает различие между летним и зимним режимами работы установки. Летом система производит электроэнергию напряжением 11 кВ при 60 Гц, а зимой — электроэнергию напряжением 10 кВ при 50 Гц плюс тепло.

Первая гибридная баржа LNG будет поставлена на дежурство на причале Hafencity Grasbrook Гамбургского морского порта. Пуск первой гибридной баржи LNG в эксплуатацию состоится в третьем квартале 2014 г. При этом Гамбург будет первым европейским портом, где круизные лайнеры получат питание по принципу «cold-ironing».

По расчетам компании перевод двигателей с дизельного топлива на LNG позволит полностью исключить выбросы окислов серы ($SO_x$) и частиц (PE), а также обеспечить снижение выбросов окислов азота на величину до 80 %, а двуокиси углерода — до 30 %.

Компанией «Becker Marine Systems» строится еще одно судно, где используется гибридная система LNG. Это всесезонный гибридный паром типа Wadden Sea Ferry, предназначенный для перевозок в Национальном Парке Wadden Sea близ Гамбурга, который имеет статус особо охраняемой природной зоны с очень чувствительной экологией, а также в мелководных прибрежных зонах, окружающих Европу морей.

Паром длиной 71 м и шириной 14 м сможет перевозить 250 пассажиров и 50 автомобилей с эксплуатационной скоростью 11 узлов. На пароме будет установлено три генератора, оснащенных 8-цилиндровыми двигателями Scania 16M мощностью 300 кВт каждый, и батарея литий-ионных аккумуляторов, обеспечивающая мощность до 2 МВт. Электроэнергия поступает на два пропульсивных агрегата с индивидуальными гребными валами мощностью по 630 кВт каждый. Сжиженный природный газ доставляется в цистернах-полуприцепах в расположенный на палубе гараж. Одной такой цистерны хватает на 3–4 дня работы парома.

По мнению «Becker Marine Systems», отсутствие выбросов частиц и окислов серы является важнейшим фактором, определяющим возможность работы парома в условиях столь чувствительной экологии. Переход на LNG позволяет снизить выбросы $CO_2$ на 40 %, а окислов азота ($NO_x$) — почти на 90 %. Создание гибридной пропульсивной системы на экологически чистом топливе LNG стало ответом «Becker Marine Systems» на последние директивы ЕС о снижении выбросов $SO_x$ в зонах контролируемых выбросов окислов серы (SECA) Северного и Балтийского морей. Соответствующие нормативы вступают в силу в 2015 г.

*A Cleaner Way Through The Sea*
*April 2014 Diesel & Gas Turbine Worldwide*

## ПРЯМОЕ ИЗМЕРЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

*Датчик Danfoss поможет операторам выполнять нормативные требования по выбросам.*

Фирма «Danfoss IXA» представила датчик контроля выбросов для судовых дизелей, измеряющий содержание окиси азота (NO), двуокиси азота ($NO_2$), двуокиси серы ($SO_2$) и аммиака ($NH_3$) в выпускном тракте судового двигателя.

Перспективные нормы ИМО, выбросов $NO_x$ настолько жесткие, что для их выполнения потребуется применение очистки отработавших газов, а соответствие этим нормам должно быть документально подтверждено. Для снижения вредных выбросов применяются системы рециркуляции отработавших газов (EGR), скрубберы и системы селективной каталитической очистки (SCR).

Датчик Danfoss предназначен для непосредственного измерения содержания вредных выбросов и может сыграть ключевую роль в определении эффективности этих систем. В некоторых случаях измерения проводятся перед системой очистки газов, чтобы оценить ее необходимость.

Датчик, предназначенный для судовых двигателей, выдерживает температуру до 500 °C. Измерение ведется непрерывно в режиме реального времени. По данным фирмы-изготовителя, интервал обновления показаний составляет 1 секунду, а погрешность не превышает ±1 %.

По мнению Петера Хансена, директора по продажам «Danfoss IXA A/S» (Дания), точное изме-



**Рис. 1. Danfoss IXA датчик эвыбросов для судовых дизелей**

рение выбросов NO, $NO_2$, $SO_2$ и $NH_3$ абсолютно необходимо для выполнения требований законодательства.

Это поможет выбрать оптимальную систему очистки газов в дополнение (при необходимости) к «внутренним» средствам снижения выбросов. Судовладельцы обязаны знать, в какой степени их двигатели удовлетворяют требованиям ИМО.

