

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

3 (285) июль–сентябрь 2021

DVIGATELESTROYENIYE

Международная выставка
НЕВА — 2021





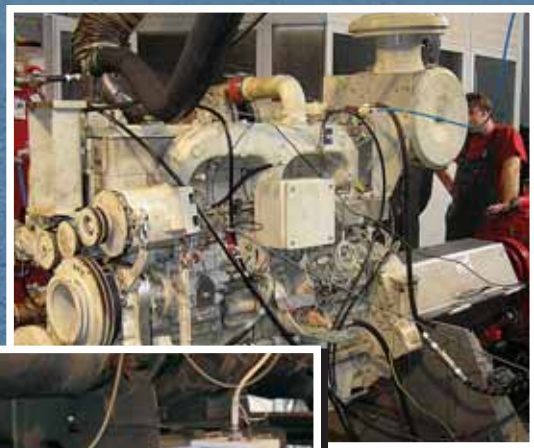
НПФ «Экология»

Сертификационные испытания двигателей на стенде и на борту судна

Лаборатория контроля вредных выбросов ДВС (НПФ «Экология») проводит испытания судовых двигателей на соответствие требованиям Международной морской организации (ИМО) и ГОСТ Р с оформлением необходимой технической документации (технических файлов).

- 20-летний опыт испытаний и освидетельствований
- Более 200 сертифицированных двигателей
- Признание в системе МАКО

Россия, 190020,
Санкт-Петербург, а/я 9
Тел.: +7(812) 719-73-30
e-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru



Признание
технической компетентности



ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 3 (285)
июль–сентябрь 2021

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Дударева Н.Ю., Прокофьева М.А.
Исследование влияния керамического покрытия
на тепловое состояние гильзы цилиндра

3

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Dudareva N.Yu. and Prokofieva M.A.
Influence of ceramic plating
on cylinder liner thermal condition

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Коленько Г.С., Забелин Н.А., Фокин Г.А.
Нестационарное аэродинамическое взаимодействие
лопаточных венцов в энергетических осевых
турбинах и пути повышения вибрационной
надежности рабочих лопаток

7

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Kolenko G.S., Zabelin N.A. and Fokin G.A.
Nonstationary aerodynamic interaction of blade rows
in high-powered axial turbines, and improvement
of blade vibrational reliability

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Кулагин А.В.
Оценка работоспособности судовых дизелей
методами диагностирования

12

AUTOMATION AND DIAGNOSTICS

Kulagin A.V.
Diagnostics as a means
of marine engine operability evaluation

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

*Марков В.А., Бовэнь Са,
Неверов В.А., Камалтдинов В.Г.*
Исследование воспламеняемости растительных
масел в камере сгорания дизельного двигателя

16

FUEL AND LUBRICANTS

*Markov V.A., Bowen Sa,
Neverov V.A. and Kamaltdinov V.G.*
Combustibility of vegetable oils
in diesel engine combustion chamber

*Плотников С.А., Пляго А.В.,
Кантор П.Я., Втюрина М.Н.*
Координация процессов стабилизации
и сгорания этанолсодержащих топлив

22

*Plotnikov S.A., Plyago A.V.,
Kantor P.Ya. and Vtyurina M.N.*
Coordination of stabilization and combustion
of ethanol-containing fuels

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Крохта Г.М., Хомченко Е.Н., Усатых Н.А.
Особенности прогрева двигателя внутреннего
сгорания после холодного пуска

28

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Krohta G.M., Homchenko Ye.N. and Usatyh N.A.
Behavior of a reciprocating engine
during warm-up after its cold start

ЮБИЛЕЙ

Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О.
Учитель, ученый,
государственный деятель, гражданин
(к 100-летию со дня рождения
Михаила Георгиевича Круглова)

35

ANNIVERSARY

Kavtaradze R.Z. and Onischenko D.O.
Master, scientist, statesman, citizen
(anent 100th anniversary of Michail G. Kruglov)

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Сажеобразование в поршневых ДВС
(по материалам конгресса CIMAC)

39

ENGINE BUILDING NEWS

Carbon-black formation in reciprocating engines
(based on CIMAC Proceedings)

ИНФОРМАЦИЯ

Рефераты статей

55

INFORMATION

Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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

Издатель журнала — ООО «НПФ «Экология», Санкт-Петербург

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2021 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
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 02.09.2021
Подписано в печать 23.09.2021
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 218. Тираж 500 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «НПФ «Экология», 190020, Санкт-Петербург, а/я 9

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

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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2021. № 3 (285)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КЕРАМИЧЕСКОГО ПОКРЫТИЯ НА ТЕПЛОВЕ СОСТОЯНИЕ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА

Н.Ю. Дударева, д.т.н., профессор,
М.А. Прокофьева, магистрант,

Уфимский государственный авиационный технический университет

Представлены методика и результаты исследования теплового состояния гильзы цилиндра двигателя внутреннего сгорания с керамическим покрытием на рабочей поверхности. Рассмотрено влияние толщины и коэффициента теплопроводности керамического покрытия, сформированного методом микродугового оксидирования, на тепловое состояние детали. Описана методика, разработанная для проведения термического расчета гильзы с использованием возможностей программы SolidWorks Simulation. Показания температуры определялись под покрытием в трех зонах по высоте гильзы: в верхнем поясе гильзы, в зоне движения поршня и в нижнем поясе. Каждая из зон различалась задаваемыми граничными условиями, которые максимально были приближены к реальным условиям работы гильзы. Приведены результаты исследования теплового состояния гильзы без покрытия. Также получена математическая зависимость величины снижения температуры поверхности гильзы от толщины покрытия и его коэффициента теплопроводности.

Введение

Основное направление развития современного энергомашиностроения — повышение технико-эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС), что сопровождается увеличением тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Гильзы цилиндра относятся к теплонапряженным, механически нагруженным и особо ответственным деталям ДВС. Одна из тенденций современного двигателестроения — использование гильз из алюминиевых сплавов [1]. Однако это требует применения износостойких и теплостойких покрытий на рабочей поверхности гильзы. Довольно большую популярность приобрели керамические покрытия, формируемые методом микродугового оксидирования (МДО) [2, 3]. Такие покрытия отличаются не только высокими износостойкостью и теплостойкостью, но и достаточно хорошей адгезией к поверхности материала даже в условиях циклических температурных нагрузок [4–6]. Однако из последних публикаций известно, что коэффициент теплопроводности таких покрытий зависит от

химического состава обрабатываемого алюминиевого сплава и режимов процесса МДО. Значение коэффициента теплопроводности может варьироваться в достаточно широком диапазоне: от 0,5 до 10 Вт/(м·К) и даже более [7–9]. По этим причинам работы, направленные на исследование влияния керамических покрытий на тепловое состояние гильз цилиндров ДВС, представляют собой актуальную научно-техническую задачу. Наиболее оптимальным способом проведения таких исследований является численное 3D моделирование с использованием современных прикладных пакетов. Такие исследования позволяют установить влияние керамического покрытия на тепловое состояние детали с учетом толщины и коэффициента теплопроводности покрытия и при этом являются малозатратными по сравнению со стендовыми моторными испытаниями. Поэтому была сформулирована цель работы: исследовать влияние керамического покрытия, сформированного на рабочей поверхности гильзы, на ее тепловое состояние методом 3D моделирования.

Методика моделирования

Для проведения расчетов в программе SolidWorks 2016 [10] были созданы 3D модели гильзы и покрытия. Геометрические размеры моделей гильзы и покрытия соответствовали гильзе авиамодельного двигателя ASPFS80 AR (диаметр гильзы — 26,5 мм, высота — 38 мм) [11]. Модели покрытия представляли собой полые цилиндры с различной толщиной стенки. В качестве материала гильзы был выбран алюминиевый сплав АК4-1 ГОСТ 21488–97 [12], а в качестве материала покрытия — керамика. Параметры сплава АК4-1 в зависимости от температуры представлены в табл. 1. В расчетах использовалось несколько 3D моделей покрытия с разной толщиной стенки (мкм): 25; 50; 100; 150; 200; 250, для которых задавались разные коэффициенты теплопроводности (Вт/(м·К)): 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5. Коэффициенты теплопроводности соответствовали значениям для керамических покрытий, формируемых методом МДО [8, 9].

Для проведения расчетов теплового состояния гильзы с МДО-слоем создавалась сборка моделей «Гильза» и «Покрытие» путем их соединения при

Свойства алюминиевого сплава АК4-1 [13]

Температура, °C	20	150	200	250	300
Модуль упругости, МПа	0,72	0,66	0,63	0,59	0,51
Коэффициент линейного расширения, 1/К	19,6	23,1	24,0	—	—
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	142,4	148,6	150,7	155,0	159,0
Предел прочности, МПа	450	400	340	240	170
Предел текучести, МПа	380	360	300	190	140

помощи сопряжений «Концентричность» и «Совпадение». Расчет теплового состояния гильзы проводился в приложении *Simulation* программы *SolidWorks 2016*. В этой программе тепловые расчеты осуществляются методом математического моделирования с применением численного метода конечных элементов на основе дифференциального уравнения Фурье [14].

При проведении расчетов учитывались:

- подвод тепла к поверхности гильзы от рабочих газов;
- тепло, передаваемое к гильзе со стороны поршня;
- теплообмен между смазочным материалом и внутренней (рабочей) поверхностью гильзы;
- отвод тепла в систему охлаждения.

Вышеперечисленные факторы задавались граничными условиями на гранях 3D моделей деталей при помощи опции «Конвекция», благодаря которой можно указывать значения коэффициента конвективной теплоотдачи и массовую температуру окружающей среды. Под окружающей средой в данном случае понимаются рабочие газы, охлаждающая жидкость и смазочный материал. Значения коэффициента конвективной теплопередачи для каждого вида «окружающей среды» задавались разные, в соответствии с известными данными [15, 16].

Для задания граничных условий гильза была разбита на 3 участка. Схема представлена на рис. 1. На внутреннюю (рабочую) поверхность в верхнем поясе гильзы (участок I, рис. 1) основное воздействие оказывают рабочие газы. Коэффициент конвективной теплоотдачи был принят равным $1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, температура — 1100 К [15, 16]. На участке II (см. рис. 1) теплота передается от поршня через смазочный слой, а также, частично, от газов камеры сгорания. При этом необходимо учитывать наличие на поверхности гильзы тонкого слоя масла. Коэффициент конвективной теплоотдачи в этой зоне был принят $2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при температуре 443 К [15, 16]. На участке III (см. рис. 1) теплота гильзе передается только от поршня через масляную пленку. Коэффициент конвективной теплоотдачи был принят $1800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при 423 К

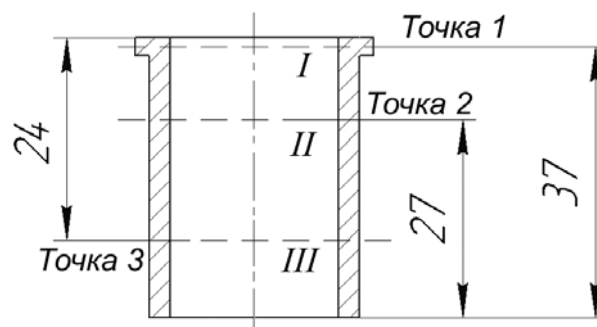


Рис. 1. Схема измерения теплового воздействия на гильзу [9]

[15, 16]. Конвекция системы охлаждения прикладывалась к обратной (наружной) стороне гильзы. Величина коэффициента конвективной теплоотдачи была выбрана $2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а температура — 353 К .

Согласно представленной выше методике был проведен термический расчет гильзы двигателя ASPFS80 AR без покрытия и с МДО-слоем на рабочей поверхности. Показания температур рабочей поверхности гильзы снимались также на трех участках, под поверхностью покрытия.

Результаты и их обсуждение

В результате моделирования был получен массив значений температур на рабочей поверхности гильзы под покрытием. Результаты приведены на графиках. На рис. 2 представлены данные, полученные для участка I гильзы, на рис. 3 — для участка II и на рис. 4 — для участка III. Для гильзы без МДО-слоя температура на рабочей поверхности составила:

- на участке I: $180,1 \text{ °C}$;
- на участке II: $159,6 \text{ °C}$;
- на участке III: $117,0 \text{ °C}$.

Как видно из графиков (см. рис. 2–4) наибольший эффект по снижению тепловой нагрузки за счет керамического МДО-покрытия наблюдается в верхнем поясе гильзы и в зоне движения поршня — на участках I и II (см. рис. 1), то есть в наиболее теплонпряженных зонах. При увеличении коэффициента теплопроводности и толщины МДО-слоя температура рабочей поверхности гильзы под покрытием снижается, при этом изменение толщины покрытия оказывает на уменьшение температуры наибольшее влияние.

Снижение температуры на поверхности гильзы имеет четко выраженный линейный характер особенно для верхнего пояса гильзы. В зоне движения поршня наблюдается отклонение от линейности. В нижнем поясе гильзы эффект от покрытия незначителен, так как в данной зоне наблюдаются наименьшие тепловые нагрузки.

В результате минимальная температура гильзы под МДО-покрытием составляет:

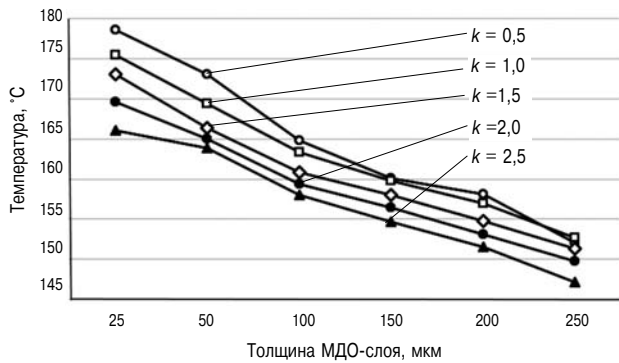


Рис. 2. Изменение температуры в верхнем поясе гильзы (участок I) в зависимости от коэффициента теплопроводности и толщины МДО-слоя

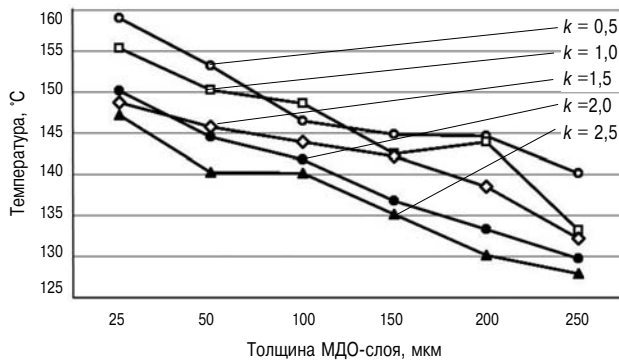


Рис. 3. Изменение температуры в среднем поясе гильзы (участок II) в зависимости от коэффициента теплопроводности и толщины МДО-слоя

- на участке I — 147,2 °C;
- на участке II — 127,9 °C;
- на участке III — 110 °C.

Эти значения достигаются при коэффициенте теплопроводности $k = 2,5$ Вт/(м·К) и толщине МДО-слоя $h = 250$ мкм. Максимальное снижение температуры составило:

- на участке I — 18 % (32,9 °C);
- на участке II — 19 % (31,7 °C);
- на участке III — 6 % (7,0 °C).

В общем виде температурное поле гильзы по результатам моделирования в стационарном режиме можно математически описать в виде:

$$T = f(x, y, z, k, h), \quad (1)$$

где x, y, z — декартовы пространственные координаты точек в объеме гильзы; k — коэффициент теплопроводности покрытия, Вт/(м·К); h — толщина покрытия, мм.

В уравнении (1) свойства материала гильзы (теплоемкость, коэффициент теплопроводности и плотность) принимались неизменными.

Для определения зависимости изменения температуры от параметров покрытия было использовано уравнение:

$$\Delta T_i = T_i(x_i, y_i, z_i) - T_i^*(x_i, y_i, z_i, k, h), \quad (2)$$

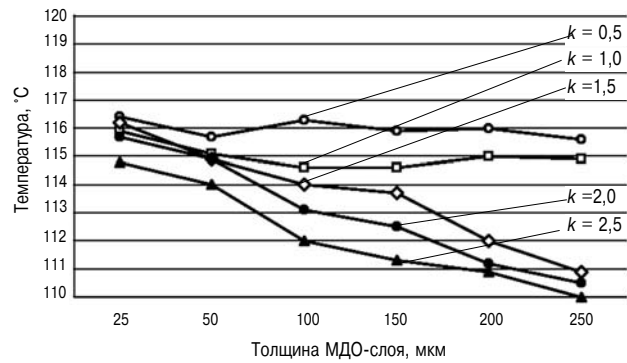


Рис. 4. Изменение температуры в нижнем поясе гильзы (участок III) в зависимости от коэффициента теплопроводности и толщины МДО-слоя

где ΔT_i — изменение температуры на поверхности гильзы под покрытием в точке i ; x_i, y_i, z_i — координаты точки снятия температуры (i -ой точки) с 3D модели гильзы из программы SolidWorks Simulation; T_i — температура в i -ой точке на рабочей поверхности гильзы без покрытия; T_i^* — температура в i -ой точке на рабочей поверхности гильзы с покрытием, измеряется под покрытием.

После обработки результатов было получено уравнение (2) для наиболее нагруженной области гильзы — участка I, на котором наблюдается линейная взаимосвязь величины снижения температуры со свойствами покрытия (см. рис. 2). В ходе обработки массива данных, полученных в результате моделирования, была установлена зависимость изменения температуры гильзы в виде:

$$\Delta T = a^{bk} \cdot c^{dh}, \quad (3)$$

где ΔT — величина снижения температуры поверхности гильзы под покрытием в зоне I, °C; a, b, c, d — коэффициенты, которые подбирались для каждого параметра отдельно.

В результате формула (3) приняла следующий вид:

$$\Delta T = \left(\frac{0,9}{j+2} \right)^{-1,585k} \cdot \left(\frac{15}{j} \right)^{3,824h}, \quad (4)$$

где j — коэффициент, определяющий влияние теплопроводности покрытия (при $k = 0,5$: $j = 1$; при $k = 1,0$: $j = 2$; при $k = 1,5$: $j = 3$; при $k = 2,0$: $j = 4$; при $k = 2,5$: $j = 5$).

Выводы

1. Проведенное исследование показало, что наличие МДО-покрытия на рабочей поверхности гильзы снижает ее тепловую напряженность.

2. Максимальная эффективность от керамического покрытия зафиксирована в наиболее теплонапряженной зоне гильзы — в области камеры сгорания.

3. При увеличении толщины и коэффициента теплопроводности покрытия температура рабочей поверхности гильзы под покрытием снижается,

причем наиболее эффективно в верхнем поясе и в зоне движения поршня. В верхнем поясе максимальное значение снижения температуры составляет 18 % (–32,9 °C), в зоне движения поршня — 19 % (–31,7 °C), в нижнем поясе — 6 % (–7,0 °C). Данный эффект достигается при коэффициенте теплопроводности МДО-слоя $k = 2,5$ Вт/(м·К) и толщине $h = 250$ мкм.

Литература

1. Beer S. Verbesserung der Anlaufperformance durch den Einsatz von Frontloading-Massnahmen / Anlaufmanagement in der Automobilindustrie erfolgreich umsetzen: Ein Leitfaden für die Praxis: [S. l]. Ed. G. Schuh, W. Stolzle, F. Straube. Kolbenschmidt Aluminium-Technologie AG; Springer, 2008. Part of the VDI-Buch book series. P. 43–52.
2. Суминов И.В., Эпельфельд А.В., Людин В.Б. и др. Микродуговое оксидирование: теория, технология, оборудование. М.: ЭКОМЕТ, 2005. 368 с.
3. Малышев В.Н., Марков Г.А., Федоров В.А., Петросянц А.А. Терлеева О.П. Особенности строения и свойства покрытий, наносимых методом микродугового оксидирования // Химическое и нефтяное машиностроение. 1984. № 1. С. 26–27.
4. Кузнецов Ю.А., Шарифуллин С.Н., Коломейченко А.В., Гончаренко В.В., Ферябков А.В., Калашикова Л.В. Оценка износостойкости оксидно-керамических покрытий в условиях гидроабразивного изнашивания // Низкотемпературная плазма в процессах нанесения функциональных покрытий. 2019. Т. 1. № 10. С. 445–450.
5. Krishtal M.M., Chudinov B.A., Pavlikhin S.E., Polunin V.I. A Wear-Resistant Coating for Aluminium-Silicon Alloys using Microarc Oxidation and an Application to an Aluminium Cylinder Block // SAE Technical Paper. 2002. № 2002-01-0626.
6. Dudareva N.Yu., Kalschikov R.V., Butusov I.A., Grin R.R., Alexandrov I.V., Musin F.F. The Investigation of the Effect of Micro-Arc Oxidation Modes on the Adhesion Strength of Coatings // Journal of Engineering Science and Technology Review. 2014. Vol. 7. № 5. P. 5–8.
7. Криштал М.М., Ивашин П.В., Павлов Д.А., Полунин А.В. О теплопроводности оксидных покрытий, полученных методом микродугового оксидирования, на силумине АК9пч // Вектор науки ТГУ. 2012. № 4/22. С. 169–172.
8. Curran J.A., Clyne T.W. The Thermal Conductivity of Plasma Electrolytic Oxide Coatings on Aluminium and Magnesium // Surface & Coatings Technology. 2005. № 199. P. 177–183.
9. Dudareva N.Yu., Ivashin P.V., Gallyamova R.F., Tverdokhlebov A.Ya., Krishtal M.M. Structure and thermophysical properties of the oxide layer formed by microarc oxidation on the Al–Si alloy AK12D // Metal Science and Heat Treatment. 2021. № 62. P. 701–708.
10. Гузнецов В.Н., Журбенко П.А., Бондарева Т.П. SOLIDWORKS 2016, трехмерное моделирование деталей и выполнение электронных чертежей: учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 128 с.
11. Двигатель самолетный ДВС ASP FS80AR [Электронный ресурс] // Пилотаж: радиоуправляемые модели: [сайт]. URL https://www.pilotage-rc.ru/products/dvigatelj_samoletnyj_dvs ASP_FS80AR_RC9376/ (дата обращения: 11.01.2021).
12. ГОСТ 4784–2019. Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые. Марки: дата введения 01.09.2019. М.: Стандартинформ. 2019. 30 с.
13. Белецкий В.М., Кривов Г.А. Алюминиевые сплавы (состав, свойства, технология, применение): справочник. Киев: КОМИНТЕХ, 2005. 365 с.
14. Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А., Кадыров С.М., Арипджанов М.М. Расчетно-экспериментальное исследование влияния теплоизоляции поршня и гильзы на образование оксидов азота в продуктах сгорания быстроходного дизеля // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2011. № 4. С. 83–102.
15. Гурвич И.Б., Сыркин П.Э., Чумак В.И. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей: 2 изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1994. 144 с.
16. Коэффициент конвективной теплопередачи [Электронный ресурс] // Справка по SOLIDWORKS 2016: [сайт]. URL: https://help.solidworks.com/2016/RUSSIAN/SolidWorks/cworks/c_Convection.htm (дата обращения: 11.11.2020).

НЕСТАЦИОНАРНОЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОСЕВЫХ ТУРБИНАХ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Г.С. Коленько, Н.А. Забелин, к.т.н., доцент

Г.А. Фокин д.т.н., зав. кафедрой

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Периодическая нестационарность потока в современных газотурбинных установках вызывает переменность аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки, снижает их вибрационную надежность, и приводит к дополнительным потерям кинетической энергии потока. Цель работы — на основе численного исследования аэродинамических характеристик турбинных ступеней выработать рекомендуемые диапазоны безразмерных геометрических параметров — с точки зрения снижения возбуждающих вибрации лопаток нестационарных нагрузок и минимизации потерь кинетической энергии (т. е. максимизации уровня внутреннего КПД турбины). В данной работе исследовалось влияние межвенцового зазора и отношения шагов лопаток в турбинной ступени ЛПИ-1.

Введение

Нестационарность потока в осевых турбинных ступенях всегда присутствует, поскольку при обтекании рабочим телом лопаточных венцов турбинных ступеней, ввиду наличия у лопаток толщины и протяженности, в потоке возникают неравномерности физических параметров [2] — скорости, давления, углов потока и т. д. При относительном движении смежных лопаточных решеток (направляющей и рабочей, неподвижной и вращающейся) происходит их периодическое аэродинамическое взаимодействие [12] (периодическая суперпозиция неравномерных полей, создаваемых в потоке данными решетками), меняется распределение давлений на выпуклой и вогнутой стороне лопаток, что вызывает переменность аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки.

Кроме того, за выходными кромками лопаток образуются нестационарные вихревые следы, в которых происходит генерация и диссипация турбулентной кинетической энергии, и потеря

«полезной» кинетической энергии, которую можно преобразовать в механическую работу на валу турбины, т. е. происходит снижение КПД.

Можем сформулировать две инженерные задачи, решению которых способствует и данная работа:

1) обеспечение вибрационной надежности рабочих лопаток, колебания которых под действием переменных аэродинамических сил (ПАС) могут сопровождаться усталостными поломками;

2) обеспечение высокого КПД турбин и турбинных ступеней в условиях нестационарности потока и генерации дополнительных потерь кинетической энергии (КЭ).

Рассматривая первую задачу, можем сказать, что повышение вибрационной надежности рабочих лопаток достигается за счет уменьшения уровня их вибраций на рабочих режимах. Существуют различные способы уменьшения уровня вибраций рабочих лопаток, такие как отстройка лопаток, пакетов или венцов от резонанса, пакетирование, использование демпферных связей и уменьшение уровня возмущающих сил [8]. Именно этот последний способ подробно рассматривается в исследовании.

Структура потока в типичной осевой ступени (в данном примере, модельная ступень ЛПИ-1) показана на рис. 1 [4]. На рабочую лопатку воздействуют как потенциальные возмущения, так и вихревые следы за направляющими лопатками. Такое воздействие является периодическим с периодом, соответствующим шагу НЛ. Видим, что вихревые следы перерезаются входными кромками рабочих лопаток на отдельные фрагменты, именуемые в научной литературе подковообразными вихрями. Эти вихревые структуры перемещаются по межлопаточному каналу, и соединяются с вихревыми следами за рабочими лопатками. При этом объединенные вихревые структуры имеют пространственный период, соответствующий шагу направляющих

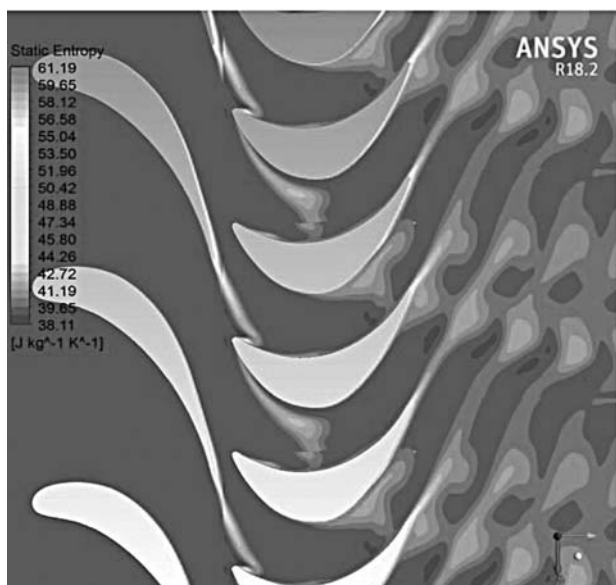


Рис. 1. Мгновенные поля энтропии, построенные для поверхности $x/l = 0,5$ ступени ЛПИ-1

лопаток, и не перемещаются в окружающем направлении.

На этапе проектирования можно уменьшить переменные аэродинамические силы на РЛ путем изменения относительных размеров лопаточных венцов, таких как межвенцовый осевой зазор Δz_1 , отношение шагов направляющих лопаток и рабочих лопаток t_2/t_1 , окружной сдвиг НЛ следующей ступени по отношению к НЛ текущей ступени (clocking effect). Влияние перечисленных относительных величин на переменные аэродинамические силы на рабочих лопатках и стало предметом исследования. Кроме того, исследовалась такая характеристика ступеней с относительно длинными лопатками, как распределение и расфазировка переменных сил по высоте рабочей лопатки, что оказывает влияние на их вибрационную надежность.

Цель исследования заключалась в том, чтобы определить рекомендуемые диапазоны варьирования указанных относительных геометрических величин. Рекомендуемые — с точки зрения уменьшения переменных аэродинамических сил на РЛ в осевых турбинных ступенях.

Метод численного моделирования

Для расчета трехмерного вязкого нестационарного потока в проточных частях исследуемых турбинных ступеней был использован программный пакет Ansys CFX 18.2. В качестве модели турбулентности была выбрана одна из наиболее популярных на сегодняшний день модель SST Ментера [3], пригодная для расчета турбулентных течений в турбомашинах.

Для построения расчетных сеток лопаточных секторов исследуемых осевых турбинных ступеней

Геометрические характеристики исследуемых турбинных ступеней

Геометрический параметр	Ступень ЛПИ	Ступень V84.3
Радиус среднего сечения r , мм	390	166
Длина направляющей лопатки l_1 , мм	60	71
Хорда профиля НЛ b_1 , мм	59	30
Шаг НЛ t_1 , мм	47,9	16,9
Относительный шаг НЛ	0,8	0,564
Число НЛ $Z_{НЛ}$	51	59
Длина рабочей лопатки l_2 , мм	59	86
Хорда профиля РЛ b_2 , мм	41	34,4
Шаг РЛ t_2 , мм	25,4	22,2
Относительный шаг РЛ	0,618	0,645
Число РЛ $Z_{РЛ}$	96	47
Отношение d/h_2	13	3,86
Отношение шагов t_2/t_1	0,53	1,255
Межвенцовый осевой зазор Δz_1 , мм	4	12

использовался сеточный генератор Ansys Turbo-grid. Суммарное количество элементов расчетной сетки находилось в диапазоне 4–12 млн. Безразмерное число y^+ для первой пристенной ячейки для всех сеточных моделей находилось в диапазоне 1–2, что удовлетворяет требованиям низкорейнольдсовой модели турбулентности SST. Временной шаг расчета подбирался таким образом, чтобы число Куранта $C = u\Delta t/\Delta x$ (где u — скорость переноса; Δt — временной шаг; Δx — пространственный шаг) находилось в диапазоне 1–4, в соответствии с требованиями метода URANS.

В качестве объектов исследования были выбраны модельная ступень ЛПИ-1 с отношением среднего диаметра к высоте лопаток $d/l = 13$, и модельная ступень V84.3 с отношением $d/l = 4$ [7]. Основные геометрические характеристики исследуемых ступеней приведены в таблице.

Результаты численного моделирования

Зависимость уровня переменных сил на рабочих лопатках от времени для модельной ступени ЛПИ-1 построены на рис. 2. Видим, что относительный размах переменных сил значителен, и составляет до 80 % от осредненной величины.