Датчик IXA использует принцип ультрафиолетовой (UV) спектроскопии и современные алгоритмы аппроксимации для измерения содержания вредных выбросов. Чувствительный элемент помещают внутри выпускного тракта, в потоке отработавших газов, которые содержат твердые и жидкие загрязнения. Ультрафиолетовое излучение проходит сквозь поток газов и попадает на светоприемник — современный спектрометр, корпус которого находится снаружи выпускной системы.

Каждый из газовых компонентов поглощает ультрафиолетовое излучение определенной длины волны, что позволяет получить характерный для данной концентрации газа «отпечаток». Концентрация каждого газа в потоке рассчитывается путем сравнения «отпечатка» выбросов с эталонными отпечатками из базы данных, хранящейся в датчике. Возможности технологии оперативного измерения выбросов позволяют быстро обновлять данные и повышать эффективность измерений.

По словам Хансена, пока неясно, как надзорные органы собираются контролировать соблюдение новых нормативов, поэтому многие судовладельцы обращаются к «Danfoss» с просьбами поделиться своими прогнозами. Аналогичный интерес проявляют портовые власти, которые планируют получать от судовладельцев документы, подтверждающие соответствие выбросов действующим нормативам. Предлагаемый датчик контроля вредных выбросов для судовых двигателей позволит судовладельцам представить надзорным органам точные данные по всем выбросам на любой момент времени.

В конструкции измерительной системы предусмотрена возможность подключения датчика к внешним системам через Ethernet, CAN, аналоговый выход (4–20 мА), а также цифровые входы и выходы. Это значит, что датчик легко может быть интегрирован в любую внешнюю систему. Единственным расходным элементом датчика является источник ультрафиолетового излучения, требующий замены через каждые 6–12 месяцев или реже, в зависимости от частоты обновления данных. При этом все работы по техобслуживанию и замене расходных элементов могут проводиться силами судовой команды, не имеющей специальной подготовки.

*Direct Emissions Measurement*
*November 2014 Diesel & Gas Turbine Worldwide*

## ВРЕДНЫЕ ВЫБРОСЫ ПОД КОНТРОЛЕМ

*Прибор для точного определения расхода газа с учетом колебаний температуры и давления разработан для поршневых двигателей и турбин мощностью от 75 до 7457 кВт.*

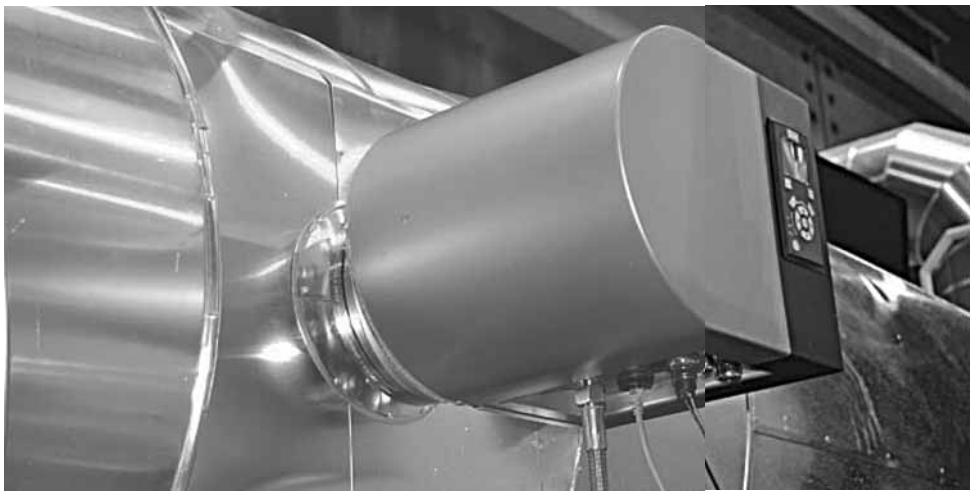


**Рис. 2. Danfoss IXA облучает ультрафиолетовым излучением поток отработавших газов и принимает отраженный сигнал при помощи спектрометра, размещенного в защитном кожухе вне системы выпуска**

Фирма «Continental Controls Corp.» (CCC) сообщила о создании газового расходомера типа FM50, который может найти применение в поршневых двигателях практически любой размерности, а также в газовых турбинах малых и средних размеров.