Размах переменных сил существенно зависит от межвенцового осевого зазора турбинной ступени. Исследование влияния межвенцового осевого зазора было подробно исследовано зарубежными и отечественными авторами. В настоящей работе мы ограничились сопоставлением результатов разных авторов. В качестве примера представлен рис. 3. Хорошее совпадение кривых зависимости размаха ПАС РЛ от относительного осевого зазора у независимых авторов для разных ступеней (кривая 1 — результат исследователя

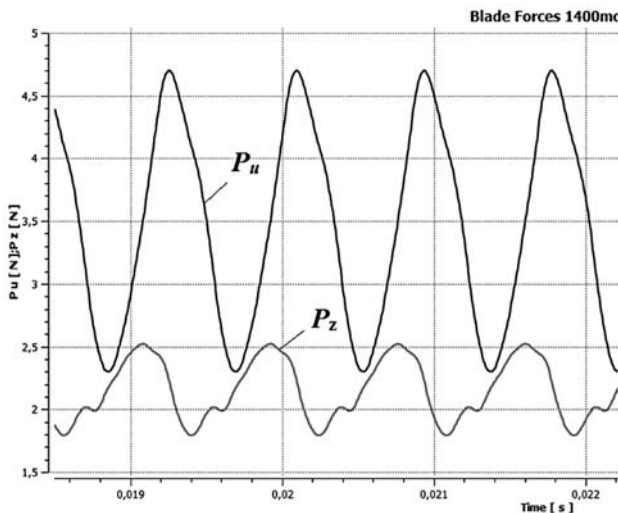


Рис. 2. Переменные аэродинамические силы, действующие на РЛ ступени ЛПИ-1, окружная и осевая составляющие

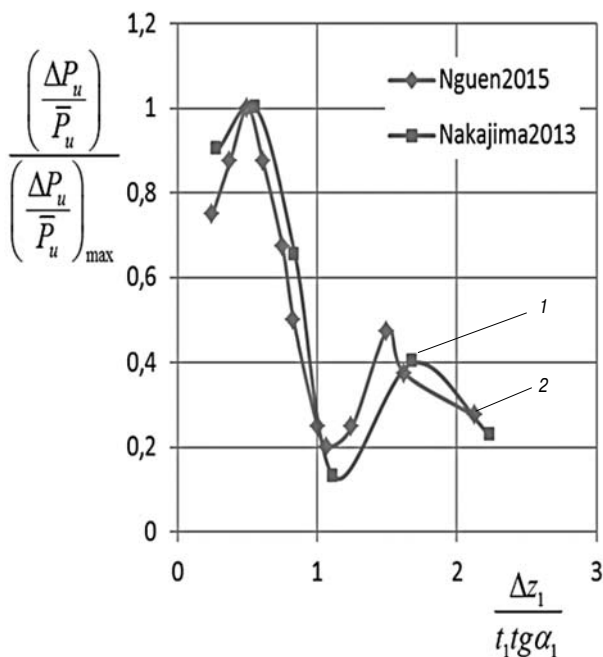


Рис. 3. Зависимость относительных размахов ПАС, действующих на РЛ, от относительного межвенцового зазора: окружная составляющая

из Японии Nakajima (2013 г.) [5]; кривая 2 — результат, полученный аспирантом СПбПУ Нгуеном К.К. (2015 г.) [4] вселяет надежду, что такой характер зависимости — фундаментальное свойство осевых ступеней.

Следующий геометрический фактор, влияние которого исследовалось, это отношение шагов рабочих и направляющих лопаток [5, 6]. Отношение t_2/t_1 варьировалось за счет изменения числа направляющих лопаток модельной ступени

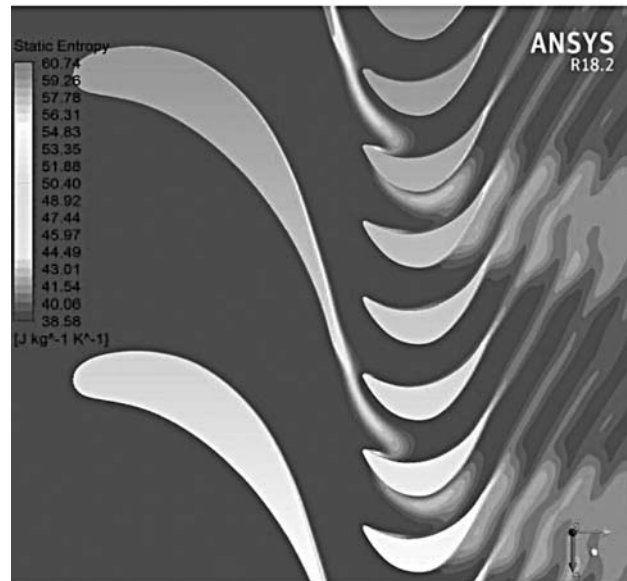


Рис. 4. Мгновенное поле энтропии, построенное для поверхности $x/l = 0,5$ для ступени ЛПИ-1 с отношением $t_2/t_1 = 0,25$

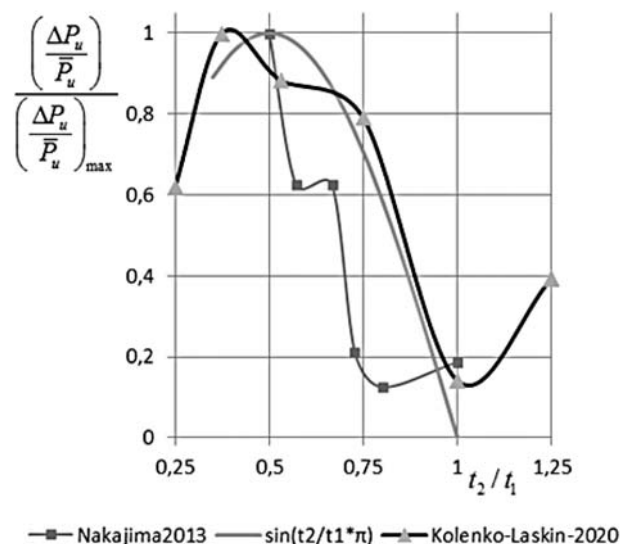


Рис. 5. Зависимость относительных размахов ПАС, действующих на РЛ, от отношения шагов t_2/t_1

ЛПИ-1. Это отношение варьировалось в диапазоне 0,25–1,25. На рис. 4 можно видеть структуру потока в ступени (развертка на среднем диаметре) для варианта $t_2/t_1 = 0,25$. Хорошо видно, что шаг объединенных вихревых структур за рабочими лопатками соответствует шагу НЛ. Характер полученной кривой на рис. 5 достаточно легко объяснить.

Если $t_2/t_1 = 1$, то пульсации давления, создаваемые возмущениями потока от НЛ, будут происходить в смежных каналах рабочего колеса в одной фазе. Переменная составляющая Разности давлений на вогнутой и выпуклой стороне будет

минимальной, наблюдаем минимальный уровень ПАС РЛ. Если $t_2/t_1 = 0,5$, тогда пульсации давления в смежных каналах будут происходить в противофазе, и наблюдаем максимальный уровень ПАС РЛ. Для ступеней с относительно длинными рабочими лопатками ($d/l = 4$) важными с точки зрения вибрационной надежности является распределение и расфазировка переменных аэродинамических сил по высоте РЛ. Исследование выполнено на модельной ступени V84.3 [7].

На рис. 6 построены погонные переменные силы, действующие на разные отрезки рабочей лопатки, в зависимости от времени. Из этого рисунка можно сделать следующий вывод.

Фазовый сдвиг между возмущающими силами на различных участках по высоте лопатки присутствует, он достигает максимального значения между периферийным и корневым сечением: $\Delta\theta = 153^\circ$. Этот сдвиг фаз объясняется нерадиальной установкой выходной кромки НЛ и входной кромки РЛ, поскольку потенциальные возмущения давления, воздействующие на РЛ, при относительном вращении венцов, можно сказать, строго следуют геометрии лопаток. С точки зрения вибрационной надежности, сдвиг фаз играет положительную роль, поскольку лопатка «выбирает» более сложную форму вынужденных колебаний [10], и как правило, с меньшими амплитудами перемещений, чем в случае синфазного воздействия ПАС.

С целью приближения к решению второй инженерной задачи (обеспечение высокого уровня КПД турбины с учетом нестационарности потока), была выполнена серия расчетов стационарного и нестационарного течения в ступени ЛПИ-1 при варьировании числа u/C_0 .

На рис. 7 представлены две кривые: кривая 1 — это результаты расчета стационарного потока. В программе Ansys CFX такой метод расчета называется Stage. Окружная неравномерность

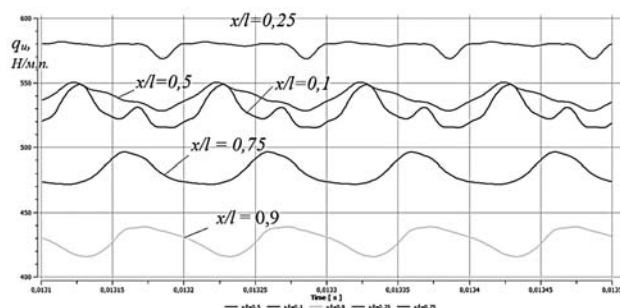


Рис. 6. Изменение во времени погонной окружной ПАС, действующей на РЛ модельной ступени V84.3. Пять участков по длине лопатки: $x/l = 0,05; 0,25; 0,5; 0,75$ и $0,95$

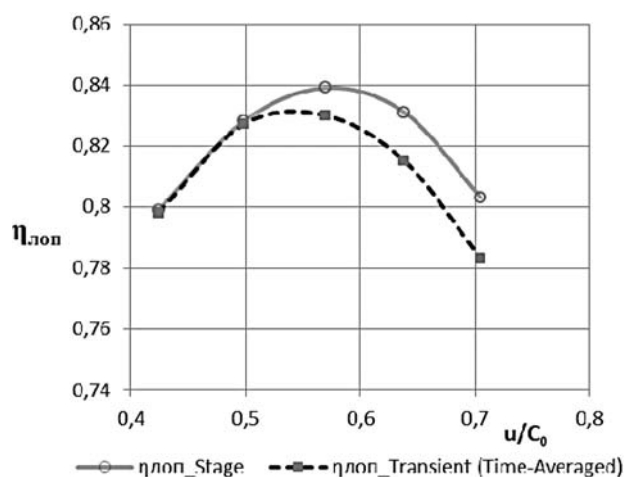


Рис. 7. Зависимость лопаточного КПД турбинной ступени ЛПИ-1 от числа u/C_0 , построенная по результатам стационарного и нестационарного расчета

потока в зазоре между лопаточными венцами осредняется, и аэродинамическое взаимодействие их таким образом отсекается. Нестационарный расчет (кривая 2) учитывает дополнительные потери кинетической энергии в ступени, связанные с генерацией и диссипацией турбулентной кинетической энергии в вихревых следах, и в процессе деформации и объединения этих вихревых структур в рабочих межлопаточных каналах и за рабочим колесом. Как видим из рисунка, уменьшение лопаточного КПД, обусловленное дополнительными потерями кинетической энергии на нестационарность, для ступени ЛПИ составляет от 1 до 2 % в зависимости от режима u/C_0 .

Выводы

Перечислим наиболее важные и применимые на практике выводы, которые отвечают поставленной цели. На этапе проектирования осевых турбинных ступеней энергетических турбин, с точки зрения уменьшения ПАС РЛ и с целью повышения вибрационной надежности лопаточных аппаратов, рекомендуется придерживаться следующих диапазонов геометрических параметров:

- относительный межвенцовый зазор равен единице или больше двух $\Delta z_1/t_1 \tan \alpha_1 = 1$; $\Delta z_1/t_1 \tan \alpha_1 > 2$;
- рекомендуемое отношение шагов РЛ/НЛ $t_2/t_1 = 0,75-0,95$.

С точки зрения эффективности, потери кинетической энергии на нестационарность для ступени ЛПИ составляют от 1 до 2 % лопаточного КПД в зависимости от режима u/C_0 .

Литература

1. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / Н. Н. Афанасьева, В. Н. Бусурин, И. Г. Гоголев и др.; Под общ. ред. В. А. Черникова. Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 263 с.
2. Коленько Г.С., Ласкин А.С. Структура потока и аэродинамические характеристики плоской турбинной направляющей решетки // Естественные и технические науки. 2018. № 4 (118). С. 164–176.
3. Shawn Wasserman Choosing the Right Turbulence Model for Your CFD Simulation // ENGINEERING.com. - 2016. URL: <https://www.engineering.com/DesignSoftware/DesignSoftwareArticles/ArticleID/13743/Choosing-the-Right-Turbulence-Model-for-Your-CFD-Simulation.aspx> (Дата обращения: 12.02.2020)
4. Нгуен Куок Куан. Численное исследование влияния межвенцового зазора на переменные силы в осевой ступени турбины // Молодой ученый. 2015. - №10 (90). С. 270–274.
5. Nakajima, Tomomi; Shikano, Yoshio; Yamashita, Yutaka. Prediction of Unsteady Force for Axial Turbine Buckets (Effects of Nozzle-Bucket Axial Gap Length and Blade Count Ratio) // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA.
6. Korakianitis T. On the prediction of unsteady forces on gas turbine blades: Part 1. Description of the approach // Transaction of the ASME, Vol. 114, 1992. P. 123–131.
7. Зандер М.С., Черников В.А. Аэродинамические характеристики блока ступень–выходной диффузор стационарной газовой турбины при различных режимах работы // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2011. № 2. С. 61–68.
8. Ласкин А.С. Выбор оптимального осевого зазора, обеспечивающего минимум аэродинамического возбуждения колебаний рабочих лопаток газовой турбины // Энергомашиностроение. 1987. № 2. С. 18–25.
9. Niu, Xiyang; Wang, Lin; Li, Dongming; Du, Qiuli Reduction of Turbine Blade Unsteady Forces by Shape Modification of Vanes for Industrial Gas Turbines // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea.
10. Rzadkowski R., Gnesin V., Kolodyazhnaya L. Aeroelasticity Analysis of Unsteady Rotor Blade Forces and Displacements in LP Last Stage Steam Turbine with Various Pressure Distributions the Stage Exit // Journal of Vibration Engineering & Technologies, volume 6, issue 5, 2018.
11. Waite, Joshua J., Kielb, Robert E. The Impact of Blade Loading and Unsteady Pressure Bifurcations on Low-Pressure Turbine Flutter Boundaries // Journal of Turbomachinery, volume 138, issue 4. 2016.
12. Seeley, Charles E., Wakelam Christian, Zhang Xuefeng, Hofer Douglas, Ren Wei-Min. Investigations of Flutter and Aerodynamic Damping of a Turbine Blade: Experimental Characterization // Journal of Turbomachinery, volume 139, issue 8. 2017.

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ МЕТОДАМИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

А.В. Кулагин

НИИ (ВСИ МТО ВС РФ) ВА МТО, Санкт-Петербург

Рассмотрены вопросы оценки работоспособности судовых дизелей по показателю остаточного ресурса при использовании различных методов диагностирования. Выполнен анализ преимуществ и недостатков методов диагностирования с применением инструментального контроля состояния рабочих параметров и с использованием анализа результатов регистрации внутрицилиндровых процессов. Приведены методы оценки состояния дизеля с целью определения мероприятий для восстановления остаточного ресурса, регламентированные для применения в атомной энергетике. Показано, что не существует универсальных диагностических методов, гарантирующих точную оценку работоспособности и остаточного ресурса судовых дизелей.

При подготовке корабля (судна) к плаванию одним из основных вопросов является проверка работоспособности его технических средств. Применительно к судовым энергетическим установкам это означает приведение в готовность главных двигателей к даче хода и вспомогательных двигателей к приему нагрузки [8]. Проверка работоспособности дизеля, ставит перед механиком (электромехаником) корабля (судна) две задачи:

- оценка состояния дизеля с целью определения с назначенной вероятностью остатка ресурса;

- оценка состояния дизеля с целью определения мероприятий для восстановления ресурса.

Логично было бы предусмотреть такой алгоритм действий, который бы позволил в ограниченное время, с большой долей вероятности решить эти задачи. Один из вариантов их решения — по диагностическим признакам определить техническое состояние исследуемого дизеля, выдав прогноз по надежности и спрогнозировать мероприятия по восстановлению технической готовности. В силу объективных причин, и прежде всего различий требуемой исходной информации найти решение указанных задач одновременно невозможно. Следовательно, задачи необходимо решать последовательно, разработав для решения каждой свой метод решения (в принятой постановке — метод диагностирования). К сожалению, универсальных методов решения для

каждого конкретного дизеля, на различных этапах жизненного цикла не существует, поэтому необходимо использовать различные методы диагностирования.

Для решения первой задачи можно использовать два различных подхода [6]. Первый подход состоит в том, чтобы определить общее состояние дизеля по косвенным признакам. При этом количество признаков может быть различным и характеризовать эти признаки могут различные состояния дизеля. Наиболее точную информацию могут дать различные датчики. Недостатками этого подхода являются:

- большой объем датчиков, например по данным исследования [9] система диагностики автомобильного дизеля требует от 15 до 20 различных датчиков и до 150 справочных таблиц;

- система транспортировки информации является уязвимой от внешних воздействий (типичным дефектом является потеря сопротивления изоляции проводов в условиях корабля (судна);

- большая трудоемкость монтажа и обслуживания.

Несмотря на недостатки, этот подход получил широкое распространение. Именно на этих принципах построены алгоритмы диагностирования предложенные фирмами AVL (Австрия), «Kestler» (Германия), «Autronica» (Норвегия), НПК «Гарант» (Россия) и др.

В НПК «Гарант», (г. Санкт-Петербург) разработан отечественный диагностический комплекс «Дизель-Адмирал-12М». Диагностика производится по следующим параметрам:

- максимальное давление в цилиндре дизеля (диапазон измерения от 0 до 20 МПа);

- частота вращения коленчатого вала (диапазон измерения до 2500 об/мин);

- давление наддува (диапазон измерения от 0 до 0,25 МПа);

- давление подачи топлива (диапазон измерения от 0 до 100 МПа);

- среднее индикаторное давление.

Еще одной разновидностью метрологического подхода является экспресс-диагностика по визуальным признакам или штатным приборам. По цвету отработавших газов судят о состоянии прокладок головки блока цилиндров, или о состоянии маслосъемных колец.

Второй подход характеризуется данными обработки индикаторной диаграммы и оценке состояния дизеля на основе расчетов, прежде всего по давлению в цилиндрах дизеля. К основным недостаткам этого метода относятся:

- сложность обработки индикаторной диаграммы (необходимость использования квалифицированного персонала;
- невозможность диагностировать системы и компоненты дизеля, например, систему наддува и турбокомпрессор. Действительно, что возможно в условиях завода, то может быть невостребованным при длительном нахождении корабля (судна) в море.

Очевидно, что в условиях плавания, наибольшее распространение получил подход оценки общего состояния дизеля по косвенным признакам. Для использования этого метода диагностирования представим дизель в виде регрессионной модели (рис. 1).

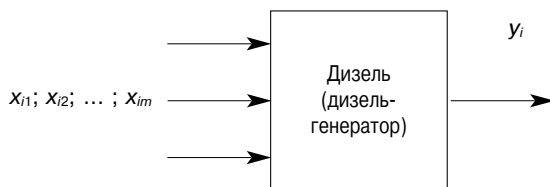


Рис. 1. Регрессионная модель дизеля (дизель-генератора)

Регрессионная модель в общем виде записывается так [5]:

$$y_i = F(\alpha; x_{i1}; x_{i2}; \dots; x_{im}) + \varepsilon_i, \quad i = 1, n, \quad (1)$$

где $F(\alpha; x_{i1}; x_{i2}; \dots; x_{im})$ — некоторая вещественная аппроксимирующая функция; $\varepsilon_i, i = 1, n$ — ошибки аппроксимации; α — вектор неизвестных параметров модели; $y_i, i = 1, n$ — значения независимой (объясняющей, выходной) переменной; $x_i, i = 1, n; j = 1, m$ — значения независимой (объясняющей, входной) переменной; n — количество наблюдений; m — количество независимых переменных.

Так как судовой дизель представляет собой сложную систему, которая характеризуется большим количеством параметров для облегчения моделирования при незначительном уменьшении достоверности можно прибегнуть к выделению наиболее важных (значимых) параметров, характеризующих состояние дизеля [2]. Целесообразно методом декомпозиции представить дизель в виде взаимосвязанных между собой систем. При этом задача исследования может быть сформулирована следующим образом — по изменению показателей на нижнем уровне декомпозиции выйти на условия выхода дизеля (дизель-генератора) из строя в целом, иными словами выйти на критические изменения

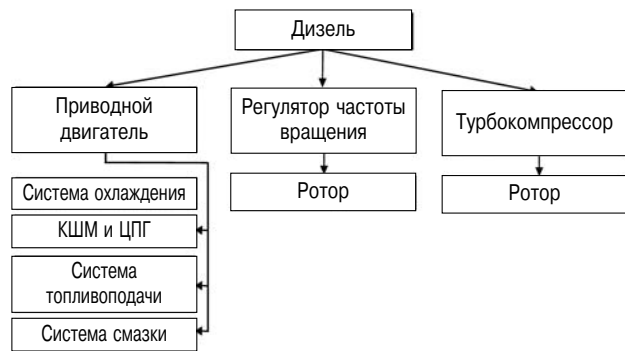


Рис. 2. Пример декомпозиции дизеля как тепловой машины

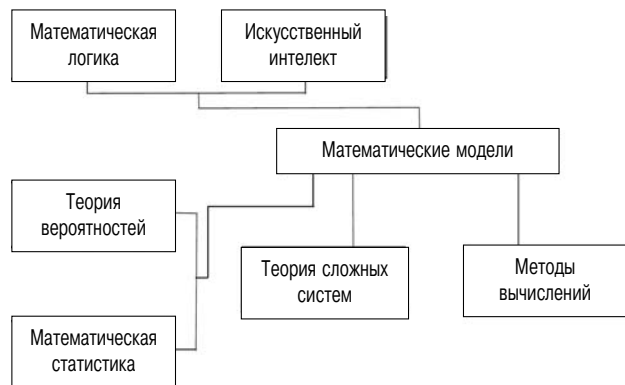


Рис. 3. Математический аппарат, применяемый для моделирования процессов, протекающих в дизеле (дизель-генераторе)

верхнего уровня. Пример декомпозиции представлен на рис. 2.

Каждая система дизеля (дизель-генератора) характеризуется состоянием входящих в ее состав агрегатов и компонентов. Представив дизель в виде взаимосвязанных систем можно приступить к математическому моделированию процессов, происходящих внутри указанных систем. Наиболее общими являются такие модели, которые получены путем объединения всех видов моделей [1]. В зависимости от цели конкретного исследования предлагается различный инструментарий. Пример математического аппарата, для моделирования процессов, протекающих в дизеле (дизель-генераторе) приведен на рис. 3.

Наиболее значимые работы по методам моделирования процессов, происходящих в дизеле, выполнены профессором Васильевым-Южиным Р.М. [3]. Им было предложено связать диагностические параметры со структурными при помощи линейных зависимостей. В основу этого метода положено утверждение, что диагностическая модель может быть представлена в виде системы линейных однородных уравнений в форме малых отклонений (2).

собности дизеля. Исходя из условий эксплуатации, квалификации механиков, возможностей обработки информации, наконец, от средств диагностирования выбираются те или иные диагностические методы. Прогнозы, полученные таким путем, позволяют принимать те или иные эксплуатационные решения, определять текущее состояние дизеля, как тепловой машины и организовывать ремонт по фактическому техническому состоянию.

Литература

1. *Гайкович А.И.* Основы теории проектирования сложных технических систем. СПб : Моринтех, 2001 432с.
2. *Гаврилов В.В., Мащенко В.Ю.* Принципы построения иерархического комплекса систем диагностирования судового дизеля // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2016. № 3(37). С. 155–166. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-7-3-155-166].
3. *Васильев-Южин Р.М.* Корабельные двигатели внутреннего сгорания : [Учебник для курсантов высш. воен.-мор. инж. училищ : В 3 ч.] : Ч. 1- / Ленингр. высш. воен.-мор. инж. училище им. В.И. Ленина. Ленинград : Б. и., 1975.
4. ГОСТ Р 58341.2–2019 «Дизель-генераторные установки атомных станций. Учет фактически выработанного ресурса и оценка технического ресурса»
5. *Караулова А.В., Базилевский М.П.* Применение регрессионного анализа при решении реальных задач технического характера // Молодая наука Сибири : электрон. Науч. Журн. 2020. № 3 (9). Режим доступа: <http://mnv.igups.ru/toma/39-2020>. Загл. с экрана. Яз. Рус., англ. (дата обращения: 20.10.2020)
6. *Конькова И.Д.* Диагностирование тепловозного дизеля по сигналу скорости изменения внутрицилиндрового давления: дисс. ... канд. тех. наук. Хабаровск 2020, 154 с.
7. РД ЭО 0195-00 «Методика оценки технического состояния и остаточного ресурса дизель-генераторных установок АС».
8. Руководство по подготовке кораблей (судов) Военно-морского флота к плаванию, утверждено приказом главнокомандующего Военно-Морским Флотом от 1 июля 2015 года № 660.
9. *Izerman R.* Combustion Engine Diagnosis: Model-based Condition Monitoring of Gasoline and Diesel Engines and their Components; Springer-Verlag GmbH Germany, 2017, 303 p.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОСПЛАМЕНЯЕМОСТИ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*В.А. Марков, д.т.н., профессор, зав. кафедрой
Са Бовэнь, асп., В.А. Неверов, асп.,
МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*В.Г. Камалтдинов, д.т.н., профессор кафедры
Южно-Уральский государственный университет (ЮУрГУ)*

Разработана методика сравнительного анализа критериев воспламеняемости растительных масел в камере сгорания дизеля. Она включает определение факторов, оказывающих влияние на цетановое число растительных масел, и определение наиболее значимых из этих факторов. Показано, что цетановое число растительных масел зависит от температуры их воспламенения в закрытом тигле, от содержания в маслах олеиновой кислоты и предельных жирных кислот. Проведен корреляционный анализ этих зависимостей. Установлено, что наибольшей плотностью корреляции обладает зависимость цетанового числа растительных масел от температуры их воспламенения в закрытом тигле.

Введение

В связи с истощением мировых запасов минеральных полезных ископаемых, ростом цен на нефть и нефтепродукты, возрастающим спросом на моторные топлива проводятся интенсивные поиски альтернативных моторных топлив [1, 2]. Среди альтернативных топлив наиболее привлекательны биотоплива, поскольку сырьевые ресурсы для их получения являются практически неисчерпаемыми [3, 4]. Биотоплива весьма разнообразны — это растительные масла, их производные, различные спирты, синтетические топлива, получаемые из биомассы, биогаз и др. Ожидается, что к 2030 г. доля биотоплив в общем объеме потребления моторного топлива достигнет 4–6 % [5].

Актуальным остается применение в качестве топлива для дизелей растительных масел и их производных. Многочисленные публикации, отражающие исследования зарубежных [6–9] и отечественных [10–13] исследователей, подтверждают возможность использования в качестве топлива для дизелей чистых растительных масел, а также их смесей с нефтяными и альтернативными

топливами. Применение растительных масел в чистом виде целесообразно для решения локальных энергетических проблем. Примером такого их использования являются агропромышленные комплексы, в которых растительные масла являются побочным продуктом при производстве кормов для крупного рогатого скота — жмыхов и шротов, получаемых из масличных культур (подсолнечника, сои и др.). В этом случае растительные масла имеют сравнительно невысокую стоимость, поскольку являются продуктом комплексной переработки сельскохозяйственного сырья. Кроме того, отсутствуют транспортные расходы и расходы на закупку и реализацию (продажу) растительных масел.

Одной из проблем использования растительных масел в качестве топлива для дизелей является их худшая самовоспламеняемость в камере сгорания (КС). Если температура самовоспламенения нефтяного дизельного топлива (ДТ) по ГОСТ 305–2013 составляет 250–280 °С, то аналогичная температура для растительных масел обычно колеблется в пределах от 310 до 340 °С. Цетановое число указанного нефтяного ДТ должно быть не ниже 45 единиц, а у растительных масел оно обычно составляет 33–36 единиц [5, 14, 15]. Худшая самовоспламеняемость растительных масел в условиях КС дизеля приводит к увеличению периода задержки воспламенения, ухудшению качества процесса сгорания топлива, ухудшению эксплуатационных показателей работы дизеля.

Известны исследования воспламеняемости биотоплив в цилиндрах дизеля [16–21]. Вместе с тем, необходимо дальнейшее исследование воспламеняемости различных растительных масел в условиях КС дизеля, определение факторов, оказывающих влияние на цетановое число растительных масел, определение наиболее значимых из этих факторов. Целью настоящего исследования является разработка методики сравнительного анализа критериев воспламеняемости растительных масел в камере сгорания дизеля.

**Методика сравнительного анализа
критериев воспламеняемости растительных масел
в камере сгорания дизеля**

Для оценки воспламеняемости моторных топлив в условиях КС дизеля и динамики последующего процесса их сгорания применяются различные показатели. Среди названных показателей важнейшим является цетановое число топлива. Чем выше цетановое число, тем меньше период задержки воспламенения и тем более плавно горит рабочая смесь.

Цетановое число определяется в виде объемной доли цетана (нормального гексадекана $C_{16}H_{34}$, цетановое число которого принимается за 100 единиц) в смеси с α -метилнафталином (цетановое число которого равно 0). При смешивании этих двух компонентов в различных пропорциях необходимо получить смесь, которая имеет тот же период задержки воспламенения, что и испытуемое топливо в тех же условиях. Процентное содержание в ней цетана и соответствует ЦЧ испытуемого топлива. Именно эта процедура определения ЦЧ моторного топлива была принята в первой версии американского стандарта ASTM D613 выпуска 1941 г. В новых версиях стандарта ASTM D613 (начиная с 1962 г.) для смешения используется не α -метилнафталин, а 2,2,4,4,6,8,8-гептаметилнонан, иногда называемый ГМН (англ. HMN) или изоцетан, которому присвоено цетановое число, равное 15. ГОСТ 3122–67 — «Топлива дизельные. Метод определения цетанового числа» предусматривал использование смесь н-гексадекана и α -метилнафталина. Для

исключения α -метилнафталина из стандарта ASTM D613 было несколько причин: во-первых, он легко образует пероксиды, которые меняют ЦЧ основанных на нем смесей. Кроме того, α -метилнафталин имеет неприятный запах, обладает канцерогенным действием, его сложно получить в чистом виде.

Растительные масла состоят главным образом (на 95–97 %) из триацилглицеридов — органических соединений, сложных эфиров глицерина и различных жирных кислот, а также моно- и диацилглицеридов. Ацилглицериды, в свою очередь, содержат в своем составе молекулы различных жирных (карбоновых) кислот, связанных с молекулой глицерина $C_3H_5(OH)_3$ [5]. При этом жирнокислотный состав растительных масел включает как ненасыщенные жирные кислоты (линолевая, олеиновая, линоленовая кислоты), так и насыщенные кислоты (пальмитиновая, стеариновая, арахидовая, миристиновая кислоты). В табл. 1 представлен жирнокислотный состав растительных масел, исследованных в работах [22, 23], а в табл. 2 — физико-химические свойства этих растительных масел.

Проведенный предварительный анализ данных табл. 1 и 2 показал, что цетановое число (по стандарту ASTM D613, cetane number) исследованных растительных масел зависит от их жирнокислотного состава, в первую очередь — от содержания в них предельных жирных кислот и непредельной олеиновой кислоты. Еще одним фактором, влияющим на ЦЧ растительных масел, является температура их воспламенения, определяемая в

Таблица 1

Жирнокислотный состав исследуемых растительных масел [22, 23]

Жирная кислота, формула состава, условная формула состава	Растительные масла										
	РМ (№ 1)	ПМ (№ 2)	СоМ (№ 3)	СаМ1 (№ 4)	СаМ2 (№ 5)	КукМ (№ 6)	КунМ (№ 7)	АМ (№ 8)	ЛМ (№ 9)	ХМ (№ 10)	КрМ (№ 11)
Предельные жирные кислоты											
Миристиновая, $C_{14}H_{28}O_2$, С 14:0	0	0	0	0	0,34	0	0	0	0	0	0
Пальмитиновая, $C_{16}H_{32}O_2$, С 16:0	3,49	6,08	11,75	8,60	5,46	11,67	13,10	11,38	4,92	28,33	2,07
Стеариновая, $C_{18}H_{36}O_2$, С 18:0	0,85	3,26	3,15	1,93	1,75	1,85	3,92	2,39	2,41	0,89	0,70
Арахидовая, $C_{20}H_{40}O_2$, С 20:0	0	0	0	0	0,23	0,24	0	1,32	0	0	2,09
Бегеновая, $C_{22}H_{44}O_2$, С 22:0	0	0	0	0	0	0	0	2,52	0	0	0,80
Лигноцериновая, $C_{24}H_{48}O_2$, С 24:0	0	0	0	0	0	0	0	1,23	0	0	1,12
Всего	4,34	9,34	14,90	10,53	7,78	13,76	17,02	18,84	7,33	29,22	6,78
Непредельные жирные кислоты											
Олеиновая, $C_{18}H_{34}O_2$, С 18:1	64,40	16,93	23,26	11,58	79,36	25,16	52,84	48,28	19,70	13,27	18,86
Линолевая, $C_{18}H_{32}O_2$, С 18:2	22,30	73,73	55,53	77,89	12,86	60,60	30,14	31,95	18,03	57,51	9,00
Линоленовая, $C_{18}H_{30}O_2$, С 18:3	8,23	0	6,31	0	0	0,48	0	0,93	54,94	0	6,85
Эруковая, $C_{22}H_{42}O_2$, С 22:1	0,73	0	0	0	0	0	0	0	0	0	58,51
Всего	95,66	90,66	85,10	89,47	92,22	86,24	82,98	81,16	92,67	70,78	93,22
ЦЧ	37,6	37,1	37,9	41,3	49,1	37,6	40,2	41,8	34,6	41,8	44,6

Примечание: растительные масла: РМ — рапсовое; ПМ — подсолнечное; СоМ — соевое; СаМ1 — сафлоровое № 1; СаМ2 — сафлоровое № 2 (высокоолеиновое); КукМ — кукурузное; КунМ — кунжутное; АМ — арахисовое; ЛМ — льняное масло; ХМ — хлопковое; КрМ — масло растения крамбе (абиссинская горчица)

Таблица 2

**Физико-химические свойства
исследуемых растительных масел**

Растительные масла	Свойства			
	Плотность при 38 °С, кг/м ³	Вязкость при 38 °С, мм ² /с	Цетановое число	Температура воспламенения, °С
РМ (№ 1)	911,5	37,0	37,6	246
ПМ (№ 2)	916,1	33,9	37,1	274
СоМ (№ 3)	913,8	32,6	37,9	254
СаМ1 (№ 4)	914,4	31,3	41,3	260
СаМ2 (№ 5)	902,1	41,2	49,1	293
КукМ (№ 6)	909,5	34,9	37,6	277
КунМ (№ 7)	913,3	35,5	40,2	260
АМ (№ 8)	902,6	39,6	41,8	271
ЛМ (№ 9)	923,6	27,2	34,6	241
ХМ (№ 10)	914,8	33,5	41,8	234
КрМ (№ 11)	904,4	53,6	44,6	274

соответствии со стандартом ASTM D93 (температура воспламенения — flash point). Методика этого стандарта предполагает определение температуры вспышки нефтепродуктов в закрытом тигле в диапазоне температур от 40 до 360 °С с использованием ручного или автоматического прибора Пенски—Мартенса. Возможно и определение температуры вспышки биотоплива. Определяемая по этой методике температура вспышки топлива характеризует пожарную опасность при обращении с этим топливом.

Одним из факторов, влияющих на цетановое число растительных масел, является содержание в них предельных жирных кислот. Это обусловлено тем, что эти жирные кислоты обладают сравнительно невысокой температурой самовоспламенения. Так температуры самовоспламенения двух наиболее значимых (см. табл. 1) предельных жирных кислот растительных масел — пальмитиновой и стеариновой, определяемые по ГОСТ 12.1.044–89 (Пожаровзрывоопасность веществ и материалов), составляет соответственно 210 и 320 °С, а аналогичная температура для непредельных жирных кислот — линоленовой и эруковой — соответственно 470 и 454 °С.

Для оценки взаимосвязи ЦЧ и содержания в растительных маслах предельных жирных кислот $C_{ж.к.пр.}$ использованы данные табл. 1 и 2. На рис. 1, а представлены такие данные для девяти растительных масел среднего жирнокислотного состава. При этом не использованы данные по двум маслам этих таблиц с аномальным содержанием непредельных жирных кислот — по высокоолеиновому сафлоровому маслу (СаМ2, № 5), содержащему 79,36 % олеиновой кислоты, и по высокоэруковому маслу растения крамбе (КрМ, № 11), содержащему 58,51 % эрукового

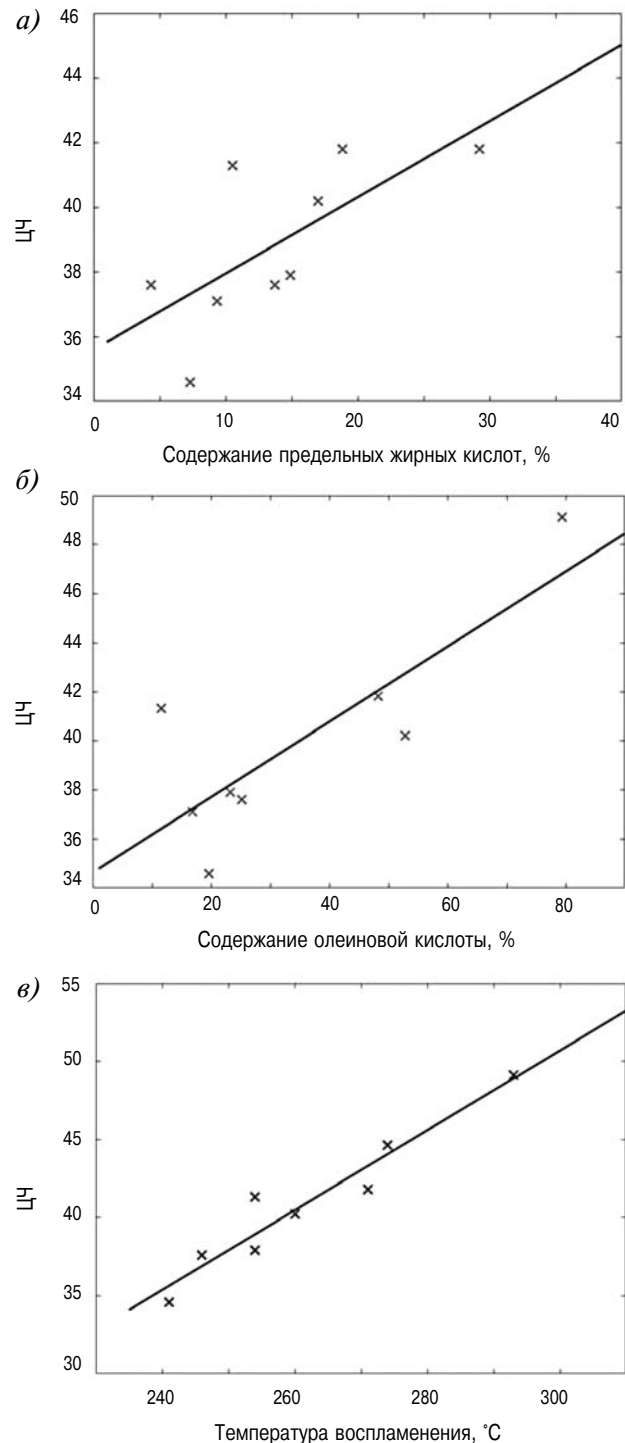


Рис. 1. Зависимость ЦЧ растительных масел от содержания в них предельных жирных кислот $C_{ж.к.пр.}$ (а), от содержания в них олеиновой кислоты $C_{ж.к.ол.}$ (б), от температуры их воспламенения $T_{восп.}$ (в)
(экспериментальные данные табл. 18 и 19 показаны точками, прямые линии — аппроксимация)

масла. По данным рис. 1, а с использованием метода наименьших квадратов проведена аппроксимация зависимости $ЦЧ = f(C_{ж.к.пр.})$. Нанесенная на рис. 1, а аппроксимирующая прямая описывается формулой:

$$ECN = 23,55 \cdot C_{FA,S} + 35,6,$$

где ECN — расчетное значение ЦЧ (estimated cetane number); $C_{FA,S}$ — концентрация предельных жирных кислот.

Коэффициент корреляции между ЦЧ исследуемых масел и содержанием в них предельных жирных кислот $C_{ж.к.пр.}$ оказался равен $R = 0,69$ (коэффициент детерминации — $R^2 = 0,48$), что свидетельствует о наличии корреляции между ЦЧ и $C_{ж.к.пр.}$.

Еще одним фактором, влияющим на цетановое число ЦЧ растительных масел, является содержание в них олеиновой кислоты $C_{ж.к.ол.}$. Среди основных непредельных жирных кислот, входящих в состав растительных масел, эта кислота имеет наименьшую температуру самовоспламенения. Эта температура, определяемая по ГОСТ 12.1.044–89 (Пожаровзрывоопасность веществ и материалов), для олеиновой кислоты составляет 271 °С, а для линоленовой и эруковой кислот — соответственно 470 и 454 °С. Для оценки тесноты связи между ЦЧ растительных масел и их содержанием олеиновой кислоты $C_{ж.к.ол.}$ на рис. 1, б использованы данные по восьми растительным маслам среднего жирнокислотного состава (№ 2–9 табл. 1 и 2). При этом не использованы данные по трем маслам этих таблиц с аномальным содержанием предельных жирных кислот — по рапсовому маслу (РМ, № 1) с минимальным среди рассматриваемых масел предельных жирных кислот (4,34 %), по хлопковому маслу (ХМ, № 10) с максимальным содержанием этих кислот (29,22 %), а также по маслу растения крамбе (КрМ, № 11) с аномальным содержанием эрукового масла (58,51 %).

По данным рис. 1, б с использованием метода наименьших квадратов проведена аппроксимация зависимости ЦЧ = $f(C_{ж.к.ол.})$. Аппроксимирующая прямая этой зависимости описывается формулой:

$$ECN = 15,34 \cdot C_{C18:1} + 34,64,$$

где ECN — расчетное значение ЦЧ растительного масла; $C_{C18:1}$ — концентрация в нем олеиновой кислоты.

Проведенный корреляционный анализ зависимости ЦЧ = $f(C_{ж.к.ол.})$ подтвердил наличие достаточно тесной корреляционной зависимости между этими параметрами — коэффициент корреляции между ЦЧ исследованных масел и содержанием олеиновой кислоты в них $C_{ж.к.ол.}$ составил $R = 0,81$ (коэффициент детерминации — $R^2 = 0,66$).

В качестве третьего параметра, связанного с цетановым числом ЦЧ исследуемых масел, рассмотрена температура их воспламенения в закрытом тигле, определяемая в соответствии со стандартом ASTM D93. Для рассмотрения взаимосвязи

между ЦЧ растительных масел и их температурой воспламенения $T_{восп.}$ на рис. 1, в нанесены восемь точек, соответствующих растительным маслам среднего жирнокислотного состава (№ 1, 3–5, 7–9 и 11 табл. 1 и 2). При этом не использованы данные по трем маслам этих таблиц, имеющих аномальное содержание непредельных жирных кислот, — по подсолнечному маслу (ПМ, № 2) с содержанием линолевой кислоты, равным 73,73 %, по кукурузному маслу (КукМ, № 6) с содержанием этой кислоты, равным 60,60 %, а также по хлопковому маслу (ХМ, № 10) с минимальным содержанием непредельных жирных кислот, равным 70,78 %.

С использованием данных рис. 1, в и метода наименьших квадратов и проведена аппроксимация зависимости ЦЧ = $f(T_{восп.})$ прямой линией, аналитическое выражение для которой имеет вид:

$$ECN = 0,2552 \cdot T_{AI} - 25,88,$$

где ECN — расчетное значение ЦЧ растительного масла; T_{AI} — температура воспламенения этого масла, °С. При проведении корреляционного анализа зависимости ЦЧ = $f(T_{восп.})$ получен коэффициент корреляции этой зависимости, равный $R = 0,96$ (коэффициент детерминации — $R^2 = 0,92$). Высокое значение коэффициента корреляции свидетельствует об очень тесной зависимости ЦЧ растительных масел от температуры их воспламенения.

Как отмечено выше, анализу воспламеняемости различных топлив в КС дизелей посвящено ряд публикаций. В частности, в работе [24] исследована зависимость ЦЧ от задержки воспламенения τ_d в бомбе сгорания постоянного объема для эталонного топлива (смесей гексадекана и 2,2,4,4,6,8,8-гептаметилнонана с разной концентрацией этих компонентов). Получена зависимость ЦЧ от τ_d , определенной в этой бомбе:

$$ECN = 38,07(\tau_d - 0,35)^{-0,6484}.$$

После этого в работе [24] были измерены задержки воспламенения триглицеридов в этой бомбе и рассчитаны значения ЦЧ, приведенные в табл. 3. Для прогнозирования ЦЧ растительных масел на основе ЦЧ триглицеридов была предложена многофакторная зависимость ЦЧ растительных масел от содержания в них основных триглицеридов. С учетом вклада основных триглицеридов эта зависимость выражена следующей формулой:

$$ECN = \sum_i ECN_i \cdot C_i + ECN_0 \cdot C_0 + D \cdot C_{usa} \cdot C_{sa},$$

где C_i — концентрация основного i -го триглицерида; ECN_i — приведенное ЦЧ этого триглицерида; C_0 — концентрация группы неосновных триглицеридов (т. е. триглицеридов с жирными

Таблица 3

Расчетные значения ЦЧ триглицеридов
из работы [24], приведенные значения ЦЧ
триглицеридов и константы D

Условная формула триглицеридов	Задержка воспламенения, мс	Расчетное значение ЦЧ	Приведенное значение ЦЧ
TG 16:0	1,96	89	88,89
TG 18:0	1,98	85	85,02
TG 18:1	2,45	45	44,47
TG 18:2	2,94	32	34,22
TG 18:3	3,85	23	24,47
TG 21:1	—	—	48,47
Неосновные триглицериды TG 14:0, TG 20:0, TG 22:0, TG 24:0	—	—	84,03
Константа D			—43,41

кислотами C14:0, C20:0, C22:0 и C24:0); ECN_0 — приведенное ЦЧ группы неосновных триглицеридов; C_{usa} — концентрация триглицеридов с непредельными жирными кислотами; C_{sa} — концентрация триглицеридов с предельными жирными кислотами; D — константа.

С использованием метода наименьших квадратов проведена калибровка приведенных значений ЦЧ для растительных масел № 2–№ 4, № 7, № 9, № 10 (см. табл. 1 и 2, работы [22, 23]), которые состоят только из жирных кислот C16:0, C18:0, C18:1, C18:2, C18:3. После этого с использованием полученных приведенных значений ЦЧ для основных триглицеридов (кроме TG21:1) и данных о жирнокислотном составе для всех 11 видов растительных масел табл. 1 и 2 определены приведенное значение ЦЧ для TG21:1, приведенное значение ЦЧ группы неосновных триглицеридов ECN_0 и константа D . Полученные значения этих параметров представлены в табл. 3.

На рис. 2 представлено сравнение рассчитанных по многофакторной зависимости значений ЦЧ для растительных масел табл. 1 и 2 с экспериментальными данными по ЦЧ этих растительных масел.

В табл. 4 представлены значения плотности корреляции полученных зависимостей для цетанового числа растительных масел. Наибольшей плотностью корреляции обладает зависимость ЦЧ растительных масел от температур их воспламенения в закрытом тигле – зависимость $ЦЧ=f(T_{восп.})$ с коэффициентом детерминации $R^2=0,92$. Сравнительно плотной корреляцией обладает зависимость ЦЧ от содержания в растительных маслах олеиновой кислоты – зависимость $ЦЧ=f(C_{ж.к.ол.})$ с коэффициентом детерминации $R^2=0,66$. Наименьшую плотность корреляции имеет зависимость ЦЧ от содержания

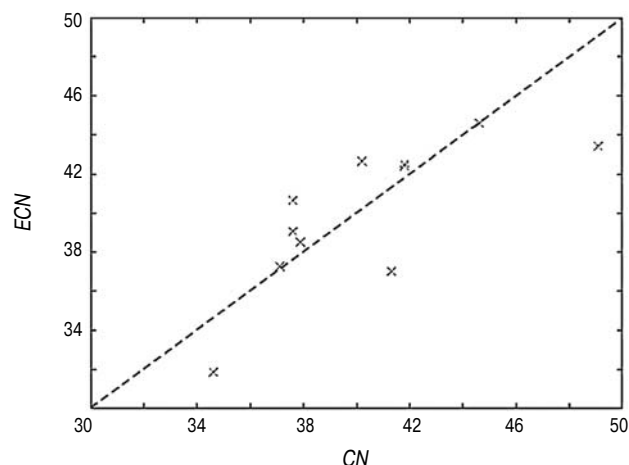


Рис. 2. Сравнение экспериментальных данных по ЦЧ растительных масел табл. 1 и 2 (ось абсцисс) и рассчитанных по многофакторной зависимости значений ЦЧ для этих масел (ось ординат)

Таблица 4

Плотность корреляции зависимостей ЦЧ
от различных показателей

Показатель оценки	Значение ЦЧ, как функции от различных показателей			
	$f(C_{ж.к.пр.})$	$f(C_{ж.к.ол.})$	$f(T_{восп.})$	$f(C_i, C_o, C_{usa}, C_{sa})$
Коэффициент детерминации R^2	0,48	0,66	0,92	0,53
Максимальное абсолютное отклонение	3,22	4,89	2,36	5,70
Максимальное относительное отклонение $\Delta_{max}, \%$	7,88	11,84	5,71	11,61
Среднее абсолютное отклонение AAD	1,46	1,79	0,95	1,99

в растительных маслах предельных жирных кислот — зависимость $ЦЧ = f(C_{ж.к.пр.})$ с коэффициентом детерминации $R^2 = 0,48$. Многофакторная корреляция ЦЧ с содержанием в биотопливе основных триглицеридов работы [24] характеризуется коэффициентом детерминации $R^2 = 0,53$. Следует также отметить, что эта методика является более сложной по сравнению с предложенными авторами статьи методиками оценки ЦЧ растительных масел.

Разработанная методика сравнительного анализа критериев воспламеняемости растительных масел в камере сгорания дизеля применима и для других растительных масел, имеющих жирнокислотный состав, близкий к жирнокислотному составу растительных масел, исследованных в работах [22, 23].

Заключение

1. Физико-химические свойства растительных масел значительно отличаются от аналогичных свойств нефтяных ДТ. Одним из этих отличий является их худшая воспламеняемость в камерах сгорания дизелей. В связи с этим необходимы

дальнейшие исследования работы дизелей на растительных маслах. Среди показателей, характеризующих воспламеняемость моторных топлив в камерах сгорания дизелей и динамику их последующего сгорания, важнейшим являются цетановое число моторного топлива.

2. Предложена методика сравнительного анализа критериев самовоспламеняемости растительных масел в КС дизеля. Она включает исследование воспламеняемости различных растительных масел в цилиндрах дизеля, определение факторов, оказывающих влияние на цетановое число растительных масел, определение наиболее значимых из этих факторов.

3. Проанализированы корреляционные зависимости цетанового числа растительных масел от температур их воспламенения в закрытом тигле, от содержания в маслах олеиновой кислоты и предельных жирных кислот. Также проанализирована многофакторная зависимость цетанового числа растительных масел от содержания в них различных триглицеридов, предложенная в работе [24].

4. Рассчитаны показатели, характеризующие плотность указанных зависимостей. Наибольшей плотностью корреляции обладает зависимость цетанового числа от температуры воспламенения растительных масел в закрытом тигле с коэффициентом детерминации $R^2 = 0,92$. Сравнительно плотной корреляцией обладает зависимость цетанового числа от содержания в растительных маслах олеиновой кислоты с коэффициентом детерминации $R^2 = 0,66$. Наименьшую плотность корреляции имеет зависимость цетанового числа от содержания в растительных маслах предельных жирных кислот с коэффициентом детерминации $R^2 = 0,48$.

Литература

1. Совершенствование рабочих процессов автотракторных дизелей и их топливных систем, работающих на альтернативных топливах / М.Г. Шатров, А.С. Хачиян, Л.Н. Голубков, А.Ю. Дунин. М.: МАДИ, 2012. 220 с.
2. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М.: МАДИ (ТУ), 2000. 311 с.
3. Васильев И.П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля. Луганск: Изд-во Восточно-украинского национального университета им. В. Даля, 2009. 240 с.
4. Тепловые двигатели установок электро- и теплоснабжения, использующие биотоплива: Учебное пособие для ВУЗов / В.Ф. Каменев [и др.]. М.: МАДИ, 2014. 92 с.
5. Моторные топлива, производимые из растительных масел / В.А. Марков [и др.]. Под ред. В.А. Маркова. Рига: Изд-во Lambert Academic Publishing, 2019. 420 с.
6. Babu A.K., Devaradjan G. Vegetable Oils and their Derivatives as Fuels for CI Engines: an Overview // SAE Technical Paper Series. 2003. № 2003-01-0767. P. 1–18.
7. Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F. et al. Performance and Emissions of Straight Vegetable Oils and its Blends as a Fuel in Diesel Engine: A Review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2018. Vol. 82. P. 808–823.
8. Hazar H., Sevinc H. Investigation of the Effects of Pre-Heated Linseed Oil on Performance and Exhaust Emission at a Coated Diesel Engine // Renewable Energy. 2019. Vol. 130. P. 961–967.
9. Uyumaz A. Combustion, Performance and Emission Characteristics of a DI Diesel Engine Fueled with Mustard Oil Biodiesel Fuel Blends at Different Engine Loads // Fuel. 2018. Vol. 212. P. 256–267.
10. Ощепков П.П., Бижяев А.В., Заев И.А., Смирнов С.В., Адедгенро Симеон Адедожа. Исследование дизельного топлива с добавками пальмового масла // Транспорт на альтернативном топливе. 2018. № 5. С. 56–62.
11. Карташевич А.Н., Товстыка В.С., Плотноков С.А. Показатели работы тракторного дизеля на рапсовом масле // Двигателестроение. 2011. № 2. С. 39–41.
12. Марков В.А., Деяннин С.Н., Камалудинов В.Г., Са Бовэнь, Неверов В.А. Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел // Двигателестроение. 2020. № 4. С. 18–24.
13. Уханов А.П., Уханов Д.А., Шеменев Д.С. Дизельное смесевое топливо. Пенза: РИО Пензенской государственной сельскохозяйственной академии, 2012. 147 с.
14. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для ВУЗов / Д.Н. Вырубов [и др.]. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
15. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для ВУЗов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.
16. Canoira L., Alcanta R., Susana Torcal S. et al. Nitration of Biodiesel of Waste Oil: as a Cetane Number Enhancer // Fuel. 2007. Vol. 86. P. 965–971.
17. Tat M.E. Cetane Number Effect on the Energetic and Exergetic Efficiency of a Diesel Engine Fuelled with Biodiesel // Fuel Processing Technology. 2011. Vol. 92. № 7. P. 1311–1321.
18. Velmurugan K., Gowthamn S. Effect of Cetane Improver Additives on Emissions // International Journal of Modern Engineering Research (IJMER). 2012. Vol.2, Issue 5. P. 3372–3375.
19. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаков С.В., Прияндака А. Экспериментальное определение кинетических констант воспламенения растительных топлив в условиях ДВС // Вестник РУДН. Инженерные исследования. 2003. № 1. С. 29–31.
20. Карташевич А.Н., Плотноков С.А. Методы определения цетанового числа и периода задержки воспламенения топлив // Агропанорама (Минск). 2008. № 4. С. 4–7.
21. Ощепков П.П., Смирнов С.В., Заев И.А. Исследование процесса самовоспламенения биодизельного топлива // Двигателестроение. 2020. № 1. С. 47–51.
22. Goering C.E., Daugherty M.J. Energy Accounting for Eleven Vegetable Oil Fuels // Transactions of the ASAE. 1982. Vol. 25. № 5. P. 1209–1215.
23. Goering C.E., Schwab A.W., Daugherty M.J., Pryde E.H., Heakin A.J. Fuel Properties of Eleven Vegetable Oils // Transactions of the ASAE. 1982. Vol. 25. № 6. P. 1472–1477, 1483.
24. Freedman B., Bagby M.O., Callahan T.J. et al. Cetane Numbers of Fatty Esters, Fatty Alcohols and Triglycerides Determined in a Constant Volume Combustion Bomb // SAE Technical Paper Series. 1990. № 900343. P. 153–161.

КООРДИНИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СТАБИЛИЗАЦИИ И СГОРАНИЯ ЭТАНОЛСОДЕРЖАЩИХ ТОПЛИВ

С.А. Плотников, д.т.н., проф., А.В. Пляго, аспирант, П.Я. Кантор, к.ф.-м.н., доцент,
Вятский государственный университет (ВятГУ)
М.Н. Втюрина к.х.н., доцент
Вятский государственный агротехнологический университет (ВятГАТУ)

Объект исследования — высококонцентрированная ЭТЭ с присадкой комплексного действия. Задача исследования — изучение действия дисульфида молибдена в качестве координирующей присадки к топливу. Цель — теоретическое обоснование процесса выбора, разъяснение механизма и эффективности действия координирующей присадки на основе дисульфида молибдена на процессы стабилизации и кинетику процесса горения высококонцентрированных ЭТЭ. Методы исследования — теоретический анализ и экспериментальная проверка.

Введение

Все большее количество ученых разных стран мира обращается к вопросу улучшения экологической обстановки земного шара. К этой важной проблеме можно подойти с различных сторон. Ряд ученых исследует и улучшает системы выпуска отработавших газов ДВС, используя нейтрализаторы, дожигатели, рециркуляторы и прочие элементы. Возможны иные пути — исследования и совершенствования особенностей рабочего процесса ДВС с целью улучшения их характеристик. В нашем случае исследуется возможность применения альтернативных топлив биологического происхождения в виде добавки к нефтяному моторному дизельному топливу (ДТ). На сегодняшний день исследовано значительное количество составов, объемов замещаемого этанолом ДТ, поверхностно-активных веществ (ПАВ) и других топливных компонентов. При этом основной акцент делается на создание все более новых, более высококонцентрированных составов топливных эмульсий и композиций с применением ранее неиспользованных добавок к топливу, расширяющих условия их применимости. Ужесточаются требования к применяемым присадкам и свойствам топлив. На данном этапе уже недостаточно создать лишь устойчивую эмульсию или композицию, готовую к использованию. Необходимо создать улучшенную

топливную композицию, которая еще больше приблизит эксплуатационные параметры нового топлива к показателям базового нефтяного топлива, но при этом еще улучшит экологическую составляющую. Важным аспектом исследований также всегда является процесс сгорания нового топлива в цилиндре двигателя [13].

Давно известными проблемами, связанными с эксплуатацией дизельного двигателя на высококонцентрированных этано-топливных эмульсиях (ВККЭТЭ), содержащих в своем составе этанол (Э) и дизельное топливо (ДТ), является низкая стабильность, и повышенная жесткость рабочего процесса, количественная мера которой выражается производной давления по углу поворота коленчатого вала $dp/d\phi$. Суть явления сводится к тому, что, вследствие более высокой скрытой теплоты парообразования спирта (837 против 240 кДж/кг для чистого дизельного) и худшей по сравнению с чистым дизельным топливом воспламеняемости паров этанола, значительно возрастает время задержки воспламенения. Вследствие этого сгорание большей порции топлива происходит при повышенных давлении и температуре за меньшее время, чем и обуславливается увеличенное значение скорости нарастания давления $dp/d\phi$ по сравнению с работой на чистом ДТ [1–8].

Как видно из перечисленного, проблемы применения этанола носят нерешенный и систематический характер. Присадки, применяемые в известных работах, направлены, в основном, на стабилизацию состава низкоконтрированных этано-топливных эмульсий (НККЭТЭ), и они не работают на улучшение рабочего процесса в цилиндре двигателя. Целесообразно найти новые добавки, пути и способы решения задачи, которые наряду со стабилизацией ВККЭТЭ позволили бы выполнить точное координирование процесса сгорания нового топлива, одновременно приближая параметры горения эмульсии к параметрам горения базового топлива, улучшая экономические и показатели надежности дизеля.

Цели и задачи

1. Рассмотреть теоретические предпосылки

использования дисульфида молибдена для координирования процессов стабилизации и сгорания этанолосодержащих топлив.

2. Экспериментально определить влияние присадки дисульфида молибдена на стабильность ВККЭТЭ и характер процесса их сгорания в дизельном двигателе 4ЧН11,0/12,5.

Методы исследования

Оценка стабильности ВККЭТЭ проводилась по времени до начала седиментации, скорости седиментации и времени коалесценции всех выбранных составов.

Исследования процесса сгорания при работе дизельного двигателя на новом топливе с предельным содержанием этанола в смеси производились при помощи индицирования на номинальном режиме на частоте вращения коленчатого вала 1800 об/мин, при оптимальном значении установочного угла опережения впрыскивания топлива $\varphi_{впр} = 22^\circ$ до ВМТ.

Снятие индикаторных диаграмм производилось при помощи модульной системы сбора данных NI COMPACT DAQ. Было использовано несколько датчиков:

- PS01 — датчик для контроля и записи избыточного давления непосредственно в камере сгорания цилиндра;
- преобразователь сигнала;
- датчик-отметчик ВМТ.

Система была подключена к персональному компьютеру с заранее установленным программным обеспечением и была способна контролировать несколько параметров одновременно.

Теоретическая часть

Поверхностно-активные вещества (ПАВ) — вещества, добавление которых в гетерогенную систему уменьшает поверхностное натяжение на границе раздела фаз. И при этом во всем интервале концентраций практически до насыщенного раствора ПАВ находятся в молекулярно-

дисперсном состоянии, т. е. являются гомогенными [1].

Давно установлено, что при удлинении длины углеводородной цепи до 8–10 атомов появляется новое свойство — способность молекул ПАВ объединяться в системы, называемые мицеллами. При малом количестве ПАВ системы образуют истинные растворы. При увеличении концентрации до критической концентрации мицеллообразования (ККМ) появляется новая фаза, системы приобретают необходимые для стабильности дисперсность и гомогенность, т. е. становятся коллоидными растворами. Таким образом, задача исследователя заключается в обосновании и подборе коллоидного ПАВ, которое снизит поверхностное натяжение на границе раздела фаз и, исходя из вида ингредиентов системы, будет способствовать мицеллообразованию с образованием однородной жидкокристаллической структуры слоя. Для каждого состава коллоидного раствора теоретически можно подобрать вид ПАВ, способного снижать поверхностное натяжение на границе раздела фаз с целью самопроизвольного мицеллообразования и дальнейшей солюбилизации.

Возникает вопрос: почему образование мицелл возникает произвольно? Дело в том, что на границе дисперсионной среды и дисперсной фазы энергия невелика и полностью компенсируется выигрышем энергии за счет выведения углеводородных хвостов молекул ПАВ в ядро мицеллы. Этот выигрыш составляет $1,08kT$ (k — постоянная Больцмана; T — температура), т. е. при $T = 298$ К величину, равную 2,6 кДж на каждую $-CH_2-$ группу. Соответственно, мицеллообразование сопровождается уменьшением свободной энергии системы (рис. 2).