Появление расходомера на рынке практически совпало с публикации предложения EPA (Агентство США по охране окружающей среды) о разработке стандартов, регламентирующих выбросы двуокиси углерода существующими и вновь создаваемыми электростанциями. Сообщение EPA было опубликовано 20 сентября 2013 г., согласно которому выброс $CO_2$ в атмосферу от вновь строящихся крупных газовых турбин, работающих на природном газе, не должен превышать 454 кг/МВт·ч, а для малых турбин — 499 кг/МВт·ч. Для новых угольных агрегатов также установлен лимит на выбросы $CO_2$ в количестве 499 кг/МВт·ч, причем по выбору оператора может быть задан лимит на усредненное значение выбросов за несколько лет, однако в этом случае предельный уровень будет более жестким.

EPA разрабатывает также стандарты, нормы и рекомендации, касающиеся выбросов углерода существующими электростанциями. Согласно президентскому меморандуму от 25 июня, стандарты, относящиеся к существующим электростанциям, должны быть выпущены 1 июня 2014 г.

FM50 обеспечивает практически мгновенное измерение расхода, а также расчет усредненного значения расхода за определенный период времени (т. е. за несколько часов, дней или месяцев). Измерение в потоке осуществляется при помощи Вентури, а расход вычисляется с поправками на колебания температуры и давления газа. При этом погрешность не превышает 3 % от показания прибора или 0,5 % от полного значения шкалы прибора.

Прибор FM50 может ставиться на поршневые двигатели и газовые турбины мощностью от 75 до 7457 кВт. При этом его конструкция принципиально не меняется, он может быть приспособлен к двигателю любой мощности в указанном диапазоне.

Основные технические характеристики расходомера: перепад давления 0,14 бар, время реакции менее 10 мс, относительный диапазон измерения до 20:1. Блок управления выполняет также калибровку счетчика, автоматически обнуляя показания при каждом его выключении.

Устройство длиной всего 20,3 см можно непосредственно присоединить к всасывающей трубе диаметром всего 5 см, что значительно проще, чем соединять ее со счетчиком большего размера, установленным где-то в стороне.

FM50 имеет встроенный дисплей с подогревом и задней подсветкой, что позволяет устройству работать при крайне низких температурах окружающей среды. Данные измерений сохраняются на флэш-накопителе или могут быть переданы дистанционно через CAN J-1939, Modbus, Ethernet, модем спутниковой или сотовой связи, либо через беспроводной радиоканал на частоте 2,6 ГГц.

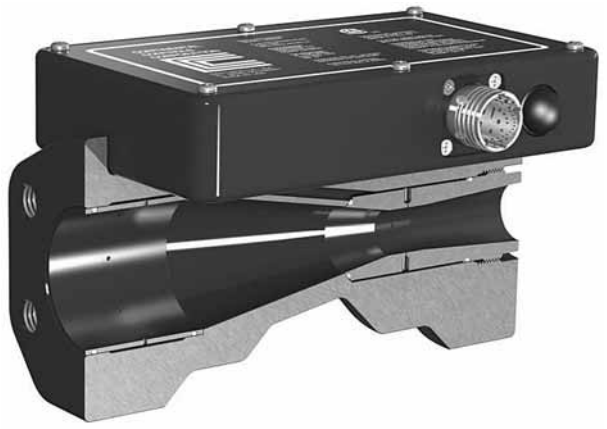


**Рис. 1. Расходомер FM50 фирмы «Continental Controls Corp.»**

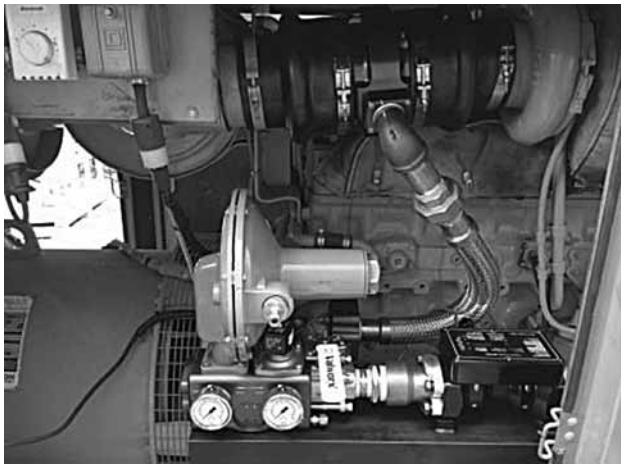


**Рис. 2. Установка расходомера FM50 на газовом двигателе**

FM50 полезен не только для проверки соблюдения экологических нормативов. Он может пригодиться также в компрессорных и буровых установках с газодизелями (gas substitution system — GSS). В последнем случае FM50 измеряет расходы и вычисляет оптимальное соотношение расходов обоих видов топлива. В газовых турбинах FM50 может измерять расходы газа на каждую секцию камеры сгорания и посылать их в систему управления турбиной для определения КПД установки.