Зная химическую природу ингредиентов однородной системы, можно с высокой точностью подобрать требуемое ПАВ [10]:

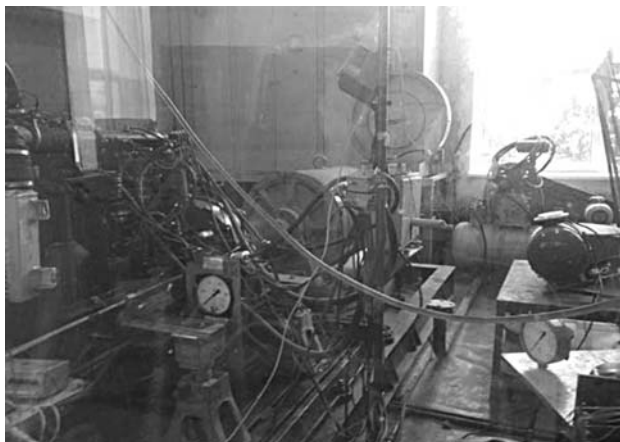


Рис. 1. Нагрузочный стенд Elbtalwerk Heidenau для испытаний двигателей

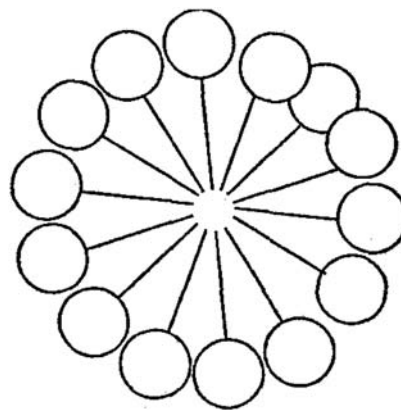


Рис. 2. Мицелла Гартли

- анионное ПАВ;
- акилсульфонат ROSO_2OM , алкиларил-сульфонат RArSO_2OM ;
- катионное ПАВ;
- амфолитное ПАВ, имеющее две функциональные группы и (кислотный и основной остаток), способное диссоциировать, и как кислота, и как основание;
- неионогенное — соединение, получаемое на основе присоединения оксида этилена к спиртам.

Мицелла в разных средах может представлять цилиндрическую, дискообразную, палочкообразную, пластинчатую форму (мицелла Мак-Бена), при больших концентрациях ККМ — цепочную ориентацию или даже жидкокристаллическую структуру.

Согласно выше изложенным теоретическим предположениям, для координирования процессов стабилизации и сгорания ВККЭТЭ топлив можно точно применить добавку сульфида, например, дисульфида молибдена — бинарного соединения четырехвалентного молибдена с двухвалентной серой (*в дальнейшем рекомендуется применять диселенид молибдена — прим. авторов*). В промышленности это может быть противозадирная или антифрикционная присадка — LIQUI MOLY Pro-Line Motor-Verschleiss-Schutz, представляющая собой масляную суспензию зерен дисульфида молибдена MoS_2 . Молибден (порядковый номер в периодической таблице Д.И. Менделеева $Z = 42$) имеет конфигурацию внешней электронной оболочки $4d^5 5s^1$ и относится, таким образом, к переходным металлам. Особенностью атомов с незаполненной d-орбиталью (молибден) является возможность так называемого агостического взаимодействия [2, 3] с фрагментом C-H органической молекулы.

Агостическое взаимодействие можно трактовать как частичное проникновение электронной пары, участвующей в связи C-H, в незаполненную d-орбиталь переходного металла с образованием трехцентровой двухэлектронной связи. Предполагается, что агостическая связь играет существенную роль в каталитических реакциях типа окислительного присоединения и восстановительного отщепления, а также полимеризации, поскольку имеет место в промежуточных соединениях.

На качественном уровне механизм действия MoS_2 , как цетаноповышающей присадки, может заключаться в следующем. Атом водорода, входящий в состав молекулы этанола, образует агостическую [2, 3] связь с ионом молибдена, локализованным на поверхности частицы дисульфида. В результате уменьшается энергия связи C-H и, как следствие, возрастает теплота сгорания, что, согласно правилу Поляни–Семенова, приводит

к локальному уменьшению энергии активации горения и температуры самовоспламенения. Таким образом, уменьшается время задержки самовоспламенения топливной смеси, содержащей присадку MoS_2 , что практически эквивалентно повышению цетанового числа.

Для количественной оценки эффекта воспользуемся формулой Тодеса [4, 5]:

$$\tau = Ap_0^{-(n-1)} e^{\frac{E}{RT_0}}, \quad (1)$$

где τ — период задержки воспламенения, мкс; A — коэффициент; E — энергия активации, мВ; R — универсальная газовая постоянная; T — температура цикла, град; p — давление цикла, МПа; e — основание натурального логарифма.

Несмотря на приближенный характер формулы (1) и отсутствие надежных данных относительно значений входящих в нее величин, ее использование в дифференциальном варианте позволяет надеяться на получение адекватных результатов.

Согласно данным [2, 3], длина r - m связи C-H в случае наличия агостической связи увеличивается приблизительно с $1,09 \cdot 10^{-10}$ до $1,19 \cdot 10^{-10}$ м. Энергия связи, равная глубине соответствующей потенциальной ямы, имеет порядок величины $\epsilon \approx 400$ кДж/моль. Волновое число ν полосы поглощения валентных колебаний связи C-H, определяемое методами инфракрасной спектроскопии, при наличии агостической связи понижается с характерного значения 2875 см^{-1} [5] до 2700 – 2350 см^{-1} , т. е. сдвиг составляет $\Delta\nu \approx -350 \text{ см}^{-1}$.

Для оценки связи между параметрами системы и глубиной потенциальной ямы аппроксимируем последнюю потенциалом Леннарда–Джонса

$$U = \epsilon \left[\left(\frac{r}{r_m} \right)^{-12} - 2 \left(\frac{r}{r_m} \right)^{-6} \right], \quad (2)$$

где r_m — точка минимума потенциала.

Результаты полуэмпирического расчета показателя жесткости работы двигателя подтверждаются данными эксперимента.

Силовая константа связи определяется второй производной потенциальной энергии по расстоянию в точке минимума, т. е. при $r = r_m$:

$$k = \frac{d^2 U}{dr^2} \Big|_{r_m} = \frac{72\epsilon}{r_m^2}. \quad (3)$$

Имея в виду, что силовая константа связана с круговой частотой колебаний ω волновым числом ν , и приведенной массой μ — соотношением:

$$k = \mu \omega^2 = 4\pi^2 \mu \nu^2 c^2, \quad (4)$$

выражаем отсюда параметры глубины потенциальной ямы:

$$\varepsilon = \alpha, \mu, r_m^2, c^2, v^2,$$

где α — безразмерный коэффициент; c — скорость света.

Влияние агостической связи приводит к относительному изменению энергии связи С-Н

$$\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon} \approx 2 \left(\frac{\Delta r_m}{r_m} + \frac{\Delta v}{v} \right) \approx -0,06 \quad (6)$$

и абсолютному изменению $\Delta\varepsilon \approx -24$ кДж/моль. Уменьшение глубины потенциальной ямы эквивалентно увеличению теплового эффекта $|\Delta H|$ реакции горения на ту же величину. Согласно правилу Поляни—Семенова [6], энергия активации для экзотермической реакции может быть представлена в виде

$$E = 11,5 - 0,25 |\Delta H|. \quad (7)$$

Следовательно, в результате возрастания теплового эффекта энергии активации уменьшится на

$$\Delta E = 0,25 |\Delta\varepsilon| \approx 6 \text{ кДж/моль.}$$

Результаты экспериментов и расчетов представлены в таблице, где $\tau_{\text{впр}}$ — промежуток времени от начала впрыска топлива до ВМТ; τ — экспериментальное время задержки воспламенения, т. е. промежуток от начала впрыска до момента воспламенения в отсутствие в ВККЭТЭ присадки дисульфида молибдена; τ' — рассчитанное время задержки воспламенения при наличии в ВККЭТЭ присадки дисульфида молибдена; $dp/d\phi$ и $(dp/d\phi)'$ — скорость нарастания давления, соответственно, в отсутствие и при наличии присадки дисульфида молибдена. Для оценки последней величины принимался в расчет промежуток времени от момента воспламенения до ВМТ, на котором эта величина принимает максимальное значение.

Из данных таблицы видно, что результаты полуэмпирического расчета показателя жесткости

**Данные расчетов жесткости работы
дизеля 4ЧН11,0/12,5 на ДТ и ВККЭТЭ**

Топливо	$\tau_{\text{впр}}$, мс	τ , мс	τ' , мс	$dp/d\phi$, МПа/град	$(dp/d\phi)'$, МПа/град, оценка	$(dp/d\phi)'$, МПа/град, эксперимент
100%ДТ	2,41	0,51	—	0,529	—	—
80%ДТ + 20%Э	2,04	0,44	—	0,85	—	—
60%ДТ + 40%Э	2,04	0,47	—	0,85	—	—
80%ДТ + 20%Э+ MoS ₂	2,04	—	0,10	—	—	0,639
60%ДТ + 40%Э+ MoS ₂	2,04	—	0,11	—	0,704	—
50%ДТ + 50%Э+ MoS ₂	2,04	—	—	—	0,691	0,671

работы дизельного двигателя $dp/d\phi$ находятся в разумном согласии с результатами эксперимента.

Можно считать, что указанный механизм влияния молибденсодержащей присадки позволяет посредством агостической связи существенно координировать процесс сгорания ВККЭТЭ и играет более важную роль, чем рассмотренное ранее ингибирующее действие MoS₂ [7, 8].

Экспериментальная часть

На рис. 3 показан график зависимости времени седиментации ВККЭТЭ от присутствия количества спирта в общем составе для разных количеств присадки MoS₂ [12].

График 3 демонстрирует явную солубилизацию присадки MoS₂ в определенных концентрациях смеси этанол—спирт. В области концентраций спирта ≈ 30 –40 % об., судя по всему, происходит изменение характера эмульсии с обратной (спирт в дизельном топливе) на прямую (дизельное топливо в спирте). То есть, дисперсная среда с увеличением доли спирта становится полярной, а поскольку дисульфид молибдена — вещество полярное — происходит солубилизация дизельного топлива в спирте, которой и способствует выбранная присадка (стабилизирует эмульсию прямого типа). Таким образом, возможность координирования процессов стабилизации ВККЭТЭ правильным обоснованием и выбором присадки можно считать доказанным [9].

На рис. 4 показаны совмещенные индикаторные диаграммы дизеля 4ЧН11,0/12,5 при работе на чистом ДТ и ВККЭТЭ [14]. Анализ полученных результатов показывает, что, в целом, увеличение количества этанола в эмульсии ведет к уменьшению угла ϕ . Так, при частоте вращения 1800 об/мин и работе на чистом ДТ, угол от момента самовоспламенения до достижения максимального давления цикла составляет $\phi_{\text{дт}} = 20,50^\circ$, при содержании 20 % этанола в

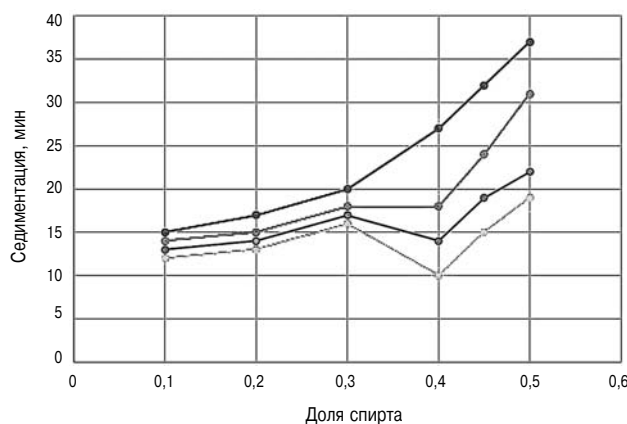


Рис. 3. Время седиментации ВККЭТЭ от присутствия количества спирта в общем составе для разных количеств присадки MoS₂

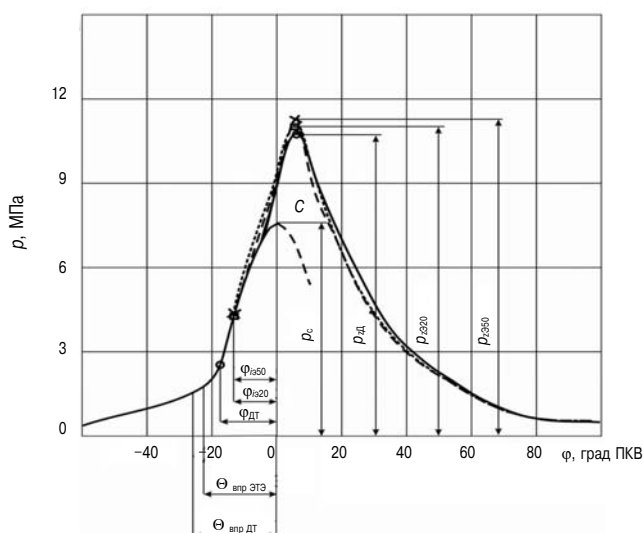


Рис. 4. Совмещенные индикаторные диаграммы работы дизеля 4ЧН11,0/12,5 на ДТ и ВККЭТЭ:

— — дизельное топливо;
 ---- — 20 % этанола в эмульсии;
 -.-.- — 50 % этанола в эмульсии

ВККЭТЭ он составляет $\varphi_{20} = 17,30^\circ$, а при содержании 50 % этанола в ВККЭТЭ он равен $\varphi_{50} = 16,70^\circ$. Таким образом, видно, что правильный теоретический анализ и выбор специальной присадки позволяет напрямую создать ВККЭТЭ с допустимыми свойствами [11] и осуществлять требуемое координирующее действие на характер процесса сгорания.

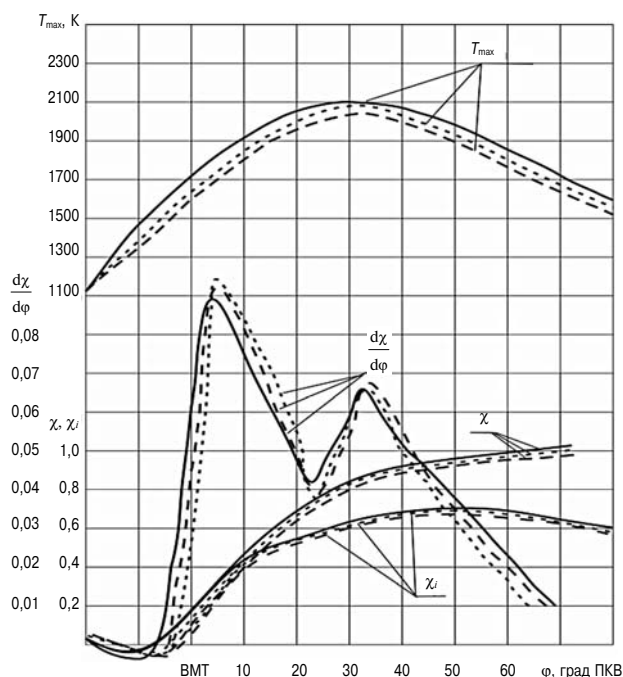


Рис. 5. Динамика тепловыделения в цилиндре дизеля 4ЧН11,0/12,5 при работе на ДТ и ВККЭТЭ

Анализ данных обработки индикаторных диаграмм по методике ЦНИДИ показал, что работа дизеля 4ЧН11,0/12,5 на ВККЭТЭ сопровождается изменением характеристик тепловыделения (рис. 5). Так, при частоте вращения 1800 об/мин и работе на чистом ДТ максимальная температура цикла составляет $T_{\max} = 2115$ К, при работе на эмульсии с содержанием 20 % этанола в смеси $T_{\max 20} = 2080$ К, а при использовании ВККЭТЭ, содержащей 50 % этанола, $T_{\max 50} = 2025$ К [14]. То есть, применение новых составов ВККЭТЭ позволяет на 35–90 градусов снизить максимальную температуру цикла, снизить теплонапряженность деталей цилиндра-поршневой группы, а, значит, повысить надежность и долговечность дизельного двигателя.

Выводы

1. Применение дисульфида молибдена обеспечивает достаточную физическую стабильность высококонцентрированных ЭТЭ.
2. Применение дисульфида молибдена в качестве комплексной присадки направленного действия позволяет посредством агостической связи оказывать существенную роль в каталитических реакциях типа окислительного присоединения и восстановительного отщепления, а также полимеризации и оказывать координирующее действие на характер процесса сгорания ВККЭТЭ.
3. Результаты полуэмпирического расчета показателя жесткости работы двигателя подтверждаются данными эксперимента.
4. Применение новых ВККЭТЭ позволяет также снизить максимальную температуру цикла, теплонапряженность деталей цилиндра-поршневой группы, повысить надежность и долговечность дизельного двигателя.

Литература

1. Гельфман О.И., Ковалевич О.В., Юстратов В.П. Коллоидная химия. 5-е изд., стер. СПб : Изд-во «Лань», 2010. 336 с.
2. Шилов А.Е., Шульпин Г.Б. Активация и каталитические реакции алканов в растворах комплексов металлов // Успехи химии. Т. LVI, вып. 5. С. 754–792.
3. Maurice Brookhart L and Malcolm L.H. Green Carbon-Hydrogen-Transition Metal Bonds // Journal of Organometallic Chemistry. 1983 № 250. P. 395–408.
4. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М. : Машиностроение, 1977. 278 с.
5. Сеначин А.П., Коржавин А.А., Сеначин П.К. Определение глобальной кинетики дизельного топлива численным решением обратной задачи динамики самовоспламенения в дизеле // Ползуновский вестник, 2009. № 4. С. 155–165.
6. Степухович А.Д., Улицкий В.А. Кинетика и термодинамика радикальных реакций крекинга. М. : Химия, 1975. 256 с.

7. Дробышев А., Алдияров А. ИК-спектроскопия этанола, образованного реконденсацией из криоматрицы азота // Физика низких температур. 2011. Т. 37. № 8. С. 903–911.

8. Вагграфтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М. : Наука, 1972. 720 с.

9. Плотников С.А., Карташевич А.Н., Смольников М.В., Черемисинов П.Н. Расширение многотопливности автотракторного дизеля при использовании альтернативных топлив // Известия МГТУ МАМИ. 2019. №3 (41). С. 66–72.

10. Ребиндер П.А. Поверхностные явления в дисперсных системах. Коллоидная химия. Избранные труды. М. : Наука, 1978. 368 с.

11. Плотников С.А., Куимов Е.А., Пляго А.В., Кар-

ташевич А.Н., Втюрина М.Н. Топливная эмульсия. Патент РФ № 2668225, МПК C10L 1/32.

12. Плотников С.А., Пляго А.В. О применении спирто-топливных эмульсий в ДВС. Общество. Наука. Инновации (НПК-2017) [Электронный ресурс]: сб. статей: Всерос. ежегод. науч.-практ. конф., 1–29 апреля 2017. Киров: Науч. изд-во ВятГУ, 2017. С. 1861–1868.

13. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания / В.А. Марков [и др.]. М. : НИЦ «Инженер» (Союз НПО), 2016. 292 с.

14. Кантор П.Я., Плотников С.А., Пляго А.В., Втюрина М.Н. Влияние дисульфида молибдена на процессы горения дизельного топлива // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2018. № 4. С. 215–220.

ОСОБЕННОСТИ ПРОГРЕВА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПОСЛЕ ХОЛОДНОГО ПУСКА

Г.М. Крохта, д.т.н, профессор,

Е.Н. Хомченко, к.т.н., доцент кафедры

Н.А. Усатых, ст. преподаватель

Новосибирский государственный аграрный университет

На основании результатов аналитических и экспериментальных исследований установлено, что при прогреве двигателя только примерно от 10 до 15 % впрыскиваемого в камеру сгорания топлива принимает участие в сгорании, а остальное, в виде пара и конденсата выбрасывается в окружающую среду. Установлены основные причины низкой эффективности процесса сгорания в периоды пуска и послепускового прогрева. Цель исследования — обоснование необходимости и параметров прогрева дизельного двигателя после холодного пуска. В первые секунды после пуска количество несгоревшего топлива достигает 60–70 % и более. К концу второй минуты работы двигателя количество несгоревшего топлива снижается до 20–25 %. По истечении 6 минут неполнота сгорания продолжает снижаться до 10,4 %. Далее, процессы, характеризующие энергопотоки в период послепускового прогрева, постепенно стабилизируются. Экспериментальные исследования показали, что относительно эффективной и экономически выгодной является активация топлива в топливopоводах перед форсунками, а самый оптимальный вариант — непосредственно в форсунках.

Введение

Большая часть территории РФ находится в зоне отрицательных температур. В зимний период в агропромышленном комплексе (АПК) автотракторная техника используется в течение круглого года: транспортировка кормов и продуктов жизнедеятельности животных, отвоз готовой продукции, очистка подъездных путей и площадок и т. п. Часть машин работает на лесозаготовках, строительных площадках и других объектах, где теплых стоянок просто нет и никогда не будет.

Значительная часть машин в межсезонный период хранится на открытых площадках. Холодный пуск стал возможным благодаря применению новых технологий в двигателестроении, а также высококачественных масел, топлив и низкотемпературных жидкостей, что резко сокращает время на предпусковую подготовку машин к работе. Холодный пуск с точки зрения специфики

работы предприятий АПК является наиболее привлекательным, так как обеспечивает высокий коэффициент готовности машин к работе и сопровождается относительно низкими эксплуатационными затратами, что должно положительно отразиться на себестоимости произведенной продукции. Холодным пуском считается пуск, когда температура окружающей среды (ОС), охлаждающей жидкости в двигателе, моторного масла в поддоне и топлива в системе питания отличаются друг от друга не более чем на $\pm 1^\circ\text{C}$.

В то же время холодный пуск при низких температурах ОС сопровождается максимальной цикловой подачей топлива. Примерно от 10 до 15 % впрыскиваемого в камеру сгорания топлива принимает участие в сгорании, а остальное, в виде пара и конденсата выбрасывается в ОС [1, 2]. Часть конденсата, смывая масляную пленку с поверхности гильз, попадает в поддон картера двигателя, ухудшая качество моторного масла.

В очень сложных условиях при прогреве после холодного пуска работают сопряжения гильза–поршневое кольцо, палец–втулка верхней головки шатуна и поршневой палец–бобышка поршня. По ряду литературных данных износ при пуске–прогреве составляет от 50 до 70 % общего эксплуатационного износа [3, 4].

В ранних литературных источниках (статьи, руководства по эксплуатации машин) указывалось, что перед началом работы двигатель нужно прогреть до 50°C . В настоящее время в руководствах по эксплуатации записано, что машину нужно прогревать в движении (под нагрузкой). Одновременно в некоторых публикациях рекомендуется прогревать машину в зависимости от температуры ОС в течение 10–15 мин. Таким образом, мнения по поводу необходимости прогрева дизельного двигателя после холодного пуска или его исключения диаметрально противоположны и требуют дополнительного изучения.

Цель исследования — обоснование необходимости и параметров прогрева дизельного двигателя после холодного пуска.

Условия, материалы и методы

В процессе аналитических и экспериментальных исследований применялись известные

методы оптимизации и математической статистики. Использовались теоретические основы теплотехники и теории двигателей внутреннего сгорания. Испытания проводились в соответствии с ГОСТ 18509–88 «Дизели тракторные и комбайновые» и ГОСТ 24026–80 «Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения». В соответствии с ГОСТ продолжительность пуска не должна превышать 20 с за одну попытку (количество попыток не более трех с интервалом 15 с). Согласно требованиям ГОСТ-Р-54120-20010 «Двигатели автомобильные. Пусковые качества. Технические требования» должен быть гарантирован пуск дизельных двигателей на холодную без применения средств облегчения до температур не выше минус 12 °С.

Экспериментальные исследования проводились на двигателе СМД-62 6ЧН13,0/11,5. Неполнота сгорания топлива в послепусковой период определялась с помощью частной методики по текущему расходу топлива на холостом ходу [5]. В двигатель заливалось свежее масло марки М-8Г2к ГОСТ 8581–78. Кинематическая вязкость масла измерялась вискозиметром Пинкевича. Температуры охлаждающей жидкости, масла, отработавших газов, окружающей среды регистрировались с помощью устройства УКТ38-Щ4.ТП, адаптера AC2, преобразователя интерфейсов RS-232/USB.

Результаты и обсуждение

При холодном пуске и последующем прогреве причиной неполного сгорания топлива является низкий тепловой режим двигателя (температура охлаждающей жидкости в головке блока и топлива в форсунке). Неполнота сгорания вызвана частичным испарением цикловой подачи топлива, поскольку оно содержит разные по размеру капли. Мелкие капли (до 40 мкм) испаряются, образуя горючую смесь и полностью сгорают, а крупные 150–200 мкм и выше — почти не принимают участия в сгорании. Поэтому с целью улучшения пусковых качеств двигателя в 2–2,5 раза увеличивают цикловую подачу. Одновременно возрастает количество крупных капель. Большая доля несгоревшего топлива нагревается, аккумулируя часть эксергии сжатого в камере сгорания воздуха, и в виде продуктов неполного сгорания выбрасывается в ОС. В результате снижается эксергетический потенциал сжатого воздуха, что ухудшает подготовку горючей смеси к окислительному процессу.

Таким образом, при холодном пуске в образовании горючей смеси участвует только часть цикловой подачи топлива [1, 6]. Большая часть топлива в виде пара выбрасывается в ОС, загрязняя ее, и, одновременно, конденсируясь на холодных стенках цилиндров, попадает в поддон

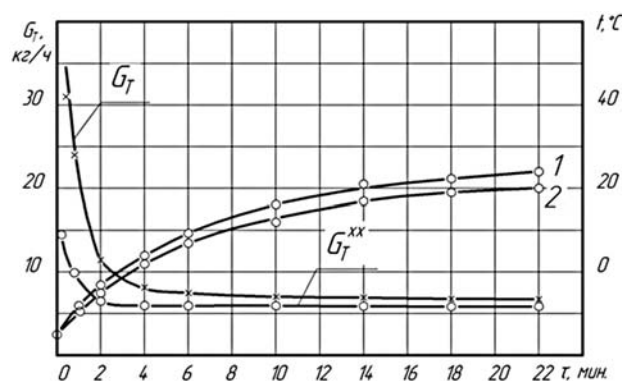


Рис. 1. Зависимость полного расхода топлива G_T и расхода на холостом ходу G_T^{xx} от времени прогрева при $t_{oc} = -16$ °С (без трансмиссии, пуск холодный, двигатель СМД-62, $n = 2100$ об/мин, $t_{oc} = -16$ °С):

G_T — полный (текущий) расход топлива; G_T^{xx} — расход топлива на холостом ходу, эквивалентный внутренним потерям, величина которых определяется отличием теплового режима от оптимального, при условии полного сгорания; $(G_T - G_T^{xx})$ — часть несгоревшего топлива; 1 — температура охлаждающей жидкости в головке блока; 2 — температура топлива в проточке распылителя

двигателя, ухудшая качество моторного масла, что подтверждается результатами экспериментальных исследований.

На рис. 1 показана зависимость текущего значения (мгновенный расход) топлива от времени прогрева двигателя.

Из рисунка хорошо видно, что в первые секунды двигатель работает на максимальной подаче топлива (включен корректор). Частота вращения коленчатого вала не достигает номинальной величины (2100 об/мин). Основная причина — большие внутренние потери мощности на трение и неполное сгорание из-за низкой активации топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания [7].

Под активацией понимается процесс насыщения эксергией цикловой подачи топлива перед впрыском в камеру сгорания. Суммарные затраты эксергии на активацию включают в себя: затраты на нагрев топлива до температуры кипения, испарение и перегрев образовавшихся паров до температуры самовоспламенения, а также затраты на повышение давления впрыска [7].

В свою очередь, величина суммарных затрат зависит от режимов работы двигателя (пуск, послепусковой прогрев, степень загрузки, частота вращения коленчатого вала). Активация топлива может осуществляться как непосредственно в системе питания за счет подвода дополнительной эксергии (внешняя) так и в основном как сейчас — за счет эксергии сжатого в камере сгорания воздуха, и частично за счет «накачки»

топлива механической эксергией в системе питания в момент впрыска (смешанная) [8].

Экспериментальные исследования, выполненные авторами ранее, показали, что относительно эффективной и экономически выгодной является активация топлива в топливопроводах перед форсунками. А самый оптимальный вариант — непосредственно в форсунках [9]. Суть активации в системе топливоподачи заключается в том, что цикловая доза топлива, находящегося в контуре высокого давления, дополнительно «накачивается» термомеханической эксергией. Количество эксергии, которое вносится в камеру сгорания в виде цикловой подачи, регулируется в зависимости от режимов работы двигателя, его теплового состояния, температуры ОС.

Термомеханическая эксергия включает в себя две составляющие: термическую и механическую. Термическая представляет теплоту или может быть преобразована в теплоту непосредственно в контуре высокого давления, а механическая определяется давлением впрыска [9]. Например, в аккумулирующей системе common rail топливо частично активируется за счет значительного повышения механической составляющей — давления впрыскиваемого форсункой в камеру сгорания топлива. Давление в аккумулирующих системах при этом достигает 200–300 МПа, что заметно способствует повышению качества процесса сгорания (улучшение пусковых качеств, снижение расхода топлива и улучшение экологических показателей) [9, 1]. В традиционных системах с ТНВД давление впрыска не превышает 20 МПа.

Даже частичная активация топлива за пределами камеры сгорания сохраняет эксергию сжатого воздуха, увеличивает время, используемое на испарение и перегрев паров топлива в камере сгорания, в результате чего следует ожидать улучшения пусковых качеств двигателя, снижения расхода топлива, сохранения качества моторного масла и снижения вредных веществ, выбрасываемых в ОС в период прогрева. Исследованиями установлено, что до 75 % эксергии от общего количества, необходимого для активации топлива, можно подводить за пределами камеры сгорания (в системе питания) [8, 10].

Активировать топливо можно за счет различных источников: электрические — бортовые или внешние сети; тепловые — газ природный или промышленный, ОГ двигателя; механические, использующие часть развиваемой двигателем мощности (привод топливного насоса и т. п.).

После холодного пуска двигатель работает при низких температурах охлаждающей жидкости и масла, что сопровождается значительными внутренними потерями на трение.

В момент пуска двигателя и последующего прогрева наблюдается резкий заброс температуры отработавших газов (ОГ), причем известно, что величина заброса находится в тесной корреляционной зависимости от развиваемой двигателем индикаторной мощности. Поскольку в этот момент эффективная мощность равна нулю, то индикаторная мощность будет соответствовать мощности внутренних потерь на трение. Например, при температуре ОС в момент пуска +11 °С температура ОГ находится в пределах 280–300 °С, а –16 °С соответственно — 440–450 °С. Судя по температуре, в первом случае развиваемая двигателем мощность достигает 52–56 % номинальной, а во втором — 82–84 %, и расходуется на преодоление внутренних потерь на трение.

На наш взгляд, особый интерес представляет закономерность изменения величины эксергии ОГ от времени послепускового прогрева. Экспериментальными исследованиями установлено, что эксергия теплового потока ОГ в начале прогрева резко возрастает до 440, а затем уменьшается до 190 МДж/ч при достижении температуры охлаждающей жидкости в головке блока 22 °С (рис. 2). При этом следует отметить, что при полностью прогревом двигателя и прочих равных условиях тепловой поток находится в пределах 150–155 МДж/ч.

Характер зависимости потока эксергии от времени прогрева создает благоприятные условия для вторичного использования теплоты ОГ с целью сокращения времени прогрева основных узлов МТУ до оптимальных температур. Особое внимание следует обратить на то, что в начальный

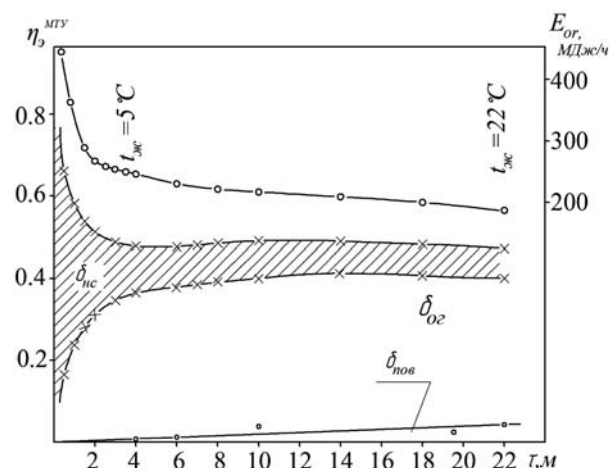


Рис. 2. Эксергетический баланс теплоты израсходованного топливом двигателем в период послепускового прогрева двигателя СМД-62 с КП:

пуск холодный, $n = 2100$ об/мин, $t_{oc} = -16^{\circ}\text{C}$

период прогрева величина эксергии ОГ достигает максимального значения, а затем постепенно снижается. Абсолютная величина эксергии ОГ зависит от температуры холодного пуска: чем ниже температура пуска, тем выше температура потока эксергии.

Согласно энергетической теории Б.И. Костецкого принято считать, что энергия, затрачиваемая на преодоление сил трения, идет на генерацию теплоты, которая запасается во вторичных структурах поверхностных слоев. В первые минуты работы двигателя величина внутренних потерь может достигать больших величин. В результате трансформации потерь в теплоту разогревается масло на трущихся поверхностях, снижается его вязкость и, как следствие, потери.

Стабилизация температуры ОГ и, следовательно, потерь на трение при температуре воздуха $+11\text{ }^{\circ}\text{C}$ наступает после 1,5–2 мин прогрева, а $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ — после 6 мин. Повышенный расход топлива в период прогрева — результат увеличения внутренних потерь мощности на трение и низкого качества процесса смесеобразования.

При обработке экспериментальных данных была применена методика, позволяющая оценить эффективность полезного использования теплоты сгоревшего в двигателе топлива в период прогрева, с помощью эксергетического коэффициента теплоиспользования (η_{τ}°), который описывается следующим равенством [5]:

$$\eta_{\tau}^{\circ} = 1 - \delta_{\text{ог}} - \delta_{\text{пов}} - \delta_{\text{ог}},$$

где $\delta_{\text{ог}}$ — доля теплоты от общего количества израсходованного топлива в режиме прогрева в одной и той же точке временного интервала, выбрасываемой с ОГ в ОС; $\delta_{\text{пов}}$ — доля теплоты от общего количества израсходованного топлива в режиме прогрева в одной и той же точке временного интервала, рассеиваемой в ОС боковой поверхностью двигателя; $\delta_{\text{нс}}$ — доля теплоты от общего количества израсходованного топлива в режиме прогрева в одной и той же точке временного интервала, приходящейся на несгоревшее топливо.

В первые секунды после пуска двигатель работает на максимальной подаче топлива (см. рис. 2). Количество несгоревшего топлива достигает 60–70 % и более [5]. Из выпускной трубы двигателя в большом количестве выбрасываются пары и капли несгоревшего топлива (дым серого или черного цвета).

К концу второй минуты работы двигателя количество несгоревшего топлива снижается до 20–25 %. По истечении 6 минут неполнота сгорания продолжает снижаться до 10,4 %. В то же время температура масла в поддоне достигает $5\text{--}7\text{ }^{\circ}\text{C}$, охлаждающей жидкости в головке блока — $4\text{--}6\text{ }^{\circ}\text{C}$ и топлива в проточке распы-

лителя — $3\text{--}5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Далее, процессы, характеризующие энергопотоки в период послепускового прогрева, постепенно стабилизируются.

По истечении 22-ой минуты прогрева температура жидкости в головке блока достигает $22\text{ }^{\circ}\text{C}$, а неполнота сгорания снижается до 8,2 %. Очевидно, что при снижении температуры ОС доля потерь с отработавшими газами будет возрастать и, наоборот, по мере увеличения температуры ОС — падать.

Выполненные расчеты по данным экспериментальных исследований показывают, что в первые 4–6 мин прогрева доля эксергии, рассеиваемой боковой поверхностью двигателя, практически равна нулю. Таким образом, после 6–8 мин прогрева и температуре ОС $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ коэффициент теплоиспользования достигает 52–53 %. Это означает, что по истечении 6 мин после пуска большая часть эксергии затрачивается на прогрев двигателя. Однако, лучшие автономные предпусковые подогреватели, например, «Webasto» имеют КПД до 90–92 %, что на 38–39 % больше коэффициента теплоиспользования двигателя в режиме прогрева. Увеличение коэффициента теплоиспользования возможно путем снижения потерь эксергии в ОС за счет уменьшения доли потерь от неполноты сгорания и с отработавшими газами (применения газо-жидкостных теплообменных аппаратов и улучшения процесса смесеобразования). Неполнота сгорания оказывает существенное влияние на коэффициент теплоиспользования, особенно в период пуска и первые 4–6 мин прогрева (см. рис. 2).

Таким образом, в результате проведенных аналитических и экспериментальных исследований установлено, что в первые минуты после холодного пуска двигатель работает неустойчиво с большими по величине внутренними потерями на трение, выбросом в ОС значительного количества продуктов неполного сгорания топлива, вредных для флоры и фауны веществ. Показатели, характеризующие эффективность процесса сгорания, начинают стабилизироваться через 4–6 мин работы двигателя в режиме прогрева и почти заканчиваются по истечению 8 мин. Следует отметить, что с понижением температуры ОС время стабилизации показателей процесса сгорания возрастает.

Большинство исследователей утверждают, что в это время смазка в сопряжениях трущихся поверхностей: гильза–поршень, поршневой палец–втулка головки шатуна, поршневой палец–бобышка поршня не поступает [11, 3].

Появление масляного тумана в картере двигателя, на что указывается во многих публикациях, фиксируется по истечении 6–8 мин после пуска. Незначительное количество исследователей ука-

зывают на время появления масла на поверхностях сопряжений ЦПГ по истечении 10 мин и более. За время задержки поступления смазки к трущимся поверхностям температура масла в поддоне и охлаждающей жидкости в головке блока достигает 6–10 °С. Неполнота сгорания топлива снижается до 10–11 %. При этом температура масла, вытекающего из коренных и шатунных подшипников, выше на 3–5 °С по сравнению с маслом в поддоне, что объясняется значительными потерями на трение в подшипниках. Кинематическая вязкость, при которой зафиксировано появление масла в узлах трения ЦПГ, находится в пределах 292–300 Сст.

Очень интересные результаты получены в ходе испытаний двигателя ЯМЗ-238 НБ. При заливке в сухой поддон картера двигателя горячего масла (70–80 °С) задержка поступления его к узлам трения составила всего 4–8 с. По сравнению с холодным пуском двигателя задержка масла сократилась в 70 раз. Время появления масляного тумана в картере двигателя составляет всего несколько секунд.

Обратим внимание еще раз на то, что при холодном пуске и последующем прогреве двигателя в очень сложных условиях работают сопряжения гильза–поршневое кольцо, палец–втулка головки шатуна и поршневой палец–бобышка поршня [11]. При этом кинематическая вязкость моторного масла может достигать $1 \cdot 10^3$ мм²/с и более.

В начальный момент прогрева после пуска масло, находящееся в шатунных и коренных подшипниках нагревается и довольно обильно вытекает из зазоров между шейками коленчатого вала и подшипниками. Далее стекает по внутренним стенкам картера в поддон в виде хорошо сформированных масляных жгутов диаметром до 15 мм, количество которых равно удвоенному числу шатунных и коренных шеек за минусом одной. Например, у двигателя Д-440 наблюдается 8 жгутов. Этот процесс напоминает картину, которая имеет место при переливании меда из одной посуды в другую (полная копия одного жгута).

С повышением температуры масляные жгуты начинают распадаться на более мелкие ручейки, которые, попадая в плоскость вращающихся масс, разбиваются на капли. Крупные капли под действием гравитационных сил падают в поддон картера. По мере прогрева масла его вязкость снижается.

При дальнейшем повышении температуры масла силы взаимодействия между молекулами уменьшаются настолько, что способствуют еще большему дроблению капель и насыщению ими воздушного пространства картера, в результате чего возникает масляный туман. Капли, витающие

в воздушном пространстве, теряют скорость и оседают на поверхностях пар трения, находящихся в картере двигателя.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя возрастает кинетическая энергия капель масла за счет удара вращающимися деталями КШМ, что способствует разрушению и дополнительному увеличению скорости полета капель по разным траекториям. Одновременно в картере двигателя повышается скорость движения воздушных масс, которые увлекают за собой более крупные капли, которые, разрушаясь, увеличивают концентрацию мелких капель в воздушном пространстве картера.

Обобщая результаты анализа ранних публикаций разных организаций, а также своих наблюдений и экспериментальных исследований, можно сделать вывод, что время, в течение которого появляется смазка в сопряжениях ЦПГ, укладывается во временной отрезок 6–8 мин [9].

А это означает, что перечисленные выше сопряжения, работающие в самом лучшем случае в условиях граничного или полусухого трения относительно длительный промежуток времени, должны подвергаться интенсивным износам. Тем более, что в этот промежуток времени двигатель загружен внутренними потерями на трение. И эти нагрузки велики. Надежная работа сопряжений ЦПГ в таких условиях маловероятна.

Можно предположить, что, по всей видимости, существуют другие факторы, компенсирующие негативные последствия задержки поступления смазки к трущимся поверхностям. Косвенным подтверждением существования такого варианта смазки могут быть результаты износных испытаний двух двигателей Д-240. Исследования величин и характера износов были выполнены в три этапа. Первый этап включал в себя 34 пуска-прогрева двух двигателей, оснащенных системами автоматического пуска, второй этап — 27 пусков-прогревов двигателя, оборудованного предпусковым подогревателем, третий этап — 100 пусков горячего двигателя и его последующую работу в течение двух минут. Пусковые испытания показали, что критических износов в сопряжениях ЦПГ не наблюдалось [12].

Что же получается: на трущихся поверхностях практически нет смазки, а величина износов изменилась незначительно.

Многие исследователи объясняют этот феномен наличием сохранившихся на трущихся поверхностях ЦПГ хемосорбированных и адсорбированных пленок на базе моторного масла. С этим частично можно согласиться. Но и по поводу того, что пленки не долговечны и в период межсменных стоянок легко разрушаются, тоже больших возражений нет. Кроме того, при пуске и прогреве

пленки, если они сохранились, в течение нескольких циклов просто выгорают. По логике сопрягаемые пары должны перейти в режим полусухого или даже сухого трения. А далее аварийная остановка двигателя. Но этого не происходит.

Объяснить это, на наш взгляд, можно следующим образом. В дизельном топливе присутствует химически активный элемент — сера. С одной стороны содержание серы в топливе нежелательно. Дело в том, что при окислении серы возникают кислотные остатки, которые, соединяясь с водой, образуют серную или сернистую кислоту. Наличие кислот вызывает коррозионный износ деталей и снижает моющие свойства моторных масел. Поэтому содержание серы в больших количествах нежелательно. В товарном дизельном топливе содержание серы ограничено на уровне не более 0,5 %.

Немаловажно, что при температурах -10 – 20 °С кинематическая вязкость зимнего топлива находится в пределах 507 Сст. Эта вязкость соответствует вязкости моторного масла при оптимальном температурном режиме.

С другой стороны, в камере сгорания работающего после холодного пуска двигателя остаются продукты неполного сгорания топлива, которые конденсируются на стенках верхней части цилиндров. Одновременно через неплотности в ЦПГ конденсат проникает в подпоршневое пространство, где часть оседает на стенках гильз, а другая часть увлекается перемещающимися массами воздуха и, потеряв скорость, оседает на поверхностях трения. В результате взаимодействия с поверхностью металлов образуются хемосорбированные и адсорбированные пленки. Наличие пленок обеспечивает приемлемые антифрикционные свойства в узлах трения. Эта способность химически активных элементов образовывать на поверхности трения модифицированные слои особо активно проявляется в момент значительного повышения температуры в зоне трения.

Таким образом, в результате проведенных аналитических и экспериментальных исследований установлено, что в первые минуты после холодного пуска двигатель работает неустойчиво с большими по величине внутренними потерями на трение, выбросом в ОС значительного количества продуктов неполного сгорания топлива, вредных для флоры и фауны веществ. Подтверждена задержка поступления масла для смазки деталей ЦПГ. Установлена и обоснована технологическая цепочка, которая позволяет сохранить ресурс деталей ЦПГ в результате временной задержки поступления масла в периоды пуска и прогрева.

Рекомендации производству

1. При холодном пуске без применения средств облегчения рекомендуется послепусковой прогрев в течение не менее 6–8 мин (время появления масляного тумана в картере, значительного снижения внутренних потерь в двигателе и неполноты сгорания).

2. При температурах окружающей среды ниже температуры холодного пуска рекомендуется предпусковая тепловая подготовка двигателя с помощью любого подогревателя минимум до 8 – 10 °С охлаждающей жидкости в головке блока.

Заключение

Разработана методика определения коэффициента теплоиспользования при прогреве после холодного пуска. Коэффициент теплоиспользования после 4–6 мин прогрева достигает 52–53 %. При этом, до 47–48 % потерь теплоты приходится на неполноту сгорания и отработавшие газы.

2. При холодном пуске в первые секунды прогрева из-за недостаточной активации не сгорает до 60–70 % топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания. Большая его часть выбрасывается в ОС в виде пара и других углеводородных соединений.

3. Двигатель сразу после пуска загружен внутренними потерями, которые могут достигать 70 % и более номинальной мощности, развиваемой им, что создает тяжелые условия для надежности работы кривошипно-шатунного механизма. Дополнительная полезная нагрузка может усложнить ситуацию.

4. Для сохранения ресурса двигатель после холодного пуска рекомендуется прогревать в течение 6–8 мин. В это время температура масла в поддоне и охлаждающей жидкости в головке блока достигает 8 – 10 °С, в картере появляется масляный туман, неполнота сгорания топлива снижается до 8,2 %.

5. Наиболее оптимальный вариант обеспечения готовности двигателя к работе при температурах ОС ниже гарантируемой температуры надежного холодного пуска — предпусковая тепловая подготовка охлаждающей жидкости в головке блока и масла в поддоне до 8 – 10 °С от постороннего источника теплоты.

Литература

1. Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill. 2019. 056 p.
2. Viskup R. Introduction to Diesel Emissions. IntechOpen. 2020. 19 p.
3. Суранов Г.И. Уменьшение износов автотракторных двигателей при пуске. М. : Колос. 1982. 143 с.

4. Крохта Г.М. Влияние смазки сопряжения гильза—кольца—поршень на пусковые качества автотракторного дизеля // Роль аграрной науки в устойчивом развитии сельских территорий: Сб. III Всероссийской (национальной) научной конференции (г. Новосибирск, 20 декабря 2018 г.) / Новосиб. гос. ун-т. - Новосибирск: ИЦ НГАУ «Золотой колос», 2018. 406 с.

5. Крохта Г.М. Особенности эксплуатации тракторов условиях низких температур: монография / Новосиб. гос. аграр. ун-т, Инженер. Ин-т, Новосибирск: ИЦ НГАУ «Золотой колос», 2017. 376 с.

6. Reiter M.S. The problem of cold starts: a closer look at mobile source emissions levels // Transportation Research Part D. 2016. № 43. С. 123–132.

7. Крохта Г.М. Эксергетический метод и критерии оценки готовности дизельного двигателя к пуску / Г.М. Крохта // Вестник НГАУ. 2012. № 1 (18), ч. 2. С. 132–135.

8. Крохта Г.М. Управление качеством процесса

смесеобразования в период пуска и послепускового прогрева дизельного двигателя // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2019. № 4. С. 3–11.

9. Микулин Ю.В., Карницкий В.В., Энглин Б.А. Пуск холодных двигателей при низкой температуре. М. Машиностроение, 1971. С. 131–136.

10. Балабин В.И., Васильев В.Н. Особенности применения термофорсирования топлива на локомотивных дизелях // Современные наукоемкие технологии. 2015. № 4. С. 107–113.

11. Семенов В.С. Режим смазки пар трения поршневое кольцо—цилиндровая втулка двигателя внутреннего сгорания // Двигателестроение. 1991. № 10. С. 19–23.

12. Крохта Г.М., Усатых Н.А. Закономерности пусковых и послепусковых износов двигателя 4Ч11,0/12,5 (Д-240) при безгаражном хранении машин // Достижения науки и техники АПК. 2017. Т. 31. № 5. С. 49–53.

УЧИТЕЛЬ, УЧЕНЫЙ, ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ДЕЯТЕЛЬ, ГРАЖДАНИН (к 100-летию со дня рождения Михаила Георгиевича Круглова)

*Р.З. Кавтарадзе, д.т.н., профессор; Д.О. Онищенко д.т.н., профессор
кафедра «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки»
МГТУ им. Н. Э. Баумана*

В сентябре 2021 года научно-техническая общественность и профессиональное сообщество отрасли двигателестроения России отметили 100-летие со дня рождения профессора Михаила Георгиевича Круглова — крупнейшего ученого и государственного деятеля Советской и Российской школы двигателестроения, лауреата Государственной премии СССР, кавалера орденов Дружбы народов и Трудового Красного знамени, заслуженного деятеля науки и техники Российской Федерации.

Научные труды проф. Круглова в области развития теории рабочих процессов поршневых ДВС благодаря их научному уровню и масштабности, до сих пор остаются актуальными и являются основополагающими в программах подготовки высококвалифицированных научных и конструкторских кадров отрасли двигателестроения.



Профессор М.Г. Круглов

В сентябре 2021 г. исполнилось 100 лет со дня рождения крупнейшего ученого и государственного деятеля Советской и Российской школы двигателестроения, лауреата Государственной премии СССР, кавалера орденов Дружбы народов и Трудового Красного знамени, заслуженного деятеля науки и техники Российской Федерации, доктора технических наук, профессора Михаила Георгиевича Круглова (10.09.1921–27.02.2004).

В 1938 г. поступив в МВТУ (ныне МГТУ) им. Н.Э. Баумана 17-летний парень из Ржевской области с первого курса обучения обратил на себя внимание и профессуры вуза, и однокурсников, как очень организованный и одаренный студент. Со второго курса студент-отличник подрабатывал чертежником на кафедре сопротивления материалов, чтобы помочь родителям — простым сельским труженикам.

В 1941–1944 гг. во время эвакуации МВТУ в Ижевск Михаил Георгиевич, как и все другие студенты, учился и работал на оборонном предприятии. Михаил Георгиевич со своим однокашником и другом, позже профессором МАДИ Виталием Ивановичем Трусковым (1920–2005), а также с другими сокурсниками, собрали деньги из своих скудных студенческих стипендий и заработков и перечислили их на построение

танка, за что получили письмо благодарности от Верховного Главнокомандующего Вооруженными Силами СССР. Хозяйка, у которой студенты за крохи снимали квартиру, прочитав об этом в газете, удивлялась: «вот тебе и студенты, денег на квартплату нет, а танк покупают!».

В Ижевске Михаил Георгиевич познакомился со своей будущей женой Ниной Григорьевной, имевшей также ржевские корни и эвакуированной из блокадного Ленинграда. После возвращения МВТУ в Москву, когда Михаил Георгиевич был студентом 5-го курса, они обвенчались. Скоро у них родилась дочь Лариса, ставшая впоследствии преподавателем Высшего музыкального училища им. Гнесиных. Сама Нина Григорьевна позже преподавала на кафедре черчения в МВТУ.

Известно, что Вторая мировая война была, прежде всего, войной моторов. СССР вышел победителем из этой войны благодаря созданию лучших танковых и авиационных двигателей. Свой весомый вклад в победу над гитлеровской Германией внесли созданные в МВТУ перед войной (в 1936 г.) кафедры «Тяжелые двигатели» и «Легкие двигатели». Последняя в 1938 г. получила название «Двигатели боевых и транспортных машин» и возглавил ее крупный ученый в области прочности и газообмена ДВС Андрей Сергеевич

Орлин (1902–1988) — учитель и научный руководитель М. Г. Круглова.

С середины 1950 гг. из-за непродуманной политики тогдашних властей советское двигателестроение, как и другие отрасли промышленности, стали сдавать свои позиции, а авиационное поршневое двигателестроение было закрыто (в настоящее время оно реанимируется в ГНЦ ЦИАМ).

На последнем курсе обучения Михаил Георгиевич включился в активную научную работу под руководством А.С. Орлина. Закончив в 1944 г. с отличием МВТУ Михаил Георгиевич поступил в аспирантуру, после окончания которой защитил кандидатскую диссертацию. В августе 1949 г. он был откомандирован в Запорожский институт сельскохозяйственного машиностроения, где исполнял обязанности заведующего кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания». На кафедру МВТУ «Комбинированные двигатели внутреннего сгорания», возглавляемую его учителем А.С. Орлиным, он вернулся только в 1954 г. Позже Михаил Георгиевич считал, что причиной такой долгой «командировки» мог стать некоторый «изъясн», обнаруженный спец. органами в биографии или его родителей, или родителей его супруги.

В 1963 г. Михаил Георгиевич защитил в МВТУ докторскую диссертацию, которая стала пионерской работой по нестационарной газодинамике поршневых двигателей. Развивая это научное направление он прошел славный путь, став профессором (1963–2004), затем деканом факультета (1964–1966) и, наконец, заведующим кафедрой (1975–1988) в своей Альма-матер.

Профессор М.Г. Круглов — автор научных работ, сыгравших важную роль в развитии современной теории поршневых двигателей. Прежде всего, следует отметить его известную монографию «Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей (процессы газообмена)» (Москва : Машиностроение. 1963. 273 с.). В этой работе М.Г. Круглов не только развил методы расчета органов газораспределения двухтактных двигателей, разработанные его учителем А.С. Орлиным, а на новом современном уровне поставил и решил задачи одномерной нестационарной газодинамики, опираясь на численно-графический метод характеристик. Как следует из названия книги «Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей», автор четко разделяет функции этих наук при исследовании процессов в цилиндре и в системах двигателей. В то время, когда методы решения трехмерных нестационарных задач еще не были разработаны, что в значительной степени было обусловлено отсутствием мощных компьютерных технологий, а бесперспективность

(с точки зрения практической значимости) постановки одно- и двумерных задач для внутрицилиндровых процессов была очевидна, М.Г. Круглов принял единственно правильное решение: использовать термодинамический, т. е. нульмерный подход для определения параметров рабочего процесса, необходимых для исследования процессов газообмена в целях определения граничных условий со стороны цилиндра при решении задач одномерного нестационарного течения идеального (невязкого) сжимаемого газа в системах впуска и выпуска. Эта книга стала настольной для специалистов, занимающихся созданием двухтактных двигателей, а ее автор профессор М.Г. Круглов и его школа — бесспорными лидерами в области нестационарной газодинамики при расчете процессов газообмена в двухтактных ДВС. Чуть позже это лидерство еще раз было подтверждено изданием совместной со своим учителем монографии: Орлин А.С., Круглов М.Г. «Комбинированные двухтактные двигатели». (Москва : Машиностроение. 1968. 576 с.), которая, как впоследствии отмечал профессор кафедры Н.А. Ивашенко, в теории рабочих процессов занимает особое место по актуальности, научному уровню и масштабности [1].

Следует отметить, что М.Г. Круглов всегда был сторонником использования современных методов прикладной математики в развитии теории поршневых двигателей. Под его руководством была выполнена работа [2], в которой для решения задач теплообмена ДВС впервые был применен метод контрольных объемов, наиболее распространенный в настоящее время среди численных методов решения задач тепло- массообмена и гидрогазодинамики.

М.Г. Круглов был одним из авторов и редактором первой монографии [3], изданной в СССР по проблемам создания теории двигателя с внешним подводом теплоты (двигателя Стирлинга), а также инициатором открытия соответствующей специализации в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Заметим, что в настоящее время интерес к альтернативным источникам энергии, в частности к двигателям Стирлинга, заметно возрастает.

Замечательным результатом научно-педагогической деятельности прекрасного тандема учителя и ученика — А.С. Орлина и М.Г. Круглова является последнее 4-е издание 4-х томного учебника по ДВС, вышедшего в 1983 г. под их редакцией. Следует подчеркнуть, что предыдущее издание этого четырехтомного учебника в 1974 г. было удостоено Государственной премии СССР. Учебник долгое время был настольной книгой студентов, аспирантов, исследователей и конструкторов ДВС. Если судить по методологии его построения, имея в виду дифференцированный

подход при описании рабочего цикла в виде отдельных последовательных процессов впуска, сжатия, сгорания—расширения и выпуска, когда конечные результаты расчета одного процесса являются начальными условиями последующего, можно утверждать, что книга написана в развитие основополагающего метода расчета рабочего процесса ДВС Гриневецкого—Мазинга. Более того, в этой книге метод Гриневецкого—Мазинга достиг своего апогея.

В результате своей научно-преподавательской деятельности профессор М.Г. Круглов создал всемирно известную научную школу нестационарной газодинамики ДВС, научно-исследовательские работы которой он обобщил в более, чем 260 опубликованных работах, в том числе 45 учебниках и монографиях. Под его руководством подготовлено 50 кандидатов и 10 докторов технических наук. Практически все ныне действующие профессора кафедры комбинированных двигателей и альтернативных энергоустановок (Э2) МГТУ им. Н.Э. Баумана — ученики Михаила Георгиевича. Сам он был прекрасным педагогом и все его ученики хорошо помнят содержательные лекции по газовой динамике, которые он читал исключительно без «шпаргалки» и вдохновенно, его умение предельно ясно излагать сложнейшие вопросы этой интересной науки. Он неоднократно побеждал в традиционных в МГТУ конкурсах на звание лучшего преподавателя года.

Профессором М.Г. Кругловым был создан свой стиль воспитания молодых научных кадров. Своих аспирантов, задавая им направление работы, не ограничивал в выборах методов решения поставленных задач, всегда поощрял нестандартные подходы к их решению, даже если они не соответствовали его взглядам по данной проблеме. Он считал, что в науке все методы имеют право на существование, главное, чтобы они давали правильные и адекватные практике результаты. Перед каждой аттестацией он требовал от аспирантов представить полностью оформленное содержание запланированной части диссертации. Огромная эрудиция позволяла ему рукописи статьи, научных отчетов и диссертации учеников и сотрудников читать и редактировать практически мгновенно, вводить правки, способствующие пониманию содержания работы.

В МГТУ им. Н. Э. Баумана М.Г. Круглов организовал постоянно действующий, всесоюзный научный семинар по развитию комбинированных двигателей, на котором докладывались практически все новые достижения советских ученых, конструкторов и производителей поршневых ДВС. Выступление на семинаре считалось честью, что было обусловлено, прежде всего, высоким

научным авторитетом его руководителя. Он прилагал большие усилия для воспитания высококвалифицированных специалистов на Украине, в Грузии, Казахстане, Татарстане и других республиках, где его воспитанники после обучения в аспирантуре и защиты диссертации возглавляли кафедры, конструкторские бюро и предприятия. Ему было присвоено звание заслуженного деятеля науки Грузии.

Отдельно следует отметить роль профессора М.Г. Круглова, как крупного организатора науки. В феврале 1978 г. он был назначен заместителем Председателя Государственного комитета СССР по науке и технике (ГКНТ), где более 10 лет курировал важнейшие направления новых и перспективных технологий развития двигателестроения. Современному человеку, чтобы осознать ответственность и важность этой должности, следует знать, что Председатель ГКНТ автоматически занимал пост одного из заместителей Председателя Совета министров СССР, т. е. в сегодняшней иерархии пост вице-премьера правительства. Этим советское руководство подчеркивало свое отношение к науке. Несмотря на занятость Михаила Георгиевича на правительственной работе, он не прерывал связи с МВТУ. Каждую субботу он старался приходить на кафедру, где обсуждал проблемы ее развития, уделяя особое внимание ее лабораторной базе. При его поддержке, кроме традиционной учебной лаборатории, на кафедре были созданы одна проблемная и две отраслевые лаборатории. Общая численность сотрудников кафедры, включая эти лаборатории составляла 140 человек, постоянно занятых и привлекаемых для решения проблем ведущих двигателестроительных предприятий, таких как Коломенский завод, Ярославский моторный, Брянский машиностроительный, Камский автомобильный и Владимирский тракторный заводы, завод им. Малышева в Харькове, завод «Звезда» в Ленинграде и др.

После ухода на пенсию в 1988 г. Михаил Георгиевич до 1996 г. работал Советником Министра науки и технической политики СССР, при этом до конца своей жизни оставался профессором родного МГТУ.

Строгий и неуступчивый в научных дискуссиях, требовательный и четкий в работе, всегда готовый к поддержке и помощи молодым, начинающим ученым, в повседневной жизни он был добрым и жизнерадостным человеком с хорошим чувством юмора. Часто своих учеников он приглашал на дачу, где после работы на садовом участке за ужином после стакана сухого или рюмочки коньяка распевал своим баритоном русские народные песни, и конечно свою любимую «Ва-

сильки». Никогда, даже на правительственной работе, он не забывал поздравить сотрудников МГТУ с Днем рождения, юбилеем и другими праздниками, а женщин с Праздником 8 марта, чем заслужил большое уважение коллектива университета.

Каждый год в первую субботу июля Михаил Георгиевич приезжал в Ржев на встречу с одноклассниками, среди которых были участники войны, крестьяне, рабочие, инженеры, педагоги и др. Эти встречи были полны воспоминаниями школьных лет, тяжелых времен коллективизации и индустриализации, Великой отечественной войны и послевоенного времени, при этом, они сопровождались юмором и весельем, песнями и танцами времен их молодости. Большинство одноклассников проживало и работало в Ржевской области, при этом они часто обращались к Михаилу Георгиевичу за помощью для решения различных местных проблем, которые он после приезда в Москву, как правило, решал по мере возможности.

Михаил Георгиевич Круглов скончался в конце февраля 2004 г., спустя месяц после смерти своей жены. Супруги Кругловы похоронены

в Москве, на Кунцевском кладбище рядом с матерью Михаила Георгиевича — Екатериной Андреевной.

Все, кто учился у профессора М.Г. Круглова, работал с ним, помнят его как крупного ученого и организатора науки, честного, принципиального и порядочного человека, прекрасного семьянина и жизнерадостного человека, всегда вызывающего уважение и любовь окружающих его людей. Память о нем навсегда остается в наших сердцах.

Литература

1. *Иващенко Н.А.* 100 лет специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в МГТУ им. Н.Э. Баумана (монография). Москва : МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2007. 296 с.
2. *Круглов М.Г., Кавтарадзе Р.З.* Краевые задачи теплопроводности для транспортных энергетических установок и их решение численным методом // Известия Академии Наук СССР, Энергетика и транспорт. 1989. № 5. С.149–157.
3. *Даниличев В.Н., Ефимов С.И., Звонов В.А., Круглов М.Г., Шувалов А.Г.* Двигатели Стирлинга. Москва : Машиностроение. 1977. 150 с.