*Keeping Watch On Emissions*
*March 2014 Diesel & Gas Turbine Worldwide*

# СОСТОЯЛАСЬ ПЕРВАЯ ПУБЛИЧНАЯ ДЕМОНСТРАЦИЯ РАБОТЫ НОВОГО РОССИЙСКОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

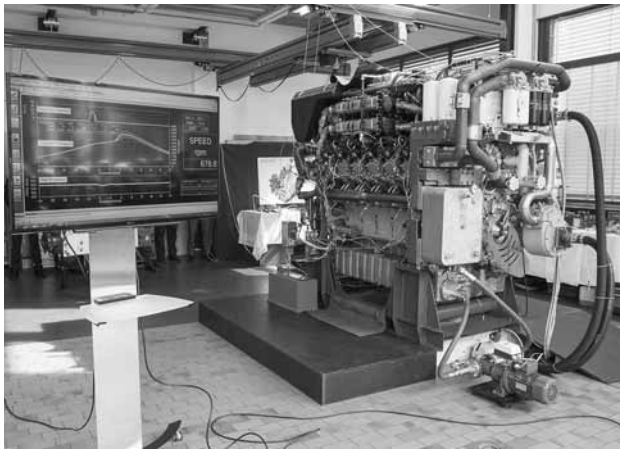
17 марта 2015 г. состоялась торжественная церемония первого публичного запуска дизельного двигателя М150 (рабочее наименование «Пульсар»), созданного совместно российским дизелестроительным предприятием ОАО «Звезда» и австрийской инжиниринговой компанией «AVL List GmbH» по контракту с Министерством промышленности и торговли Российской Федерации в рамках ФЦП «Национальная технологическая база».

Опытный 12-цилиндровый дизельный двигатель мощностью 1440 кВт при 2100 об/мин представляет новое семейство высокооборотных дизельных двигателей многоцелевого назначения в мощностном диапазоне от 400 до 1700 кВт, предназначенных для скоростных и рабочих судов внутреннего и прибрежного плавания, дизель-генераторных установок, карьерной и строительной техники, а также для самоходного подвижного состава железнодорожного транспорта.

Семейство «Пульсар» открывает новый этап в развитии российского дизелестроения. Это самые современные двигатели, созданные в России за последние десятилетия, которым предстоит конкурировать с лучшими зарубежными аналогами за возвращение российского и зарубежного рынков.

Новое семейство российских дизельных двигателей отличается от действующих аналогов экономичностью (расход топлива 195 г/кВт), экологическими показателями, соответствующими требованиям стандартов IMO Tier 3, EC Stage 3b, EPA Tier 4 Interim и высокими ресурсными показателями. В их конструкции воплощены все передовые технические решения мировой инженерной мысли: топливная система Common rail с давлением впрыска до 2500 бар, двухступенчатый турбонаддув с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, система рециркуляции отработавших газов, система автоматического управления, контроля самодиагностики и защиты.

На испытательном стенде AVL List GmbH команда разработчиков продемонстрировала работу опытного образца двигателя приглашенным представителям проектных организаций, судостроительных и машиностроительных предприятий, а также ключевым партнерам по поставкам оборудования. После завершения цикла всех необходимых испытаний будет организована опытно-промышленная эксплуатация нового двигателя и одновременно продолжится работа по изготовлению следующих образцов семейства.



ОАО «Звезда» подготовило необходимые документы для реализации масштабного комплексного инвестиционного проекта по строительству и пуску в эксплуатацию на своей площадке нового производства для серийного выпуска двигателей нового семейства.

Учитывая безусловную значимость появления в российском двигателестроении собственных технологий современного уровня, необходимых для обеспечения экологической безопасности, и обладающих потенциалом импортозамещения, проект получил поддержку на региональном и федеральном уровнях. На Петербургском международном экономическом форуме в 2014 г. при участии Правительства Санкт-Петербурга было подписано соглашение с Внешэкономбанком о финансировании строительства нового завода.