САЖЕОБРАЗОВАНИЕ В ДВС (по материалам конгресса CIMAC)

К числу вредных выбросов от судовых дизелей относятся NO_x , SO_x и твердые частицы. Нормативы IMO Tier II по выбросам NO_x , вступившие в силу 01 января 2011, впоследствии были снижены до уровня Tier III. Что касается снижения выбросов частиц, то для этого были предприняты действия, направленные на снижение допустимого содержания серы в дизельном топливе. Нормы выбросов судовыми двигателями частиц, содержащих черный углерод, существенно снизились, особенно для высокооборотных регионов. Вот почему особенно важно понять механизмы образования и выброса частиц судовыми двигателями, а также влияние условий измерения на полученные результаты. В данном исследовании измерение массовой концентрации и распределение частиц по размерам производилось для двух типов судовых дизелей, а именно, для высокооборотного двигателя 3L13AHS мощностью 73,55 кВт и малооборотного двигателя 3UEC33LSII-Eco мощностью 1275 кВт. При этом измерение распределения частиц по размерам производилось двумя способами — методом горячего разбавления и методом разбавления с охлаждением. В первом случае отработавшие газы разбавлялись горячим воздухом. В испытаниях использовалось морское дизельное топливо двух типов — малосернистое (содержание серы 0,089 %) и высокосернистое (содержание серы 0,73 %). Массовая концентрация частиц измерялась с помощью системы разбавляющего туннеля (по ISO 8178-1). При этом частицы с помощью экстрактора Сокслета разделялись на две группы — растворимые органические вещества (SOF — Soluble organic fraction) и нерастворимые органические вещества (ISF — Insoluble organic fraction). Размеры частиц определялись с помощью сканирующего измерителя подвижности частиц (SMPS — Scanning mobility particle sizer) и электрического импактора низкого давления (ELPI — Electric low pressure impactor). Исследовалось влияние степени разбавления ОГ и температуры разбавляющего воздуха на распределение частиц по размерам и их массовую концентрацию. При этом были получены следующие результаты.

1. При измерениях с помощью SMPS в условиях эксперимента диаметр частиц не превышал 100 нм.
2. При сравнении распределения частиц по размерам, измеренного методом горячего разбавления и методом разбавления с охлаждением, установлено возникновение капель летучих компонентов внутри разбавительного туннеля.
3. В двухтактных двигателях при повышении нагрузки размеры частиц увеличиваются, что можно объяснить их коагуляцией, вызванной броуновским движением.
4. В случае использования ELPI распределение частиц по размерам носит бимодальный характер, выявляемый при анализе весовой концентрации.
5. Количество частиц диаметром до 100 нм в отработавших газах четырехтактных двигателей выше, чем в двухтактных.

Проблема глобального потепления, вызванная выбросами в атмосферу двуокиси углерода при сжигании минерального топлива требует принятия срочных мер. Не менее серьезную проблему представляет собой истощение ресурсов ископаемого топлива, в связи с

чем вызывает интерес использование в качестве альтернативы биотопливо из растительных масел. Выполнены многочисленные систематические исследования, связанные с изучением экономических и экологических характеристик двигателей, работающих на биодизеле, а также особенности сгорания таких биотоплив, как метиловый эфир пальмового масла (PME), метиловый эфир кокосового масла (CME) и метиловый эфир рапсового масла (RME). Однако, поскольку биодизель состоит из нескольких видов метилового эфира жирных кислот (FAME), определить основные факторы, влияющие на характеристики сгорания биодизеля довольно трудно. Поэтому в настоящей работе исследовались несколько видов FAME, входящих в состав биодизеля. С целью более детального изучения этих характеристик использовалась визуализация факела сгорания биодизеля в специальной камере сгорания постоянного объема под высоким давлением. Температура пламени и концентрация сажи анализировались двухцветной оптической пирометрии методом светящегося излучения пламени. Необходимые условия внутри камеры сгорания — высокое давление и высокая температура — создавались за счет сжигания водорода в обогащенной кислородом смеси с воздухом. Состав смеси подбирался таким образом, чтобы к концу сгорания водорода концентрация кислорода в камере оказалась на заранее заданном уровне. По окончании сгорания водорода в камеру впрыскивалось топливо, в момент, когда давление в нем достигало заданного уровня, при этом регистрировалось излучение горящего факела. Для подачи топлива использовалась разработанная авторами аккумуляторная система впрыска с электронным управлением. Давление и температура в камере устанавливались на уровне 3 МПа и 985 К соответственно. Регистрация процесса горения факела производилась с помощью высокоскоростной цветной видеосъемки, а двумерное распределение температуры и сажи в пламени определялось с помощью двухцветной оптической пирометрии. В настоящей работе исследовались следующие виды FAME: метиловый эфир лауриновой кислоты, метиловый эфир олеиновой кислоты, метиловый эфир линоленовой кислоты, основные компоненты CME, PME and RME. Кроме того исследовался еще один вид биодизеля, а именно, метиловый эфир масла из семян каучука. Основываясь на данных систематического экспериментального изучения горения смесей с различным содержанием исследуемого FAME. Получены характеристики их воспламенения и сгорания. Было установлено, что при температуре в камере порядка 1000 К вид топлива и содержание FAME в смеси на задержку самовоспламенения почти не влияют. Несмотря на то, что температура пламени заметно падает при снижении содержания кислорода в камере, ее изменения в зависимости от вида топлива и содержания FAME очень малы. По сравнению с дизелем при сгорании FAME образуется меньше сажи вследствие большого содержания в их составе кислорода. При этом сажеобразование зависит от вида топлива. При уменьшении концентрации кислорода в смеси сажеобразование увеличивается, однако это увеличение не столь интенсивно даже при малом количестве кислорода в камере вследствие высокого его содержания в составе FAME

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ТВЕРДЫЕ ЧАСТИЦЫ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ: ХАРАКТЕРИСТИКИ И МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ

*Hidetsugu Sasaki, Tatsuro Tsukamoto,
Tokyo University of Marine Science and Technology*

Введение

Благодаря высокому КПД дизели стали основным видом энергетических установок на судах. В то же время они являются источником

вредных выбросов, таких как NO_x , SO_x и твердые частицы (PM). Последние оказывают особенно сильное негативное воздействие на здоровье людей и окружающую среду.

В последнее время установлено, что неблагоприятное воздействие на человеческий организм оказывают мелкие частицы. Поэтому особое значение приобретают вопросы измерения распределения частиц по размерам и их численной

концентрации. Для этого используются системы измерения с разбавляющим тоннелем, регламентированные стандартом ИСО 8178-1[1].

Согласно методике ИСО 8178-1, твердые частицы, содержащиеся в отработавших газах собираются на бумажном фильтре, после чего измеряется их весовая концентрация. Частицы делятся на растворимую и нерастворимую органические фракции (соответственно SOF и ISF). РМ в отработавших газах судовых двухтактных двигателей содержат большое количество летучих веществ и отличаются высокой концентрацией SOF [2]. Также большое количество SOF содержат РМ отработавших газов четырехтактных двигателей, работающих в качестве приводов дизель-генераторов [3]. Как установлено, большая часть SOF состоит из летучих веществ, которые при нормальных атмосферных условиях конденсируются. Концентрация и распределение частиц по размерам сильно зависят от агрегатного состояния летучих веществ, что при измерениях количества РМ необходимо учитывать [4, 5]. При охлаждении отработавших газов, содержащих летучие вещества, имеет место нуклеация (зарождение капель). При достаточно большой концентрации летучих веществ нуклеация происходит и без охлаждения. При разбавлении ОГ ситуация меняется [6]. Для снижения влияния нуклеации на результаты измерений используется метод высокотемпературного (горячего) разбавления, который характеризуется большой степенью разбавления ОГ горячим воздухом. При использовании системы разбавляющем тоннеле отработавшие газы разбавляются и охлаждаются воздухом нормальной температуры, а степень разбавления достаточно низкая. Интенсивная нуклеация происходит в разбавляющем тоннеле. В ходе настоящего исследования выполнялись измерения концентрации РМ и распределения по размерам частиц, содержащихся в отработавших газах судовых двигателей. В этих экспериментах были задействованы два типа двигателей: двухтактный малооборотный судовый двигатель 3UEC33LSII-Eco и четырехтактный высокооборотный судовый двигатель 3L13AHS. Для измерения РМ использовались два метода разбавления отработавших газов: стандартный метод разбавляющего тоннеля и метод горячего разбавления. В качестве топлива использовались морское дизельное топливо (MDO) и малосернистое топливо.

Опытная установка и методика эксперимента Двигатели, использованные в экспериментах Двухтактный судовый дизель

Технические характеристики двухтактного двигателя приведены в табл. 1. Дизель типа 3UEC33LSII-Eco был разработан «Mitsubishi

Таблица 1

Технические характеристики стендового двигателя (двухтактный судовый дизель)

Тип двигателя	3UEC33LSII-Eco
Диаметр цилиндра, мм	330
Ход поршня, мм	1050
Число цилиндров	3
Номинальная мощность, кВт	1275
Номинальная скорость, об/мин	162



**Рис. 1. Двигатель для испытаний
типа 3UEC33LSII-Eco**



Рис. 2. Машинное отделение

Heavy Industries» и построен «Akasaka Diesels» (Япония). Максимальная мощность этого трехцилиндрового двигателя составляет 1275 кВт при 162 об/мин. Системы топливоподдачи, смазки цилиндров и привода выпускных клапанов этого дизеля имеют электронное управление. Двигатель установлен на испытательном стенде. На рис. 1 и 2 соответственно показаны фото двигателя и машинного отделения.

Судовой четырехтактный дизельный двигатель

В табл. 2 приведены технические характеристики четырехтактного испытательного двигателя модели 3L13AHS изготовленного «Niigata power systems» (Japan). Это трехцилиндровый двигатель мощностью 73,55 кВт при 1200 об/мин.

Таблица 2

**Технические характеристики стендового двигателя
(четырёхтактный судовой дизель)**

Тип двигателя	3L13AHS
Диаметр цилиндра, мм	130
Ход поршня, мм	160
Число цилиндров	3
Номинальная мощность, кВт	73,55
Номинальная скорость, об/мин	1200

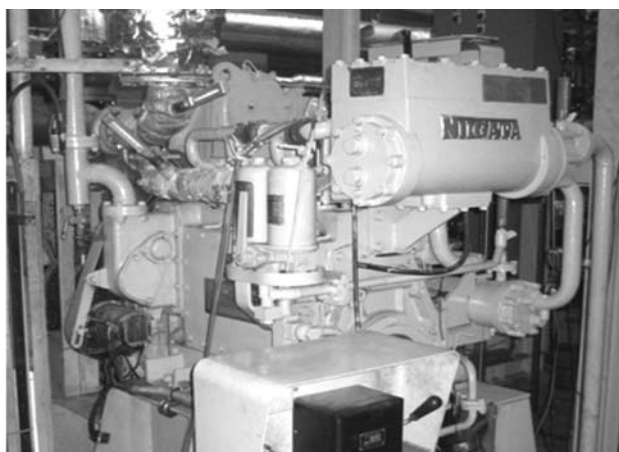


Рис. 3. Экспериментальный двигатель (3L13AHS)

Общий вид двигателя на испытательном стенде показан на рис. 3.

**Общая характеристика системы измерения РМ
Метод разбавляющего тоннеля**

На рис. 4 показана схема экспериментальной установки, в основе которой лежит метод разбавляющего тоннеля. Метод состоит в том, что измеряется вес и плотность РМ с помощью фильтра, а также измерение распределения частиц по размерам. Часть отработавших газов двигателя подается в разбавляющий тоннель через подводящую трубку. После очистки разбавляющего воздуха с помощью высокоэффективного фильтра частиц (НЕРА) он поступает в тоннель, где смешивается с отработавшими газами. Степень разбавления рассчитывается по соотношению концентрации CO_2 в отработавших

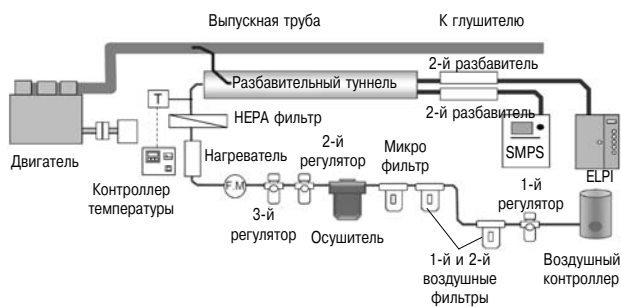


**Рис. 4. Экспериментальная установка
с разбавительным тоннелем**

газах до и после разбавления. Измерение концентрации CO_2 выполняется недисперсным инфракрасным детектором-измерителем (CGT-7000, Shimadzu).

Весовая концентрация РМ измерялась методом разбавляющего тоннеля в соответствии с ИСО 8178-1. Разбавленные отработавшие газы подаются в корпус фильтра, где частицы РМ собираются на фильтре, выполненном из боросиликатной микрофибры, усиленной PTFE. Вес РМ вычисляется как разность веса фильтра до и после фильтрации.

Для измерения распределения частиц РМ по размерам использовались: измеритель SMPS (Scanning Mobility Particle Sizer), диапазон размеров частиц 10,4–469,8 нм, разрешение — 54 канала, и импактор (Electrical Low Pressure Impactor, DEKATI), диапазон размеров частиц 29–100.10 нм, разрешение — 12 ступеней. SMPS классифицирует частицы по их диаметру и подвижности. Он состоит из дифференциального анализатора подвижности (DMA — Differential Mobility Analyzer) и счетчика конденсации частиц (Butanol CPC — Condensation Particle Counter). Затем численная концентрация частиц измеряется с помощью CPC. ELPI состоит из коронного разрядника, 12-ступенчатого импактора низкого давления и многоканального электрометра. Частицы разделяются по размерным диапазонам в зависимости от их аэродинамического диаметра в импакторе низкого давления. В процессе измерения размеров частиц отработавшие газы разбавляются дважды, сначала — в разбавляющем тоннеле, затем — в дилуторе. Во вторичном дилуторе используется эжекторная система разбавления FPS-4000, DEKATI.

Метод горячего разбавления

На рис. 5 показана опытная установка для измерения частиц методом горячего разбавления, который заключается в том, что для разбавления отработавших газов используется аппарат с вращающимся диском (типа MD19-3E производства Matter aerosol). Часть отработавших газов отбирается и отводится в устройство разбавления через соединительную трубку с гибким обогревателем, обеспечивающим изоляцию и нагрев отводимых

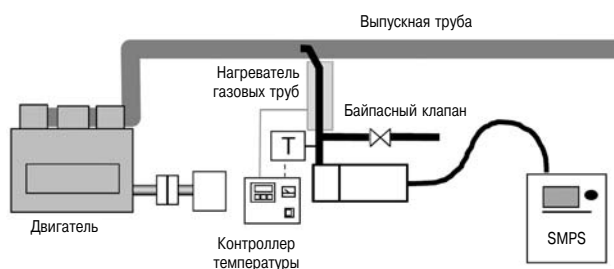


**Рис. 5. Экспериментальная установка
для измерения частиц методом горячего разбавления**

газов. Температура разбавляющего воздуха в устройстве равна 423 К. Измерение распределения частиц по размерам и их концентрации производится с помощью SMPS.

Топливо

В испытаниях использовалось топливо двух видов: малосернистое MDO с содержанием серы 0,09 % и высокосернистое MDO с содержанием серы 0,73 %. Технические характеристики топлив приведены в табл. 3.

Таблица 3

Характеристики топлива

	MDO (мало- сернистое)	MDO
Удельная плотность (при 288 К), г/см ³	0,869	0,873
Кинетическая вязкость (при 323 К), мм ² /с	2,717	2,749
Зольность, % массы	0,001	0,001
Содержание серы, % массы	0,09	0,73
Высшая теплотворная способность, кДж/кг	45 220	44 940

Результаты исследования PM в отработавших газах двухтактного судового дизеля

Весовая концентрация PM в отработавших газах

Концентрация PM в отработавших газах судового двухтактного дизеля измерялась при нагрузках 25, 50, 75 и 100 %. Измерения выполнялись с использованием разбавляющего тоннеля при работе двигателя на MDO. Изменение концентрации PM в отработавших газах в зависимости от нагрузки двигателя показано на рис. 6. По оси абсцисс отложена нагрузка двигателя, а по оси ординат — вес PM, в кубометре отработавших газов при нормальных условиях. При увеличении нагрузки концентрация PM соответственно растет, достигая максимума при нагрузке 75 %, затем она начинает падать.

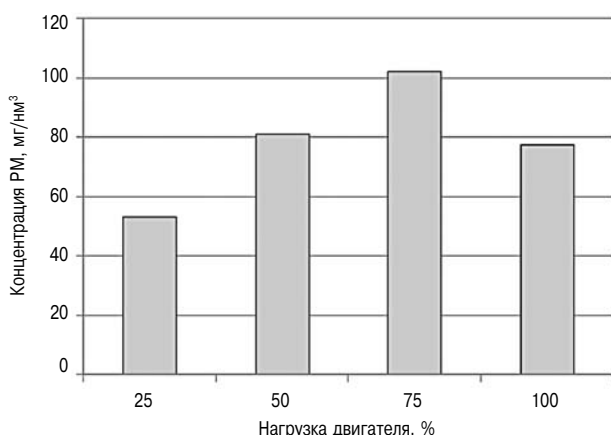


Рис. 6. Изменение концентрации PM в зависимости от нагрузки двигателя

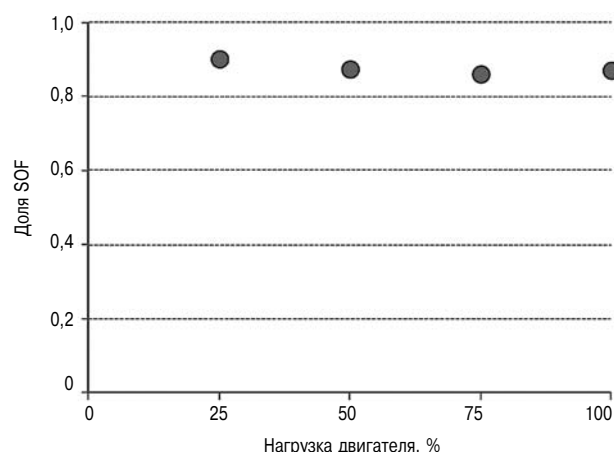


Рис. 7. Изменение доли SOF в PM в зависимости от нагрузки двигателя

На рис. 7 показано изменение долей SOF в PM в зависимости от нагрузки двигателя. Эта доля остается высокой во всем диапазоне нагрузок двигателя. В двухтактных судовых двигателях она, как правило, превышает 0,8.

Распределение по размерам PM содержащихся в отработавших газах

Размерное распределение частиц PM, содержащихся в отработавших газах двухтактного судового дизеля, измерялось методом горячего разбавления. Степень разбавления изменялась в пределах от 200 до 1000, при этом температура воздуха для разбавления поддерживалась на уровне 423 К.

На рис. 8 показано соотношение между размером частиц и концентрацией PM в отработавших газах при нагрузке двигателя 25 %. Диаметр большинства частиц в отработавших газах не превышает 100 нм. Максимальное значение концентрации увеличивается с ростом степени разбавления. Это объясняется тем, что повышение степени разбавления способствует нуклеации

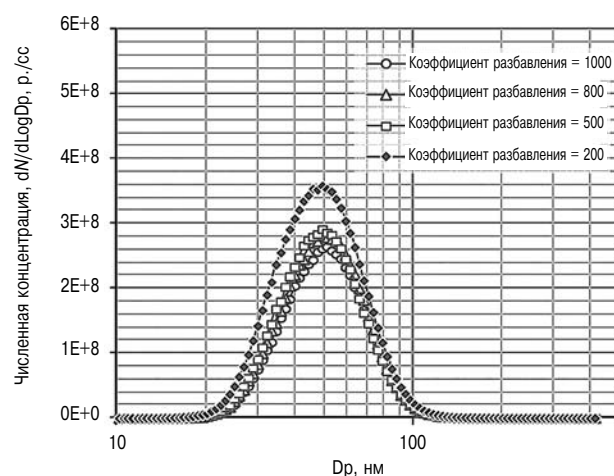


Рис. 8. Соотношение между размерами частиц и концентрацией PM при нагрузке 25 %

летучих фракций. Характеристический диаметр, при котором концентрация достигает максимума, составляет примерно 50 нм.

На рис. 9 показано соотношение между размером частиц и численной концентрацией РМ в отработавших газах при нагрузке 100 %. Диаметр частиц не превышает 200 нм. При уменьшении степени разбавления максимальная величина численной концентрации возрастает. Модальный диаметр частиц при нагрузке 100 % составляет порядка 70 нм, т. е. больше, чем при нагрузке 25 %.

Численная концентрация РМ диаметром менее 450 нм измерялась с помощью SMPS. На рис. 10 показано изменение общей численной концентрации (PN) РМ в отработавших газах двухтактного дизеля в зависимости от нагрузки двигателя. Общая численная концентрация изменялась методом горячего разбавления. Степень разбавления отработавших газов составляла 1000 при температуре разбавляющего воздуха 423 К. При использовании метода горячего разбавления

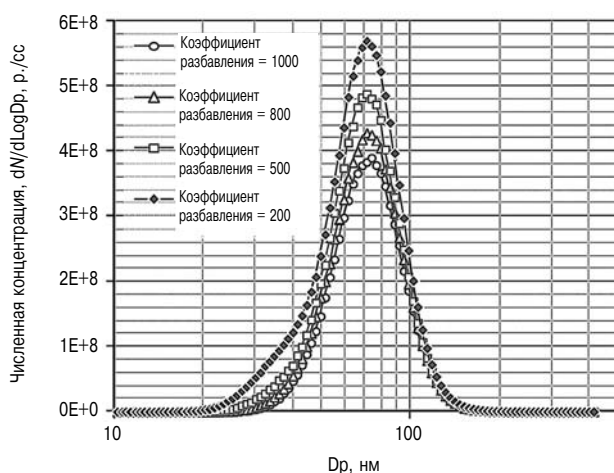


Рис. 9. Соотношение между размерами частиц и численной концентрацией РМ при нагрузке 100 %

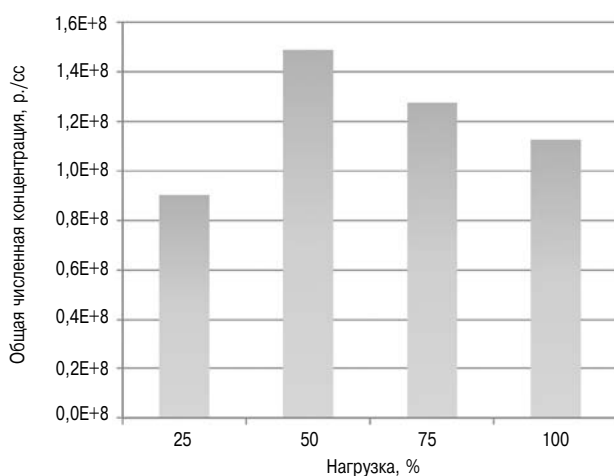


Рис. 10. Изменение общей численной концентрации РМ в зависимости от нагрузки двигателя

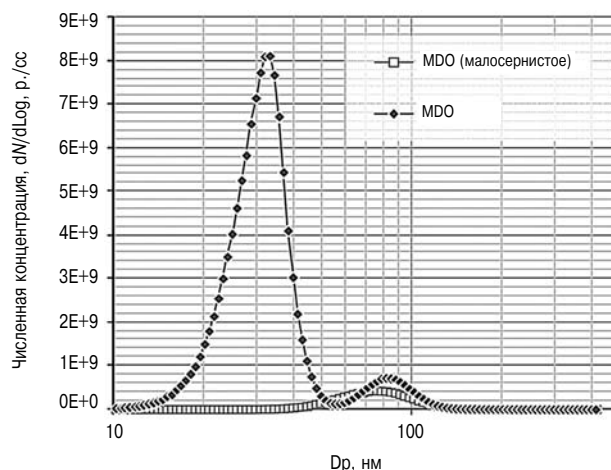


Рис. 11. Соотношение между размером частиц и численной концентрацией РМ

на результаты измерений оказывает влияние броуновская коагуляция, поэтому они отличаются от вышеупомянутых результатов измерения массовой концентрации.

На рис. 11 показано соотношение между размером частиц и численной концентрацией РМ в отработавших газах двухтактного дизеля при работе на двух видах топлива (MDO ($S = 0,73 \%$), малосернистое MDO ($S = 0,09 \%$). В эксперименте нагрузка двигателя составляла 75 %, а численная концентрация изменялась методом горячего разбавления. Степень разбавления отработавших газов составляла 1000 при температуре разбавляющего воздуха 423 К.

Распределение численной концентрации при работе двигателя на MDO показывает, насколько значителен этот показатель по сравнению с работой на малосернистом MDO. Следует отметить, что распределение имеет два пика, один — для частиц размером порядка 30 нм, второй — для частиц размером порядка 80 нм. При работе на малосернистом MDO распределение носит одно-модальный характер, размером частиц — порядка 80 нм. Этот диаметр совпадает с диаметром частиц на большем пике при работе на MDO. Результаты эксперимента показывают, что содержание серы в топливе оказывает заметное влияние на результаты измерения численной концентрации РМ.

Измерение распределения численной концентрации частиц с помощью ELPI

Отбор проб отработавших газов дизеля производится методом разбавляющего тоннеля. Классификация частиц по аэродинамическому диаметру производилась с помощью импактора ELPI. Распределение концентрации РМ по размерам частиц определялось при четырех значениях нагрузки двигателя.

На рис. 12 показано соотношение между размерами частиц и их численной концентрацией,

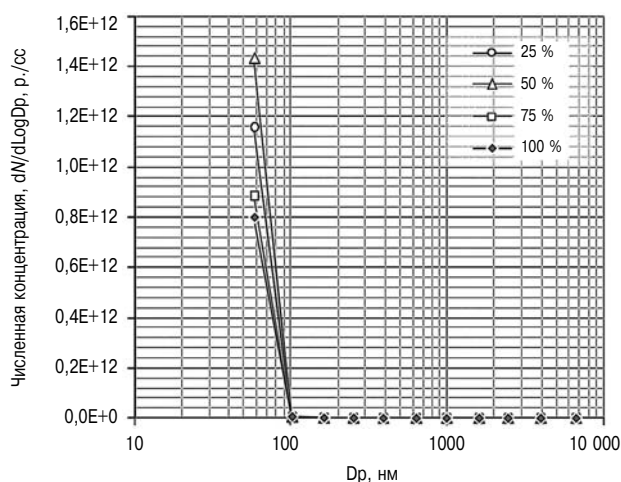


Рис. 12. Соотношение между размерной и численной концентрациями РМ, измеренными с помощью ELPI

измеренными с помощью ELPI. Степень разбавления ОГ (в разбавляющем тоннеле) составляла примерно 10. Степень разбавления во вторичном разбавляющем устройстве была задана на уровне порядка 85. Размеры РМ в отработавших газах двухтактного судового дизеля оставались в пределах 100 нм при всех значениях нагрузки. Численная концентрация РМ размером более 100 нм была незначительной. Затем численная концентрация была пересчитана в массовую, в предположении, что все частицы имеют форму идеального шара, а их плотность составляет 1,0 г/см³. Соотношение между размерной и массовой концентрациями РМ показано на рис. 13.

Поскольку мелкие частицы весят мало, а крупные много, крупные РМ даже в малой концентрации обладают значительным весом. Кроме того, распределение по массовой концентрации является бимодальным.

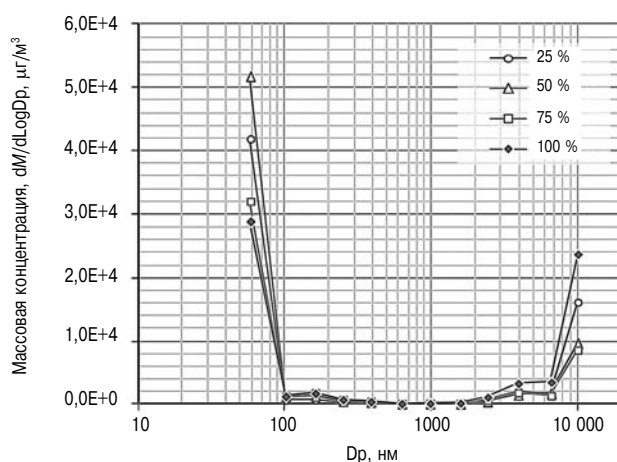


Рис. 13. Соотношение между размерной и массовой концентрациями РМ, измеренными с помощью ELPI

РМ в отработавших газах судового четырехтактного дизеля

Измерение распределения частиц РМ методом разбавляющего тоннеля

Распределение частиц РМ измерялось с использованием SMPS разбавляющего тоннеля. Температура разбавляющего воздуха последовательно устанавливалась на уровне 293, 303 и 313 К. Двигатель работал в генераторном режиме на скорости 1200 об/мин, нагрузка составляла 30 и 75 %. Распределение концентрации РМ по размерам частиц определялось с помощью SMPS для обоих значений нагрузки (рис. 14 и 15 соответственно). В данном случае степень разбавления ОГ (в разбавляющем тоннеле) равна 12, а для вторичного разбавления использовано устройство с вращающимся диском. При снижении температуры разбавляющего воздуха максимальное значение численной концентрации повышается (см. рис. 14).

Распределение частиц по размерам является мономодальным, а диаметр частиц при любой температуре разбавляющего воздуха равен примерно 40 нм. Распределение частиц по размерам при нагрузке двигателя 75 % является бимодальным (см. рис. 15).

Численная концентрация частиц, соответствующая их диаметру при меньшем пиковом значении, уменьшается по мере роста температуры разбавляющего воздуха, тогда как численная концентрация частиц диаметром 100 нм и более остается неизменной. РМ, содержащиеся в отработавших газах при нагрузке 30 % (в генераторном режиме), содержат значительно больше SOF, чем при нагрузке 75 %. Поэтому РМ, измеренные при нагрузке 30 %, являются нуклеационными, а РМ, измеренные при нагрузке 75 %, содержат, кроме того, аккумуляционные частицы.

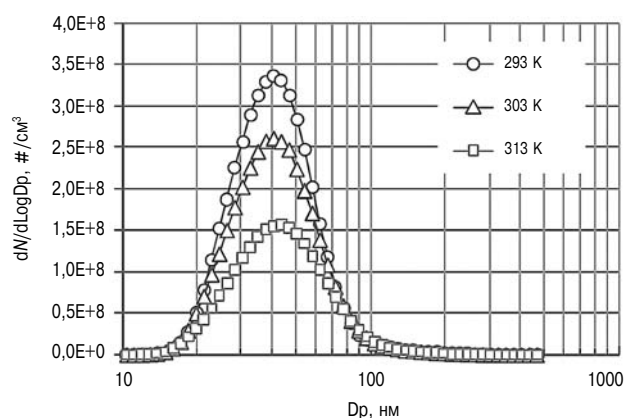


Рис. 14. Распределение частиц по размерам, измеренным с помощью SMPS:

нагрузка — 30 %, степень разбавления (в разбавительном тоннеле) — 12

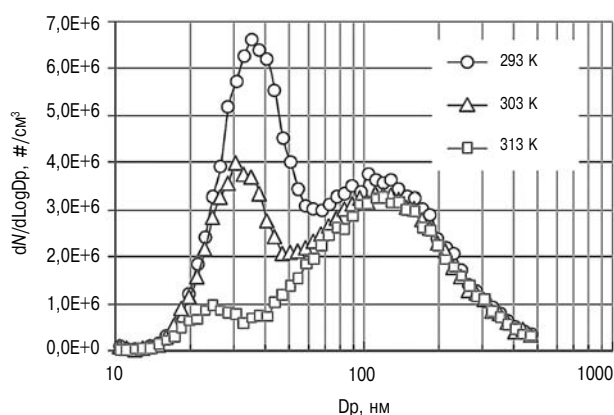


Рис. 15. Распределение частиц по размерам, измеренное с использованием SMPS:

нагрузка двигателя — 75 %; степень разбавления (в разбавляющем туннеле) — 12

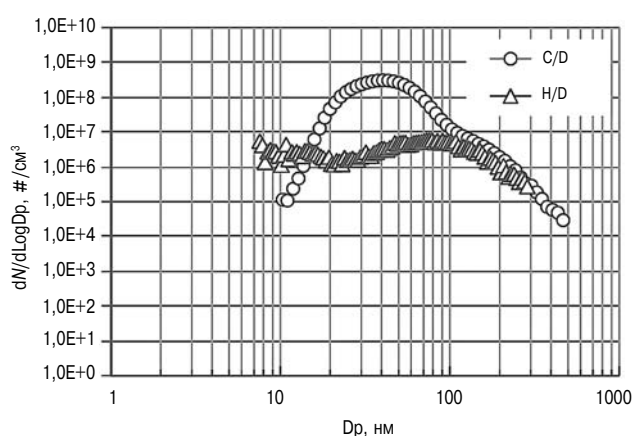


Рис. 16. Распределение частиц по размерам, измеренное с помощью SMPS:

нагрузка двигателя — 30 %; степень разбавления (в разбавительном туннеле) — 12)

Для сравнения результатов измерения частиц, выполненных методами горячего разбавления и разбавительного туннеля, были проведены измерения распределения по размерам частиц методом горячего разбавления с помощью SMPS. На рис. 16 показано размерное распределение частиц, измеренных с помощью SMPS методом разбавительного туннеля (C/D) и методом горячего разбавления (H/D). Ось абсцисс является на рисунке логарифмической. Для частиц диаметром 100 нм и более результаты измерения численной концентрации методами горячего разбавления и разбавительного туннеля практически одинаковы. Считается, что частицы диаметром менее 100 нм являются нуклеационными частицами, конденсирующимися в разбавляющем туннеле.

Сравнение распределений частиц по размерам, содержащихся в отработавших газах двухтактного и четырехтактного дизелей

Проведено сравнение распределений частиц по размерам, содержащихся в отработавших

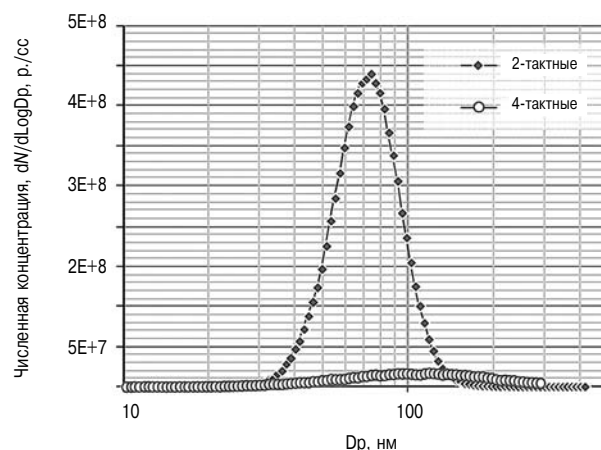


Рис. 17. Распределение частиц по размерам, измеренное с помощью SMPS:

нагрузка двигателя — 100 %; степень разбавления — 1000

газах двухтактного и четырехтактного дизелей, с использованием метода горячего разбавления. При этом дизель работал на малосернистом MDO, а его нагрузка составляла 100 %. Распределение частиц по размерам, измеренное с помощью SMPS, показано на рис. 17.

Кривая размерной концентрации РМ в ОГ двухтактного дизеля имеет пик, соответствующий диаметру частиц 75 нм, а для четырехтактного дизеля — диаметру частиц 150 нм. При этом численная концентрация РМ в широком диапазоне изменения диаметра частиц у двухтактного дизеля больше, чем у четырехтактного.

Средний размер диаметра частиц у двухтактного дизеля меньше, чем у четырехтактного. Поскольку, как упоминалось выше, отработавшие газы двухтактного дизеля содержат большое количество SOF, частицы конденсата измерялись как высоко концентрированные.

Заключение

Измерения размерного распределения частиц и массовой концентрации РМ проводились на дизелях двух типов. При этом получены следующие результаты:

1. Измерения, проводимые с помощью SMPS, показали, что модальный диаметр частиц РМ в отработавших газах судовых дизелей остается в пределах 100 нм при всех условиях эксперимента.

2. При сравнении размерных распределений частиц, полученных методами горячего разбавления и разбавления с охлаждением установлено, что конденсация летучего компонента вызывает образование нуклеационных частиц в разбавляющем туннеле.

3. При измерениях с использованием ELPI размерное распределение частиц РМ в отработавших газах двухтактного дизеля при расчете массовой концентрации является бимодальным.

4. Для частиц диаметром менее 100 нм численная концентрация РМ в отработавших газах двухтактного дизеля больше, чем четырехтактного.

Условные обозначения и сокращения

PM	Частицы (Particulate matter)
CO ₂	Двуокись углерода (Carbon dioxide)
CPC	Счетчик частиц конденсата (Condensation particle counter)
DMA	Дифференциальный анализатор подвижности (Differential mobility analyzer)
ELPI	Электрический импактор низкого давления (Electrical low pressure impactor)
ISF	Нерастворимая фракция (Insoluble fraction)
ISO	Международная организация по стандартизации (International organization for standardization)
MDO	Морское дизельное топливо (Marine diesel oil)
NO _x	Окислы азота (Nitrogen oxide)
PTFE	Политетрафторэтилен (Polytetrafluoroethylene)
SMPS	Сканирующий измеритель подвижности частиц (Scanning mobility particle sizer)
SOF	Растворимая органическая фракция (Soluble organic fraction)
SO _x	Окислы серы (Sulfur oxide)

Литература

1. ISO 8178-1, Reciprocating internal combustion engines — Exhaust emission measurement. Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 2006.
2. Tsukamoto T., Ohe K., Okada H. Measurement of Particulate Emission from Two-Stroke Marine Diesel Engine, Proceedings of ISME 2000, Vol.1, TS-52, 2000.
3. Tsukamoto T., Miyoshi T., Ohe K., Okada H. Characteristics of Particulate Emission from Marine Diesel engines -Comparison between High Speed Four-stroke Engine and Low Speed Two-stroke Engine // Journal of the Marine Engineering Society in Japan. 1998. № 33-4, P. 306–310.
4. Kasper A., Aufdenblatten S., Forss A., Mohr M., Burtscher H. Particulate Emissions from a Low-Speed Marine Diesel Engine, Aerosol Science and Technology. 2007. № 41:1. P. 24–32.
5. Abdul-Khalek I., Kittelson D. The Influence of Dilution Conditions on Diesel Exhaust Particle Size Distribution Measurements, Society of Automotive // Engineers Technical Paper. 1999 № 01-1142.
6. Kittelson D. Recent Measurements of Nanoparticle Emissions from Engines, Meeting of Current Research on Diesel Exhaust Particles Japan Association of Aerosol // Science and Technology. 2001.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЛАМЕНИ
И ХАРАКТЕРИСТИК САЖЕОБРАЗОВАНИЯ
ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДОБАВОК
В ДИЗЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО
МЕТИЛОВОГО ЭФИРА ЖИРНЫХ КИСЛОТ**

*Akihiko Azetsu, Mohammad Haris,
Tokai University*

*Anh Tuan Pham, Phung Kim Le,
Ho Chi Minh City University of Technology*

Введение

Биотопливо имеет растительное происхождение и, следовательно, является источником возобновляемой энергии. Его использование способно уменьшить зависимость энергетики от ископаемых топлив [1]. Считается также, что при сгорании биотоплива выделяется примерно столько углекислого газа, сколько поглощается в процессе фотосинтеза при выращивании растений. По мнению специалистов, эта концепция, обычно именуемая нулевым балансом углерода, может внести свой вклад в замедление глобального потепления. Привлекательность биотоплив заставила многих исследователей приступить к изучению экологических характеристик биодизеля и показателей двигателей при работе на этом топливе [2–5].

Для изучения параметров горения были взяты три вида биодизеля: метиловый эфир пальмового масла (PME — palm oil methyl ester), метиловый эфир кокосового масла (CME — coconut methyl ester) и метиловый эфир рапсового масла (RME — rapeseed methyl ester) [6, 7]. Каждый из них смешивался с дизелем в различных пропорциях, и эта смесь подавалась в испытательную камеру сгорания высокого давления. При этом концентрация кислорода менялась в пределах от 21 до 16 %. Как показали результаты испытаний, период задержки самовоспламенения и температура пламени для каждого вида топлива почти не зависят от его доли в смеси. В то же время различия в сажеобразовании значительны, причем меньше всего сажи образуется при использовании чистого CME. Поскольку биодизель состоит из нескольких видов метилового эфира жирных кислот (FAME), определить главный фактор, влияющий на характеристики сгорания топлива довольно трудно. Поэтому в настоящей работе были исследованы различные типы FAME, присутствующие в биодизеле, которые смешивались с дизелем в различных пропорциях, с тем, чтобы изучить влияние содержания кислорода в топливе и числа двойных связей на характеристики сгорания и показатели вредных выбросов. Для более детального изучения этих характеристик применялась визуализация горящего факела биодизеля в специальной камере сгорания постоянного объема

под высоким давлением. Температура пламени и концентрация сажи анализировались методом двухцветной пирометрии при регистрации светящегося пламени. Необходимые параметры в камере — высокое давление и высокая температура — поддерживались на постоянном уровне во всех экспериментах, с тем, чтобы по возможности уменьшить изменение окружающих условий и сложность изучаемого явления.

**Оборудование стенда
и методика экспериментов**

Схема экспериментальной установки (которая использовалась и в предыдущих исследованиях [6, 7]), показана на рис. 1. Установка состоит из камеры сгорания постоянного объема, системы впрыска топлива с электронным управлением и нескольких оптических систем. Внутренняя полость камеры имеет форму цилиндра диаметром 80 мм с двумя кварцевыми смотровыми окнами диаметром также 80 мм. Система впрыска топлива установлена на верхнем торце камеры и ориентирована так, чтобы впрыск топлива происходил сверху вниз.

В настоящем исследовании использована аккумуляторная система впрыска с электронным управлением [8]. Схема установки форсунки и конструкция распылителя показаны на рис. 2. Конструкция распылителя обычная, за исключением нажимного штифта, который удлинен для обеспечения контакта с пьезоэлектрическим приводом, непосредственно управляющим движением иглы. При этом величина топливоподачи регулируется изменением площади проходного сечения потока топлива.

Высокие значения давления и температуры в камере сгорания достигаются за счет сжигания водорода в атмосфере, состоящей из кислорода и азота. Состав рабочей смеси подбирается

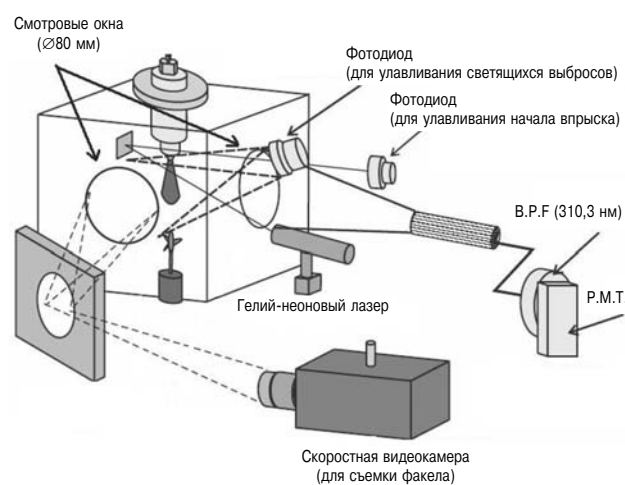


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Свойства топлив

	Дизельное топливо	Метил Лаурат	Метил Олеат	Метил Линолеат	Метил Линоленат	Метилловый эфир семян каучука
Формула		$C_{13}H_{26}O_2$	$C_{19}H_{36}O_2$	$C_{19}H_{34}O_2$	$C_{19}H_{32}O_2$	
Соотношение C:N		13:0	19:1	19:2	19:3	
Цетановое число	55	61,4	56	41,7	45,9	50,4
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	44,5	35,25	37,26	37,08	37,08	37,63
Плотность, кг/м ³	824	865	877	888	895	888
C, вт-%	83,9	72,8	77	77,5	78	76,5
H, вт-%	16,1	12,2	12,2	11,6	11	12
O, вт-%	0	14,9	10,8	10,9	10,9	11,5

таким образом, чтобы концентрация кислорода после выгорания водорода достигала заданного уровня. Когда водород выгорал, производился впрыск топлива в камеру сгорания в момент, когда давление в ней достигало расчетного значения, соответствующего условиям самовоспламенения.

Для фиксации момента начала впрыска использовался луч гелий-неонового лазера, проходящий прямо под распылителем. С одной стороны окна была установлена труба фотомножителя с оптическими полосовым фильтром, рассчитанного на длину волны 310,3 нм (FWHM: 16,3 нм). Он предназначен для измерения интенсивности светового излучения радикала OH, испускаемого при сгорании топлива, что позволяет оценить период задержки самовоспламенения.

Снимки факела, сделанные с помощью высокоскоростной видеокамеры, анализировались методом двухцветной пирометрии [9], что позволяет оценивать двумерное распределение температур и концентрации сажи в пламени.

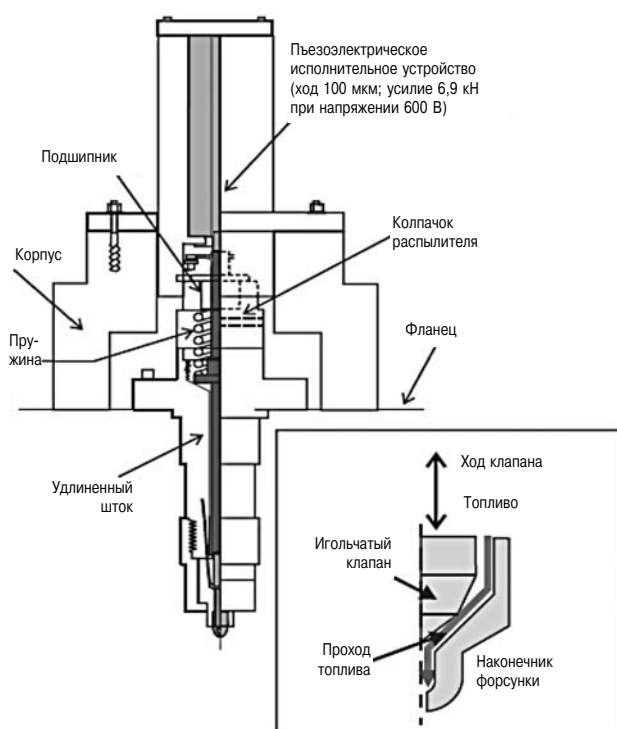


Рис. 2. Конструкция и схема установки форсунки

В основе данного метода лежит зависимость интенсивности излучения горячей сажи от ее температуры и концентрации по показателю KL-фактора [10]. KL-фактор характеризуется количеством сажи в факеле. Если предположить, что температура сажи равна температуре продуктов горения, то этот показатель может служить надежным показателем температуры пламени, и в дальнейшем будет именоваться просто «температурой пламени». Калибровка системы видеосъемки производилась с помощью калибровочной вольфрамовой лампы.

В настоящей работе исследовались следующие виды FAME: метиловый эфир лауриновой кислоты (ML), метиловый эфир олеиновой кислоты (MO), и метиловый эфир линоленовой кислоты (MLn), основные компоненты CME, PME и RME. Кроме того, наряду другими видами FAME исследовался еще один вид биодизеля, а именно, метиловый эфир семян каучукового дерева (RuME). Свойства этих топлив приведены в табл. 1. Сравнительные испытания были проведены для двух методов производства RuME из семян каучукового дерева. Первый метод — обычный двухступенчатый процесс, включающий обработку щелочным катализатором. RuME, произведенный этим способом, будем в дальнейшем именовать RuMEс. Другой метод — получение метанола в сверхкритических условиях без катализатора [11]. RuME, произведенный этим способом, будем в дальнейшем именовать RuMEс.

Перечисленные выше виды FAME и биодизеля смешивались с дизельным топливом в количествах 30, 60 и 100 % (т. е. чистый FAME). Данные смеси сильно отличались между собой такими параметрами, как цетановое число и содержание кислорода, что могло оказывать значительное влияние на характеристики сгорания.

Таблица 2

Условия эксперимента

Давление в КС, МПа	3,0
Температура в КС, К	985
Диаметр отверстий форсунок, мм	0,18
Давление впрыска, МПа	100
Количество топлива, мг	15,0
Топливо	Дизельное топливо
	Смешанное топливо ML
	Смешанное топливо MO
	Смешанное топливо MLi
	Смешанное топливо MLn
	Смешанное топливо RuMEs
	Смешанное топливо RuMEc
Степень замещения, %	30, 60, 100
Концентрация O ₂ , %	16, 21

В табл. 2 приведены условия впрыска и условия в камере сгорания. Давление впрыска во всех экспериментах составляло 100 МПа. Форма кривой впрыска в экспериментах была прямоугольной, как это свойственно системам common rail. Цикловой впрыск составлял 15 мг топлива. Тепловыделение при сгорании FAME было примерно на 15 % меньше, чем при сгорании дизеля, с учетом того, что во всех эксперимент массовый впрыск был одинаков для всех видов топлив.

Результаты исследования

Факторы, влияющие на процесс сгорания

На рис. 3 и 4 показано влияние некоторых факторов на задержку самовоспламенения смеси для разных видов топлива. Под задержкой самовоспламенения в данном случае понимается период, начиная с момента, когда струя топлива перекрывает луч лазера детектора, и кончая моментом, когда свечение радикала OH улавливается фотоумножителем. Излучение радикалов OH является достоверным индикатором реакции горения. На рис. 3 показано влияние относительного содержания каждого вида FAME и биодизеля в смесевом топливе на задержку самовоспламенения при начальной концентрации кислорода в камере сгорания 21 %. Цетановое число является индикатором задержки самовоспламенения для данного вида топлива. Из результатов, приведенных на рисунке видно, как изменение доли FAME в топливе реально на нее влияет. В то же время мы видим, что задержка самовоспламенения для разных видов FAME и биодизеля почти такая же, как и для дизельного топлива, даже при различном содержании в нем биодобавок. По-видимому, цетановое число мало влияет на задержку самовоспламенения

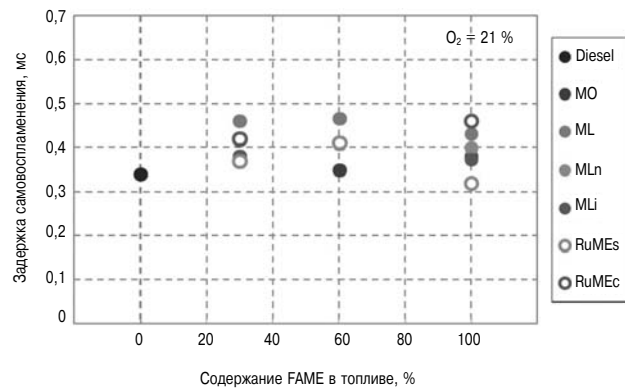


Рис. 3. Влияние содержания FAME в топливе на задержку самовоспламенения

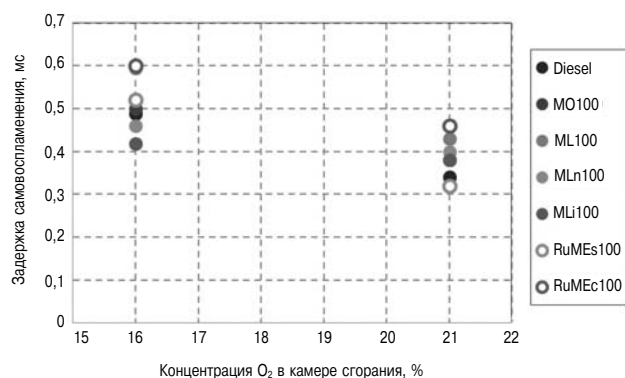


Рис. 4. Влияние концентрации O₂ на задержку самовоспламенения

при высокой температуре, которая во всех наших экспериментах поддерживалась на уровне 985 К. На рис. 4 показано влияние концентрации кислорода на задержку самовоспламенения для каждого вида топлива. Чем концентрация кислорода меньше, тем больше задержка самовоспламенения.

Факторы, влияющие на температуру пламени

Для понимания факторов, влияющих на температуру пламени, были сделаны фотоснимки, обработка которых методом двухцветной пирометрии позволила построить 2-D распределение температурных полей факела. На рис. 5 показаны снимки, сделанные через 2 мс после начала впрыска чистых FAME и биодизеля при значениях концентрации кислорода 16 и 21 %. Процесс развития факела в осевом направлении (не показан) происходит очень быстро, так что его фронт проходит поле зрения (через окно 80 мм) всего за 1,4 мс. Потому имеется возможность наблюдать только горение топлива, оставшегося в области наблюдения, что соответствует области квазистационарного диффузионного пламени в модели горения струи дизеля, предложенной автором Desc [12]. На рис. 5 показано, что тем-

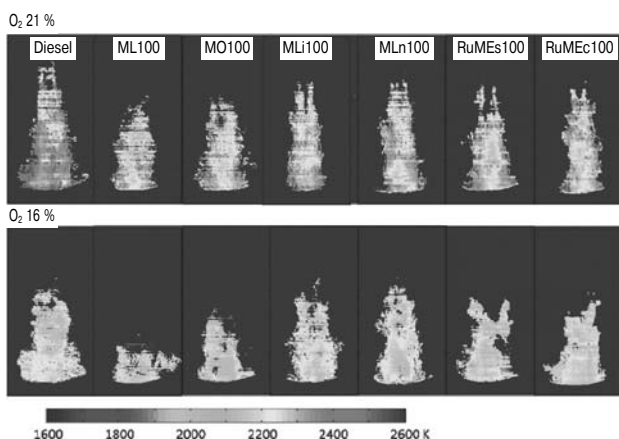


Рис. 5. 2-D распределение температуры пламени

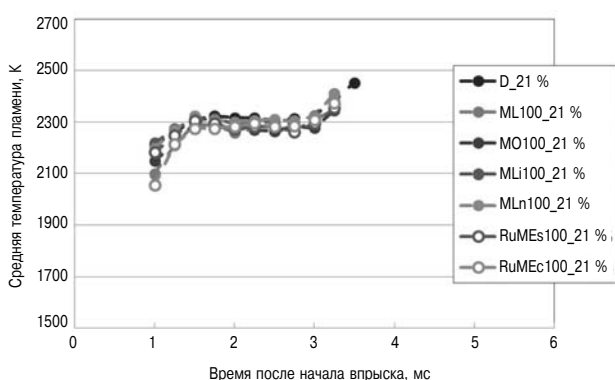


Рис. 6. Средняя температура пламени (O_2 21 %)

температура пламени снижается при снижении концентрации кислорода, что объясняется эффектом разбавления. Вид и скорость распространения факела существенно меняются в зависимости от вида топлива. Особенно заметна задержка свечения пламени у топлив с большим содержанием кислорода, таких как ML, а также у топлив с малым числом ненасыщенных связей, таких как MO. Однако из видимых двумерных изображений пламени уловить разницу температур факела для разных топлив довольно трудно.

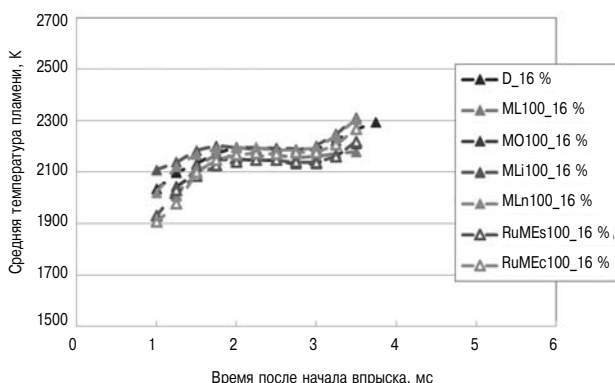


Рис. 7. Средняя температура пламени (O_2 16 %)

На рис. 6 и 7 показано влияние вида топлива на среднюю температуру пламени при концентрации кислорода 21 и 16 % соответственно. Средняя температура — это усредненная по площади наблюдения температура пламени. Как видно из рисунков, при постоянном содержании кислорода различие сортов топлива оказывает на среднюю температуру пламени лишь незначительное влияние. Столь же незначительное влияние на нее оказывает концентрация FAME в топливе.

Влияние различных факторов на сажеобразование

На рис. 8 показаны результаты экспериментов по определению 2-D распределений KL-фактора, измеряемых с помощью системы двухцветной пирометрии. Как и на рис. 5, данные для топлив, полностью состоящих из FAME разных видов и биодизеля, сравниваются с данными для чистого дизеля при концентрации кислорода 21 и 16 %. Значение KL-фактора представляет собой меру количества сажи, находящейся в пределах прямой видимости. Следовательно, высокие значения KL-фактора соответствуют областям с более высоким содержанием сажи. Все снимки сделаны через 2,0 мс с момента начала впрыска. Показано, что плотность облака сажи при горении FAME в смеси

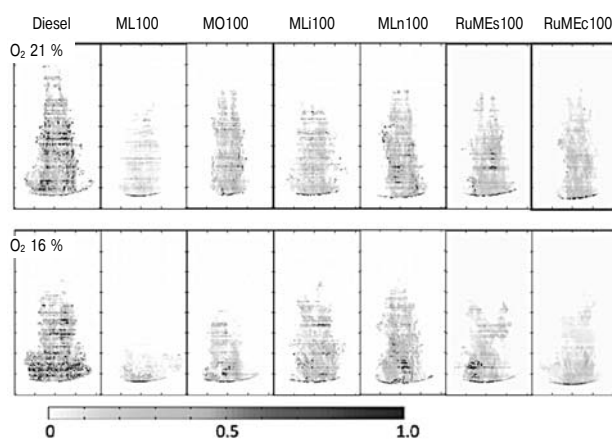


Рис. 8. 2-D распределение KL-фактора

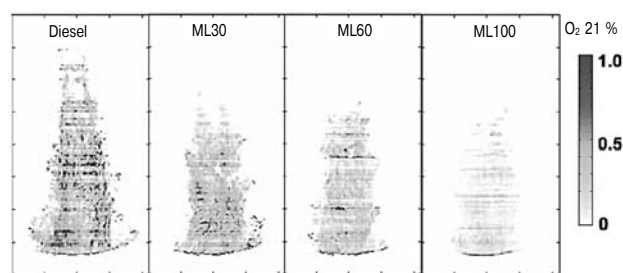


Рис. 9. 2-D распределение KL-фактора (влияние концентрации FAME в топливе)

с биодизелем меньше, чем при горении чистого дизельного топлива. Это особенно заметно при использовании топлива, на 100 % состоящего из ML, с максимальным содержанием кислорода и полным отсутствием ненасыщенных связей. Такая же тенденция прослеживается при концентрации кислорода 16 %. Однако при уменьшении концентрации кислорода смещение светящегося факела в сторону движения струи топлива объясняется, скорее всего, задержками смесеобразования и самовоспламенения. На рис. 9 представлено влияние концентрации FAME в топливе на двумерные распределения KL-фактора. Показано, что при увеличении концентрации ML, т. е. при повышении содержания кислорода в топливе, плотность сажи уменьшается, а светящийся факел смещается в сторону движения струи топлива. Другие виды FAME вызывают аналогичный эффект (цифры здесь не приводятся).

Чтобы можно было количественно и более точно оценить сажеобразование, на рис. 10 и 11 показано изменение во времени общего KL-фактора. Общий KL-фактор является мерой общего содержания сажи в пламени, получаемой интегрированием KL-фактора по всей площади пламени. Следует напомнить, что все измерения

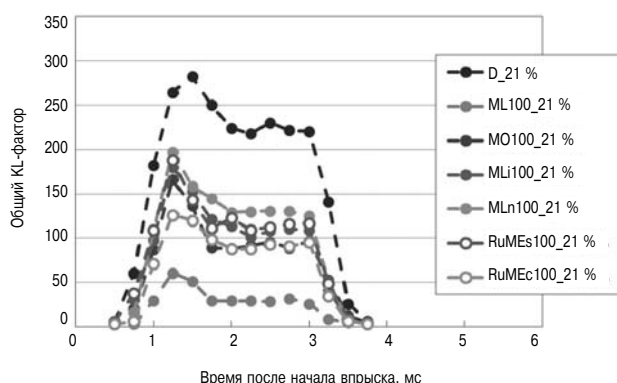


Рис. 10. Общий KL-фактор (O_2 21 %)

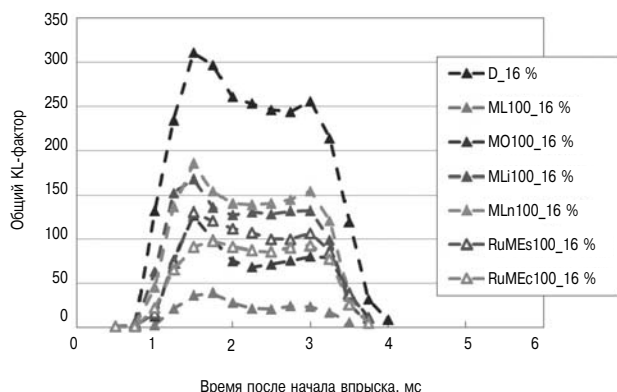


Рис. 11. Общий KL-фактор (O_2 16 %)

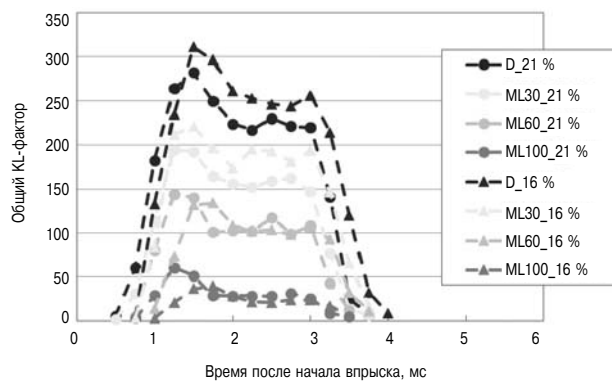


Рис. 12. Общий KL-фактор
(влияние содержания ML в топливе)

относятся к площади окна наблюдения, снимок которого сделан через 1,4 мс после начала самовоспламенения. Данные для топлив, полностью состоящих из разных видов FAME и биодизеля, сравниваются с данными для чистого дизеля при концентрации кислорода 21 и 16 %.

На рис. 10 показано, что наименьшее сажеобразование дает ML. Это объясняется, прежде всего, тем, что ML содержит больше всего кислорода. Хотя в MO, MLi и MLn кислорода содержится почти столько же, сколько в ML, все они несколько отличаются друг от друга уровнем сажеобразования и величиной KL-фактора, располагаясь в таком порядке: $MLn > MLi > MO$. Это объясняется влиянием числа двойных связей в каждом из FAME. Что же касается различных видов биодизеля, то значения общего KL-фактора в RuMEs и RuMEc те же, что и в MO и MLi. Причиной может быть примерно одинаковое содержание кислорода в различных биотопливах, с одной стороны, и в MO и MLi, с другой стороны. Может также оказать влияние технология производства биодизеля. Метод получения сверхкритического метанола RuMEs, дает чуть более высокие значения, чем обычный метод получения RuMEc.

При концентрации кислорода 16 % значения общего KL-фактора для всех видов топлив чуть выше, чем при концентрации кислорода 21 %, однако количественные характеристики во всех случаях более или менее одинаковы. Как видно из рис. 10 и 11, значения общего KL-фактора остаются постоянными в диапазоне от 2 до 3 мс, что указывает на квазистационарное состояние пламени горящего дизельного топлива.