*ОАО «Звезда» — ведущий российский разработчик и производитель многоцелевых высокооборотных дизельных двигателей мощностью от 500 до 7400 кВт и тяжелых реверс-редукторных передач мощностью до 40 000 кВт для главных судовых энергетических установок. Предприятие основано в 1932 году.*

# РАЗВИТИЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ В РОССИИ

Под этой рубрикой в каждом из номеров журнала за 2012 г. редакция подробно информировала читателей о формировании и результатах реализации подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» в составе (ФЦП) «Национальная технологическая база». Перечень НИОКР, вошедших в подпрограмму, был разделен на пять основных разделов и первоначально содержал 46 проектов из которых 13 не были реализованы.

Проекты НИОКР, посвященные созданию головных образцов двигателей нового поколения, должны быть завершены в этом 2015 г., со следующими основными результатами.

ОАО «Пензадизельмаш» — создание рядных дизельных двигателей многоцелевого назначения (судовых, тепловозных и промышленных) в мощностном диапазоне 500–1500 кВт; V-образных дизельных двигателей для специальных проектов резервных стационарных энергетических установок атомной энергетики в мощностном диапазоне не менее 3000 кВт; V-образных среднеоборотных дизельных двигателей для магистральных грузовых и пассажирских локомотивов в мощностном диапазоне 2000–4500 кВт.

ООО УДМЗ – создание V-образных дизельных двигателей многоцелевого назначения в мощностном диапазоне 1000–3000 кВт.

ОАО «Звезда» — создание V-образных высокооборотных дизельных двигателей многоцелевого назначения в мощностном диапазоне 400–1700 кВт.

ОАО «Волжский дизель им. Маминых» —создание среднеоборотных дизельных двигателей для маневровых тепловозов, путевых машин и внедорожной строительной техники в мощностном диапазоне 1500–3000 кВт; V-образных среднеоборотных дизельных двигателей для пропульсивных комплексов судов и кораблей Военно-морского флота в мощностном диапазоне 4500–7500 кВт.

В связи с отсутствием на заводах-исполнителях конструкторских и экспериментально-исследовательских подразделений, обеспечивающих развитие новой техники, для выполнения заданий подпрограммы были сформированы следующие альянсы соисполнителей: ОАО «Пензадизельмаш»–ОАО «Коломенский завод»; ООО УДМЗ–FEV GmbH (Германия); ОАО ВДМ–FEV GmbH (Германия); ОАО «Звезда»–AVL List GmbH (Австрия).

В результате сотрудничества сложившихся альянсов головные образцы двигателей нового поколения были созданы в беспрецедентно короткие сроки, но практически полностью (за исключением пары ОАО «Пензадизельмаш»–ОАО «Коломенский завод») построены из импортных компонентов, изготовленных в странах Европейского союза. Удивительно при этом, что создаваемые в рамках этой же подпрограммы образцы отечественных компонентов нового поколения (турбокомпрессоры, топливные системы, поршни, подшипники и прочие) не нашли применения в новых отечественных двигателях.

Безусловно, интеграция отечественных дизелестроительных заводов в мировую систему кооперации с целью преодоления многолетнего технологического отставания и достижения современного технического уровня конечной продукции — это объективная неизбежность. Однако в условиях введенных в отношении РФ странами ЕС и США экономических и секторальных санкций, постановка на производство созданных образцов новой техники превратилась в серьезную, трудноразрешимую проблему.

На создавшуюся ситуацию Государственный заказчик проектов НИОКР (Минпромторг РФ) отреагировал достаточно предсказуемо. В конце 2014 г. (когда работы по проектам в основном были завершены и деньги, предназначенные для их реализации уже потрачены) под председательством Заместителя Министра А.В. Дутова был создан «Координационный совет по развитию поршневого двигателестроения в России». Рабочее совещание Координационного совета, прошедшее в декабре 2014 г. содержало следующие поручения:

- создать рабочую группу для разработки проекта центра компетенции по судовым силовым установкам и компонентам;
- назначить ответственными за создание рабочей группы ФГУП «Крыловский государственный научный центр» (Санкт-Петербург) совместно с другими заинтересованными предприятиями;
- разработать государственную программу поддержки модернизации производства или создания новых производителей компонентов силовых установок в срок до 30.04.2015 г;
- назначить ответственными за разработку государственной программы МГТУ им. Н.Э.Баумана совместно с департаментом транспортного и специального машиностроения и департаментом судостроительной промышленности и морской техники Минпромторга РФ.

Достаточно ли этих, несколько запоздавших и финансово не обеспеченных мероприятий, для выхода из кризисной ситуации покажет ближайшее будущее.

Редакция журнала предлагает всем заинтересованным читателям, направить в редакцию свои предложения по обеспечению импортозамещения в новых проектах двигателей, для их обобщения и опубликования.

*Главный редактор Л.А. Новиков*

**МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ**

# НОВЫЕ ГОРЮЧИЕ И СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ С ПРИСАДКАМИ



Санкт-Петербургский научный центр РАН




**14–17 сентября 2015 г. в Санкт-Петербурге в здании Академии наук будет проходить VIII Международная научно-практическая конференция «Новые горючие и смазочные материалы с присадками»**

На конференции будут обсуждены практические вопросы переработки нефти, производства новых и альтернативных топлив и смазочных материалов, совершенствования технологий нефтепереработки с использованием инновационных решений и новых катализаторов, технологии переработки тяжелых нефтяных остатков, кислых гудронов и отработавших горюче-смазочных материалов, производства и применения присадок и их влияния на экологию ГСМ и состав отработавших газов энергетических установок внутреннего и внешнего сгорания, а также улучшения экологического состояния мегаполисов, в том числе Санкт-Петербурга.

Особое внимание будет уделено проблемам импортозамещения в нефтеперерабатывающей отрасли и двигателестроении. Будут рассмотрены вопросы импортозамещения присадок к горючим и смазочным материалам, катализаторов глубокой переработки нефти, оборудования и аппаратуры для переработки нефти и нефтяных остатков.

Приоритет отдается докладам практической направленности, связанным с импортозамещением, новыми прорывными технологиями и инновационными решениями в области нефтепереработки и нефтехимии, повышением уровня и глубины переработки нефти и качества ГСМ.

Цель конференции — ознакомление с инновационными разработками ученых в области нефтепереработки, усиление взаимодействия производства с отечественной наукой в области технологических инноваций, информирование работников нефтеперерабатывающей, нефтехимической и двигателестроительных отраслей о новых инновационных разработках.

*Санкт-Петербургский Научный Центр РАН; Северо-Западное отделение Научного Совета РАН по горению и взрыву; ВНИИ НП; ВНИПИНефть: Совет главных механиков предприятий нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности; РНЦ «Прикладная химия»; НАМИ-ХИМ; НАТИ; Журнал «Двигателестроение»; НПФ «Экология»; НХПЦ «Нортон»; СПбГАУ; Международная Академия Прикладных Исследований.*

На форуме с докладами выступят ведущие ученые ВНИИ НП, ВНИПИНефть, НИАТ, НАМИ-ХИМ, РНЦ «Прикладная химия», РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, СПбГАУ, ЦНИДИ-Экосервис и многие другие.

**Подробная информация и приглашение на сайте WWW.APRIS.RU**



# РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.443

**Тузов Л.В., Ганин Н.Б., Пряхин А.С. Идеальный термодинамический цикл ДВС с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты** // Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 3–6.

**Ключевые слова:** идеальный термодинамический цикл, изотермический и изохорный способы подвода теплоты, интегральные и дифференциальные характеристики цикла.

Предлагается идеальный термодинамический цикл с изохорным и изотермическим способами подвода теплоты, обеспечивающий постоянство максимальной температуры цикла в период изотермического расширения. Показано, что для обеспечения постоянной максимальной температуры цикла необходима постоянная скорость подвода теплоты. Предлагаемый цикл может стать основой для создания рабочего процесса дизеля с низкими выбросами окислов азота. Табл. 1 . Ил. 5. Библ. 7.

УДК 621.431.73

**Гусаров В.В., Автаев Ф.В. Уравновешивание двигателей типа W8** // Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 7–13.

**Ключевые слова:** двигатель типа W8, варианты углов заклинки кривошипов, силы и моменты инерции, способы уравновешивания.

Предложены варианты углов заклинки кривошипов коленчатых валов двигателей типа W8, обеспечивающие равномерное чередование рабочих ходов при различных углах развала цилиндров. Выполнена количественная оценка возмущающего действия неуравновешенных сил и моментов инерции от возвратно-поступательно движущихся масс и предложены способы их уравновешивания. Табл. 3. Ил. 4. Библ. 4.

УДК 621.43.038-047.37

**Коньков А.Ю., Яранцев М.В. Способ диагностирования плунжерных пар топливного насоса высокого давления** // Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 14–18.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, топливная аппаратура, топливный насос высокого давления, плунжерная пара, износ, диагностика.

Предложен способ диагностирования плунжерной пары без разборки топливного насоса высокого давления и его демонтажа с дизеля, обеспечивающий обнаружение износа прецизионных поверхностей на ранних стадиях развития. Приведены результаты расчетных и экспериментальных исследований. Ил. 5. Библ. 11.

УДК 621.43.068.8

**Пушнин В.П. Строение сферических наноразмерных частиц дизельной сажи** // Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 19–25.

**Ключевые слова:** дизельная сажа, условия образования первичной частицы, плотность сфероидальных агрегатов, строение частицы.

Рассмотрены гипотезы о форме и строении первичной частицы дизельной сажи. Показано, что исходя из условий образования дизельной сажи наиболее вероятно образование кристаллитов. Экспериментально определены плотность и электрическое сопротивление сфероидальных агрегатов сажи при горении дизельного и тяжелого топлива. Установлено, что плотность частиц неоднородна по глубине. При этом плотная оболочка частицы может состоять из ориентированных по поверхности кристаллитов, а снижение плотности ядра определяется наличием минеральных составляющих. Табл. 2. Ил. 6. Библ. 27.

УДК 621.436.001

**Патрахальцев Н.Н., Аношина Т.С., Камышников Р.О. Снижение расхода топлива и вредных выбросов дизеля на режимах малых нагрузок методом изменения рабочего объема** /// Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 26–29.

**Ключевые слова:** дизель, режимы малых нагрузок, экономичность, снижение вредных выбросов, отключение цилиндров.

Приводятся результаты анализа возможности снижения расхода топлива и вредных выбросов дизеля на режимах малых нагрузок за счет отключения части цилиндров или циклов. Анализ эффективности метода выполнен на основе экспериментальных универсальных характеристик дизеля КамАЗ-7456. Ил. 7. Библ. 5.

УДК 62-932.2

**Живлюк Г.Е., Петров А.П. Анализ возможностей снижения выбросов вредных веществ эксплуатируемых СДЭУ** // Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 30–34.

**Ключевые слова:** судовые дизельные энергетические установки, условия эксплуатации, топливная аппаратура, снижение выбросов вредных веществ.

Проанализирована целесообразность применения существующих технологий для снижения вредных выбросов судовыми дизелями, установленными на действующих судах. Показано, что нормализация выбросов $NO_x$ может быть обеспечена за счет организации двухступенчатого впрыска топлива форсунками механического типа, установленными вместо штатных. Повышение экологического эффекта достигается за счет каталитической обработки топлива в корпусе распылителя оригинальной конструкции.
Ил. 3. Библ. 7.

УДК 669.13:621.787.4

**Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Красный В.А. Повышение качества деталей из чугунов путем совершенствования процесса структурообразования** // Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 35–40.

**Ключевые слова:** направленное затвердевание, дислокации, термическая обработка, макро- и микродефекты, микроструктура чугуна.

Рассмотрено влияние различных факторов формирования заготовок из серого низколегированного чугуна с пластинчатым графитом на структуру, свойства и ресурс работы деталей ДВС ответственного назначения. Показана возможность повышения ресурса работы деталей за счет применения метода направленного затвердевания отливки. Табл. 2. Ил. 5. Библ. 10.

УДК 621.43

**Мельник Г.В. Обзор публикаций журнала Diesel & Gas Turbine Worldwide за 2014 год** // Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 41–50.

**Ключевые слова:** журнал Diesel & Gas Turbine Worldwide, альтернативные газовые топлива, методы и средства измерения расходов среды, выбросы вредных веществ.

Выполнен обзор публикаций в журнале Diesel & Gas Turbine Worldwide за 2014 год, посвященных проблемам улучшения топливной экономичности и экологической безопасности двигателей за счет применения газообразных топлив. Показано, что для эффективного использования альтернативных газовых топлив необходимо развивать и внедрять методы точных измерений таких величин, как расход среды и количество вредных выбросов.
Табл. 2. Ил. 9.

# SYNOPSIS

УДК 621.443

**Tuzov L.V., Ganin N.B., Pryakhin A.S. Ideal Thermodynamic Cycle for Reciprocating Engine with Isochoric and Isothermal Heat Supply** // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 1. — P. 3–6.

**Keywords:** ideal thermodynamic cycle, isochoric and isothermal heat supply, integral and differential characteristics of cycle.

The authors offer ideal thermodynamic cycle for reciprocating engine with isochoric and isothermal heat supply, which ensures constancy of maximum cycle temperature in isothermal expansion phase. Constant heat supply rate is shown to be a prerequisite for constant maximum cycle temperature. The cycle may be used as a basis for combustion technology to be implemented in new low-$NO_x$ diesel engines.
1 tables, 5 ill., 7 ref.

UDC. 621.431.73

Gusarov V.V., Avtayev F.V. Balancing W8 Engines // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 1. — P. 7–13.

**Keywords:** W8 engine, crank throw arrangement versions, forces and moments of inertia.

The article discusses crank throw arrangement versions for W8 engine, which ensure equal time period between successive firing strokes at various V-angles. Quantitative assessment of impact from unbalanced forces and moments of reciprocating masses' inertia is carried out. Methods are put forward to offset such disturbances.
3 tables, 4 ill., 4 ref.

UDC 621.43.038-047.37

**Konkov A.Yu., Yarantsev M.V. Assessment of Wear in HP Fuel Pump Plunger Pairs at an Early Stage** // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 1. — P. 14–18.

**Keywords:** diesel engine, HP fuel pump, fuel supply system, plunger pair, wear, diagnostics.

The authors offer a method of early detection of surface wear in HP fuel pump plunger pairs. The method does not involve removal or dismantling of fuel pump. Results of analyses and tests are presented.
5 ill., 11 ref.

UDC 621.43.068.8

**Pushnin V.P. Structure of Nanoscale Spherical Soot Particles** // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 1. — P. 19–25.

**Keywords:** soot in diesel engine, conditions of primary particle generation, globular aggregate density, particle structure.

Hypotheses of primary soot particle shape and structure are considered. Taking account of primary particle generation conditions, its most likely shape is crystal grain. Experiments had been carried out that enabled determination of density and electric resistance of globular soot aggregates generated during combustion of diesel and heavy oil. The aggregates were found to be inhomogeneous in depth. High-density shell of a particle may consist of surface-oriented crystals, while its nucleus density is relatively lower due to presence of mineral components.
2 tables, 6 ill., 27 ref.

UDC 621.436.001

**Patrakhaltsev N.N., Anoshina T.S., Kamyshnikov R.O. Improvement in Engine Fuel Efficiency and Emission Performance at Low Loads by means of Displacement Control** // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 1. — P. 26–29.

**Keywords:** diesel engine, low load operation, fuel efficiency, emission performance, displacement control.

The article discusses a way to improve engine fuel efficiency and emission performance at low loads through displacement control by means of cutting fuel to part of cylinders or controllable combustion miss. Efficiency of the method was evaluated based on universal characteristics of diesel engine type KAMAZ-7456 determined experimentally.
7 ill., 5 ref.

UDC 62-932.2

**Jivlyuk G.E., Petrov A.P. Reserves of Improvement in Emission Performance of Marine Diesel Engines** // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 1. — P. 30–34.

**Keywords:** marine diesel power units, operation conditions, fuel delivery equipment, emission performance.

Known technologies enhancing engine emission performance were examined for applicability to existing marine diesel power units in operation. In particular, said goal may be achieved through replacement of existing conventional fuel atomizers with innovative mechanical ones featuring two-phase injection. Better emission performance may be achieved by using catalyst installed in specially shaped atomizer casing.
3 ill., 7 ref.

UDC 669.13:621.787.4

**Marukovich E.I., Bevza V.F., Grusha V.P., Krasny V.A. Improvement in Structure Formation Technologies as a Means to Enhance Cast Iron Parts Quality** // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 1. — P. 35–40.

**Keywords:** directional solidification, dislocation, thermal treatment, macro- and micro-flaws, cast iron microstructure.

A variety of factors affecting formation of low-alloy flaked graphite grey iron blanks are shown to influence structure, life span and performance of diesel engine principal parts. It is demonstrated that directional solidification method may considerably extend service life of engine parts.
2 tables, 5 ill., 10 ref.

UDC 621.43

**Melnik G.V. Review of Diesel & Gas Turbine Worldwide 2014 Publications** // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 1. — P. 41–50.

**Keywords:** Diesel & Gas Turbine Worldwide, alternative gaseous fuels, flow-metering technologies and instrumentation, noxious emissions.

Reviewed are Diesel & Gas Turbine Worldwide 2014 publications, with focus on fuel efficiency and environmental safety improvement through more extensive use of gaseous fuels.
It is emphasized that more efficient use of alternative gaseous fuels requires new measurement methods, primarily, media flow and emission sensors.
2 tables, 9 ill.

# Вниманию авторов

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

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

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

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

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

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

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

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

***Редакция журнала***