На рис. 12 показано влияние содержания ML в топливе и концентрации кислорода в камере сгорания на изменения общего KL-фактора во времени. Очевидно, что при увеличении содержания ML в топливе уровень общего KL-фактора монотонно уменьшается. Это свидетельствует о том, что присутствие FAME за-

медляет сажеобразование. При уменьшении концентрации кислорода значение общего KL-фактора несколько увеличивается при всех значениях содержания ML в топливе. Однако добавка ML в дизельное топливо способствует подавлению сажеобразования. Это означает, что совместное использование добавки биодизеля и EGR для одновременного снижения уровня NOx и дымления бесполезно.

Механизмы сажеобразования

В предыдущем разделе мы упоминали о том, что содержание кислорода в топливе оказывает значительное влияние на величину общего KL-фактора, т. е. на количество сажи в пламени. Чтобы можно было оценить этот эффект количественно, на рис. 13 и 14 показано влияние содержания кислорода в топливе на общий KL-

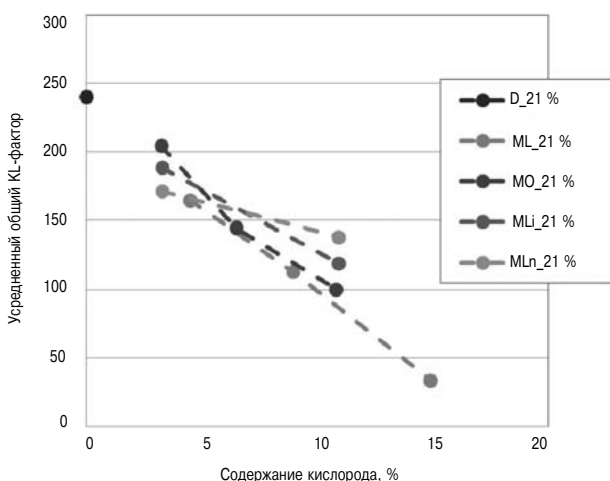


Рис. 13. Зависимость общего KL-фактора от содержания кислорода в топливе (O_2 21 %)

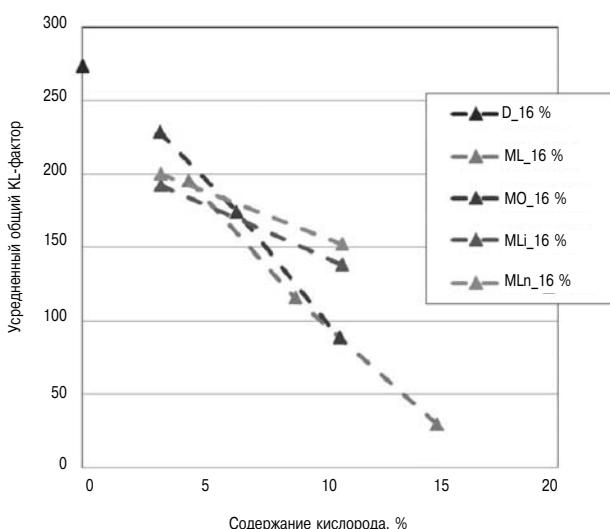


Рис. 14. Зависимость общего KL-фактора от содержания кислорода в топливе (O_2 16 %)

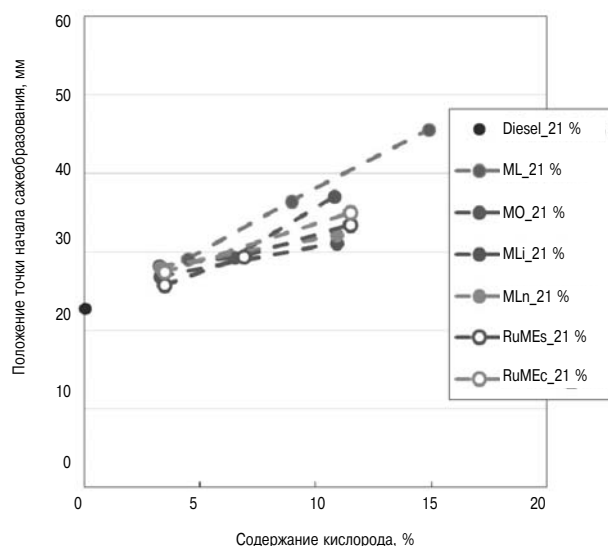


Рис. 15. Зависимость точки начала сажеобразования от содержания кислорода в топливе (O_2 21 %)

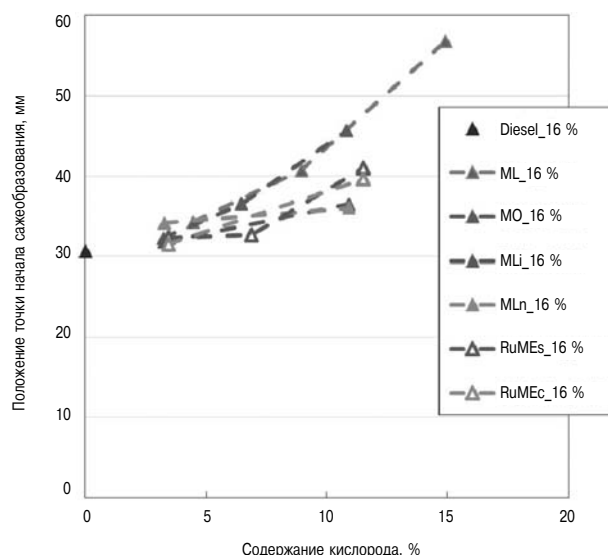


Рис. 16. Зависимость точки начала сажеобразования от содержания кислорода в топливе (O_2 16 %)

фактор при двух значениях концентрации кислорода в камере: соответственно 21 и 16 %. На графиках показана зависимость между средними значениями общего KL-фактора на временном интервале от 2 до 2,75 мс и концентрацией кислорода, рассчитанной по содержанию ML в топливе. Показано, что среднее значение общего KL-фактора линейно уменьшается по мере увеличения массовой доли кислорода в топливе. Однако в случае использования MLi и MLn, имеющих большее число двойных связей, величина общего KL-фактора несколько выше, причем линии зависимости общего KL-фактора от содержания кислорода имеют различный градиент.

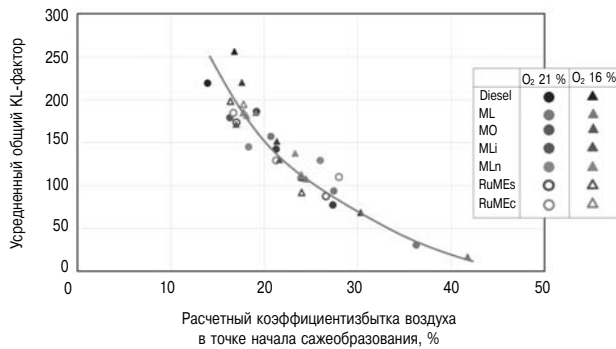


Рис. 17. Зависимость общего KL-фактора от расчетного коэффициента избытка воздуха в начале процесса сажеобразования

Другой существенной особенностью поведения пламени при горении FAME или биодизеля, по сравнению с дизельным топливом, является более позднее появление светящего факела. Точка начала свечения факела, т. е. начала сажеобразования, при горении FAME и различных видов биодизеля движется по направлению движения топлива. Причины этого явления поясняются данными на рис. 15 и 16, где показано влияние содержания кислорода и вида топлива на расстояние между выходом из сопла и стартовой позицией светящего факела. Как видно, при увеличении содержания кислорода это расстояние растет. Однако в случае MLi, MLn и биодизеля оно несколько меньше, что свидетельствует о более интенсивном сажеобразовании.

Ранее было отмечено, что коэффициент избытка воздуха на участке начала движения, т.е. между выходом топлива из сопла и стартовой позицией начала горения, оказывает сильное влияние на сажеобразование при сгорании дизельного топлива [13]. На рис. 17 показано влияние коэффициента избытка воздуха в точке начала сажеобразования на среднюю величину общего KL-фактора. Коэффициент избытка воздуха рассчитывался по уравнению, выведенному в работе [13]. Как видно из графика, это соотношение для всех переменных, включая тип топлива, содержание ML в топливе и концентрации кислорода в камере могут быть описаны одной и той же функцией. Количество сажи уменьшается при увеличении расчетного коэффициента избытка воздуха в точке начала сажеобразования. Этот результат подтверждает большое значение количества кислорода в начале воспламенения [13], а также то, что вид топлива, содержание кислорода и число двойных связей могут влиять на рабочий процесс и сажеобразование на самой ранней его стадии.

Выводы

Выполнено экспериментальное исследование влияния добавления FAME в дизельное топливо

на самовоспламенение, температуру пламени и сажеобразование в факеле дизельного топлива. Эксперименты выполнены с использованием камеры сгорания, в котором поддерживались: давление 3 МПа и температура 985 К.

Давление впрыска во всех экспериментах поддерживалось на уровне 100 МПа. При этом были получены следующие результаты:

1. При достаточно высокой температуре заряда среды (порядка 1000 К) влияние на задержку самовоспламенения таких параметров, как вид топлива и содержание ML в топливе незначительно.
2. Вид топлива и содержание ML в топливе мало влияют на температуру пламени. Основной фактор, влияющий на температуру пламени — концентрация кислорода в окружающей среде.
3. FAME и различные виды биодизеля при сгорании дают меньше сажи, чем дизельное топливо. Сажеобразование уменьшается при снижении содержания кислорода в топливе и при уменьшении числа двойных связей в молекуле топлива.
4. Биодизель из каучукового масла может производиться двумя методами: обычным методом и методом сверхкритического метанола. Было показано, что технология производства биодизеля не оказывает влияния на характеристики сгорания и сажеобразования.
5. Коэффициент избытка воздуха в точке начала сажеобразования является доминирующим фактором, определяющим общий KL-фактор, т. е. количество сажи в пламени. Это количество уменьшается с ростом рассчитанного коэффициента избытка воздуха в точке начала сажеобразования.

Литература

1. Yamada J. and Tanaka Y. Manufacturing Process of Bio-diesel Fuel // Engine Technology. 2003. № 05-05. P. 45–51.
2. Agarwal A.K. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines // Progress in Energy and Combustion Science. 2007. № 33(3). P. 223–271.
3. Kawasaki K. and Yamane K. «Combustion Improvement of Biodiesel-Fueled Engines for NO_x–PM Reduction». COMODIA 2008. 2008. P. 793–798.
4. Rao P.V., Rao B.V.A. and Rao N.S. «Biodiesel Characterization and Influence of its Properties on Combustion and Emission Characteristics of a DI Diesel Engine», COMODIA 2008, 2008. P. 807–814.
5. Okui N., Suzuki T. and Senda J. Research on DI Diesel Engine Use of Biodiesel Fuel -2nd Report: Basic Analysis of spray and Combustion Characteristics // Marine engineering. 2005. № 40-6. P. 63–69.
6. Azetsu A., Hagio H. and Aoki M. «A Study on the Spray Combustion Characteristics of Bio Diesel Fuel». 26th CIMAC World Congress. 2010. Paper № 164.

7. Azetsu A. and Hagio H. «Study on Spray Combustion Characteristics of Fatty Acid Methyl Ester Mixed with Diesel Oil». SAE Technical Paper. 2014. 2014-32=0083. doi:10.4271/2014-32-0083.

8. Wakisaka Y. and Azetsu A. «Effect of Fuel Injection Rate Shaping on Combustion and Emission Formation in Intermittent Spray». SAE Technical Paper. 2002. 2002-01-1159.

9. Matsui Y., Kamimoto T. and Matsuoka S. "A Study on the Time and Space Resolved Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in a D.I. Diesel Engine by the Two-Color Method", SAE Paper 790491, 1979.

10. Hottel H.C. and Broughton F.P. «Determination of True Temperature and Total Radiation From Luminous Gas Flames», Ind. Eng. Chem., 4(2). P.166–175.

11. Huy H.T., Viet T.T. and Phung L.T.K. «Biodiesel Production from Rubber Seed Oil using SCM». 3rd World Conference on Applied Sciences, Engineering & Technology, 2014.

12. Dec J.E. «A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging». SAE Paper 970873, 1997.

13. Siebers D.L., Higgins B.S. and Pickett L.M. «Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects». SAE Paper 2002-01-0890, 2002.

НОВОСТИ ЧТЗ

НА ФОРУМЕ «АРМИЯ-2021» ЧТЗ ПРЕДСТАВИЛ ОБРАЗЦЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ГРАЖДАНСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

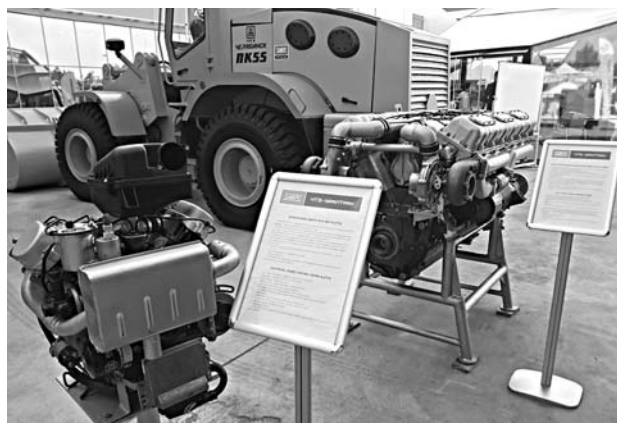
ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» (в составе АО «Концерн «Уралвагонзавод» входит в Госкорпорацию Ростех) впервые представил разрабатываемые в рамках диверсификации производства новые виды гражданских дизельных двигателей на Международном военно-техническом форуме «АРМИЯ-2021». За счет их серийного выпуска планируется увеличить объем производства двигателей и выручку предприятия.

На сегодняшний день ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» — основной завод-изготовитель дизельных двигателей для бронетанковой техники Минобороны РФ. В рамках выполнения поручений президента России по увеличению доли гражданской продукции до 50 % ЧТЗ проводится диверсификация производства, создается линейка дизельных двигателей гражданского назначения. Так, на форуме «АРМИЯ» завод представил перспективные образцы двигателя В-31МФ (мощностью до 710 л. с.) и В248,2/7,8 (мощностью до 24,5 л. с.). Их можно будет применять на сельскохозяйственной, строительной технике, дизель-генераторных установках и др.

Двигатель В-31МФ проверен в эксплуатации в двухзвенных гусеничных вездеходах, в том числе в арктических условиях Сибири Арктики, неприхотлив к топливу. Ведется его дальнейшая модернизация для удовлетворения других возможных потребителей в соответствии экологическим нормам, а также требованиям по большему эксплуатационному ресурсу.

Производство двигателя В248,2/7,8 планируется в рамках программы импортозамещения. На сегодняшний день в России активно развивается малое машиностроение и для данной техники необходим российский двигатель соответствующей мощности.

«Та техника, которая сегодня оснащается двигателями зарубежных производителей, может работать на отечественном двигателе. Он будет



производиться полностью из российских комплектующих и применяться на малогабаритных тракторах, дизель-генераторных установках, сварочных агрегатах. За счет организации серийного выпуска гражданских дизелей нами планируется увеличить объем производства и выручки предприятия» — отмечает директор по маркетингу Андрей Печеркин.

Челябинск, 25 августа 2021

УДК 621.431

Дударева Н.Ю., Прокофьева М.А. Исследование влияния керамического покрытия на тепловое состояние гильзы цилиндра // Двигателестроение. — 2021. — № 3. — С. 3–6.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, гильза, микродуговое окислительное, керамическое покрытие, тепловой расчет, коэффициент теплопроводности.

Представлены методика и результаты исследования теплового состояния гильзы цилиндра двигателя внутреннего сгорания с керамическим покрытием на рабочей поверхности. Рассмотрено влияние толщины и коэффициента теплопроводности керамического покрытия, сформированного методом микродугового окислительного, на тепловое состояние детали. Описана методика, разработанная для проведения термического расчета гильзы с использованием возможностей программы *SolidWorks Simulation*. Получена математическая зависимость величины снижения температуры поверхности гильзы от толщины покрытия и его коэффициента теплопроводности. Табл. 1. Ил. 4. Библ. 16 назв.

УДК 621.438

Коленько Г.С., Забелин Н.А., Фокин Г.А. Нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов в энергетических осевых турбинах и пути повышения вибрационной надежности рабочих лопаток // Двигателестроение. — 2021. — № 3. — С. 7–11.

Ключевые слова: осевая турбинная ступень, вычислительная гидрогазодинамика, пакет Ansys CFX, переменные аэродинамические силы, нестационарный поток, аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов, межвенцовый осевой зазор, отношение шагов лопаток.

Цель работы — на основе численного исследования аэродинамических характеристик турбинных ступеней выработать рекомендуемые диапазоны безразмерных геометрических параметров — с точки зрения снижения возбуждающих вибрации лопаток нестационарных нагрузок и минимизации потерь кинетической энергии (т. е. максимизации уровня внутреннего КПД турбины). В данной работе исследовалось влияние межвенцового зазора и отношения шагов лопаток в турбинной ступени ЛПИ-1. Табл. 1. Ил. 7. Библ. 12 назв.

УДК 623.8

Кулагин А.В. Оценка работоспособности судовых дизелей методами диагностирования // Двигателестроение. — 2021. — № 3. — С. 12–15.

Ключевые слова: судовые дизели, оценка работоспособности, остаточный ресурс, методы диагностирования, инструментальный контроль, математический аппарат.

Рассмотрены вопросы оценки работоспособности судовых дизелей по показателю остаточного ресурса при использовании различных методов диагностирования. Выполнен анализ преимуществ и недостатков методов диагностирования с применением инструментального контроля состояния рабочих параметров и использованием анализа результатов регистрации внутрицилиндровых процессов. Приведены методы оценки состояния дизеля с целью определения мероприятий для восстановления остаточного ресурса, регламентированные для применения в атомной энергетике. Ил. 4. Библ. 9 назв.

УДК 621.436

Марков В.А., Бовэнь Са, Неверов В.А., Камалтдинов В.Г. Исследование воспламеняемости растительных масел в камере сгорания дизельного двигателя // Двигателестроение. — 2021. — № 3. — С. 16–21.

Ключевые слова: дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, растительное масло, самовоспламенение, цетановое число.

Разработана методика сравнительного анализа критериев воспламеняемости растительных масел в камере сгорания дизеля, включающая определение факторов, оказывающих влияние на цетановое число растительных масел, и определение наиболее значимых из этих факторов. Показано, что цетановое число растительных масел зависит от температуры их воспламенения в закрытом тигле, от содержания в маслах олеиновой кислоты и предельных жирных кислот. Проведен корреляционный анализ этих зависимостей. Установлено, что наибольшей плотностью корреляции обладает зависимость цетанового числа растительных масел от температуры их воспламенения в закрытом тигле. Табл. 4. Ил. 2. Библ. 24 назв.

УДК 621.43.057

Плотников С.А., Пляго А.В., Кантор П.Я., Впорица М.Н. Координирование процессов стабилизации и сгорания этанолсодержащих топлив // Двигателестроение. — 2021. — № 3. — С. 22–27.

Ключевые слова: дизельное топливо, этанолсодержащая эмульсия, диоксид молибдена, повышение стабильности, цетановое число, задержка воспламенения, температура горения.

Объект исследования — высококонцентрированная ЭТЭ с присадкой комплексного действия. Задача исследования — изучение действия дисульфида молибдена в качестве координирующей присадки к топливу. Цель — теоретическое обоснование процесса выбора, разъяснение механизма и эффективности действия координирующей присадки на основе дисульфида молибдена на процессы стабилизации и кинетику процесса горения высококонцентрированных ЭТЭ. Методы исследования — теоретический анализ и экспериментальная проверка. Табл. 1. Ил. 5. Библ. 14 назв.

УДК 621.355.5

Крохта Г.М., Хомченко Е.Н., Усатых Н.А. Особенности прогрева двигателя внутреннего сгорания после холодного пуска // Двигателестроение. — 2021. — № 3. — С. 28–34.

Ключевые слова: дизельный двигатель, холодный пуск, прогрев, износ, гильза, поршень, смазка, неполнота сгорания, активация топлива, температура ОС.

Цель исследования — оптимизация параметров прогрева дизельного двигателя после холодного пуска. Показано, что в период прогрева продолжительностью 6 минут доля негоревшего топлива снижается с 60–70 до 10 %. Далее, процессы, характеризующие энергопотоки в период послепускового прогрева, постепенно стабилизируются. Экспериментальные исследования показали, что относительно эффективной и экономически выгодной является активация топлива в топливопроводах перед форсунками, а наиболее оптимальный вариант — непосредственно в форсунках. Ил. 2. Библ. 12 назв.

УДК 621.43

Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О. Учитель, ученый, государственный деятель, гражданин (к 100-летию со дня рождения Михаила Георгиевича Круглова) // Двигателестроение. — 2021. — № 3. — С. 35–38.

Ключевые слова: д.т.н., проф. М.Г. Круглов, 100-летие со дня рождения, МГТУ им. Н.Э. Баумана, научные работы, педагогическая деятельность, звания и награды, ГКНТ СССР, государственная служба.

В сентябре 2021 г. Научно-техническая общественность и профессиональное сообщество отрасли двигателестроения России отметили 100-летие со дня рождения профессора Михаила Георгиевича Круглова — крупнейшего ученого и государственного деятеля Советской и Российской школы двигателестроения. Научные труды проф. Круглова М.Г. в области развития теории рабочих процессов поршневых ДВС благодаря их научному уровню и масштабности, до сих пор остаются актуальными и являются основополагающими в программах подготовки высококвалифицированных научных и конструкторских кадров отрасли двигателестроения. Библ. 3 назв.

УДК 621.43

Сажеобразование в поршневых ДВС (по материалам конгресса CIMAC) // Двигателестроение. — 2021. — № 3. — С. 39–54.

Ключевые слова: судовые дизели, выбросы частиц, черный углерод, методы измерения РМ по размерам, биотоплива различного состава, содержание кислорода, снижение выбросов частиц.

Показано, что снижение содержания серы в судовом топливе способствует снижению РМ и черного углерода, рассмотрены методы измерения частиц и факторов, влияющих на результаты их измерения. Выполнено измерение распределения частиц по размерам и их массовой концентрации в ОГ для двух типов судовых дизелей, а именно, высокооборотного двигателя малооборотного при работе на топливе MDO с низким и высоким содержанием серы. Выполнено исследование влияния степени разбавления и температуры разбавляющего воздуха на распределение частиц по размерам и их массовую концентрацию.

Выполнены многочисленные систематические исследования, связанные с изучением экономических и экологических характеристик двигателей, работающих на биодизеле, а также особенности сгорания таких биотоплив, как метиловый эфир пальмового масла (PME), метиловый эфир кокосового масла (CME) и метиловый эфир рапсового масла (RME). Однако, поскольку биодизель состоит из нескольких видов метилового эфира жирных кислот (FAME), определить основные факторы, влияющие на характеристики сгорания биодизеля довольно трудно. Показано что, при температуре в камере порядка 1000 К вид топлива и содержание FAME в смеси на задержку самовоспламенения почти не влияют. Хотя температура пламени заметно падает при снижении содержания кислорода в камере, ее изменения в зависимости от вида топлива и содержания FAME очень малы. По сравнению с дизелем при сгорании FAME образуется меньше сажи. Главной причиной этого является большее содержание кислорода в их составе.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником.

Табл. 5. Ил. 34. Библ. 19 назв.

UDC 621.431

Dudareva N.Yu. and Prokofieva M.A. Influence of ceramic plating on cylinder liner thermal condition // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 3. — Pp. 3–6.

Keywords: reciprocating engine, cylinder liner microarc oxidation, ceramic plating, thermal analysis, thermal conductivity coefficient.

The article discusses the method and results of research into thermal condition of a plated cylinder liner. Presented are method and results of investigation into the influence of thickness and thermal conductivity of ceramic plating, applied with microarc oxidation method, onto the thermal condition of the liner. The method of plated cylinder liner thermal analysis, making use of SolidWorks Simulation software package, is described. Temperature of cylinder liner surface under the plating was measured in three zones: the upper zone, the middle zone (contacting with the piston), and the lower zone. Each zone is characterized by zone-specific boundary conditions, as close as possible to real liner operating conditions. Furthermore, thermal condition of unplated cylinder liner has been analyzed. Also, dependence of cylinder liner temperature on plating thickness and thermal conductivity.

1 table, 4 ill., 16 ref.

UDC 621.438

Kolenko G.S., Zabelin N.A. and Fokin G.A. Nonstationary aerodynamic interaction of blade rows in high-powered axial turbines, and improvement of blade vibrational reliability // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 3. — Pp. 7–11.

Keywords: axial turbine stage, computation hydraulic gas dynamics, Ansys CFX software package, nonstationary flow, aerodynamic interaction of blade rows, inter-row axial clearance, blade spacing ratio.

Periodical nonstationarity of flow in modern gas turbines leads to variability of aerodynamic forces exerted to the blades, which results in higher losses of flow kinetic energy. This work aims at elaboration of recommended ranges of nondimensional geometric parameters (based on numerical analysis of turbine stages' aerodynamic characteristics), with a view to reduce nonstationary loads of the blades, so as to mitigate blade vibrations and minimize losses of kinetic energy, thus maximizing internal turbine efficiency. This work also examines the influence of inter-row axial clearance and blade spacing ratio, as applied to turbine stage LPI-1. 1 table, 7 ill., 12 ref.

UDC 623.8

Kulagin A.V. Diagnostics as a means of marine engine operability evaluation // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 3. — Pp. 12–15.

Keywords: marine diesel engines, evaluation of engine operability, residual life, diagnostic methods, instrument inspection, mathematical apparatus.

The article discusses evaluation of marine engine operability based on its residual life, using various diagnostic methods. Demonstrated are advantages and drawbacks of each diagnostic method, using instrument inspection and results of combustion parameters registration. Diagnostic methods are evaluated from the viewpoint of their suitability for finding methods of engine residual life restoration, acceptable for implementation in nuclear power industry. As it was shown, there are no universal diagnostic method, which would guarantee exact estimation of marine engine operability and residual life. 4 ill., 9 ref.

UDC 621.436

Markov V.A., Bowen Sa, Neverov V.A. and Kamaltdinov V.G. Combustibility of vegetable oils in diesel engine combustion chamber // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 3. — Pp. 16–21.

Keywords: diesel engine, oil-based diesel fuel, vegetable oil, self-ignition, cetane number. The authors offered a method of comparative analysis of vegetable oil combustibility in diesel engine combustion chamber.

This method includes determination of factors affecting vegetable oil cetane number, and identifies the most important of said factors. Vegetable oil cetane number is shown as depending on its ignition point in closed crucible, oleic acid and saturated fatty acid percentage. Correlation analysis of the above dependencies has been carried out. The dependency of vegetable oil cetane number on its ignition point in closed crucible is shown as providing maximum correlation density.

4 tables, 2 ill., 24 ref.

UDC 621.43.057

Plotnikov S.A., Plyago A.V., Kantor P.Ya. and Vtyurina M.N. Coordination of stabilization and combustion of ethanol-containing fuels // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 3. — Pp. 22–27.

Keywords: diesel fuel, ethanol-containing emulsion, molybdenum dioxide, stabilization, cetane number, ignition lag, combustion temperature.

The authors investigated performance of ethanol-containing emulsion, containing a complex-action additive. The aim of the work is examination of molybdenum disulphide performance as a corrective additive to fuel. The authors provide theoretical justification of additive selection, description of molybdenum disulphide-based additive action mechanism on stabilization and kinetics of high-concentration combustion. The investigation includes theoretical analysis and experimental validation of results. 1 table, 5 ill., 14 ref.

UDC 621.355.5

Krohta G.M., Homchenko Ye.N. and Usatyh N.A. Behavior of a reciprocating engine during warm-up after its cold start // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 3. — Pp. 28–34.

Keywords: diesel engine, cold start, warm-up, wear, cylinder liner, piston, lubrication, combustion incompleteness, fuel activation, combustible mixture temperature.

The investigation is targeted at optimization of warm-up characteristics after the cold start. It is shown that during 6 minutes-long warm-up period unburned fuel percentage drops down from 60–70 to 10 %. Then, energy flow characteristics are gradually stabilizing during the post-start period. According to the results of our experiments, energy losses may be considerably reduced by means of fuel activation upstream of the injectors, still better — within the injectors. 2 ill., 12 ref.

UDC 621.43

Kavtaradze R.Z. and Onischenko D.O. Master, scientist, statesman, citizen (anent 100th anniversary of Michail G. Kruglov) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 3. — Pp. 35–38.

Keywords: professor M.G. Kruglov, 100th anniversary, Bauman University, studies, educational work, titles and rewards, government service.

In September 2021 engine builders celebrated 100th anniversary of professor M.G. Kruglov, outstanding Russian scientist and statesman. Prof. M.G. Kruglov's learned works in the domain of combustion processes still remain actual and fundamental in training programs for highly skilled engine building specialists. 3 ref.

UDC 621.43

Carbon-black formation in reciprocating engines (based on CIMAC Proceedings) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 3. — Pp. 39–54.

Keywords: marine engines, particulate matter emissions, particle size distribution measurement methods, various biofuels, oxygen concentration, reduction of particulate matter emissions.

It is shown that lowering sulfur concentration in marine fuel results in lower emissions of PM and black carbon. Presented are methods of PM measurement and factors that may influence the measurement results. The engines were fired with low-sulfur and high-sulfur MDO fuel. Furthermore, particle size distribution was measured by a hot-dilution method and a cooled dilution method. In the hot-dilution method, exhaust gas from the engine is diluted with high temperature air. The effects of the dilution ratio and the dilution air temperature in the dilution tunnel on particle size distribution and mass concentration of particulate matter were examined.

The global warming problem caused by a large amount of discharged carbon dioxide from the use of fossil fuel required urgent measure to overcome this matter. In addition, the depletion of fossil fuel is thought as a huge problem for near future. Thus these problems have attracted many attentions of using biofuels especially that derived from vegetables oils as an alternative fuel for internal combustion engine. The authors conducted the systematic fundamental studies examining the spray combustion characteristics of biodiesels such as palm oil methyl ester (PME), coconut methyl ester (CME) and rapeseed methyl ester (RME). However, as biodiesel consists of some kinds of fatty acid methyl ester (FAME), thus it is difficult to determine the major factor governing the combustion characteristics of biodiesels. Therefore, in the research in question different types of FAME which present in biodiesel were used. Following hydrogen combustion, fuel was injected into the vessel at the time when the ambient pressure reached the expected value, and the spray combustion was then examined. Though the soot yield increases as the ambient oxygen concentration decreases, FAMES suppressed the amount of soot emission even at low ambient oxygen concentration due to its high oxygen content. Under the high temperature ambient condition around 1000 K, type of fuel and the mixing rates has small effect on the ignition delay.

The original paper is translated into Russian by G.Melnik, PhD. 5 tables, 34 ill., 19 ref.

Уважаемые читатели журнала!

На журнал «Двигателестроение»
можно подписаться
в почтовых отделениях связи
по каталогу агентства
«ПРЕССА РОССИИ».
Подписной индекс журнала
«Двигателестроение» —
70259



Подписаться на журнал можно в редакции.
Срок подписки на журнал «Двигателестроение»
в редакции не ограничен.
Для оформления подписки в редакции
нужно отправить заявку
по e-mail: ecology@rdiesel.ru.
Почтовый адрес редакции:
190020, Санкт-Петербург, а/я 9.
Телефон редакции: +7 (812) 719-73-30
В редакции можно приобрести ранее вышедшие номера журнала
(см. www.rdiesel.ru)



Экология НПФ

ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ

190020,
Санкт-Петербург, а/я 9
Тел: +7(812)719-73-30
e-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru