

**Двигателестроение**

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2023.3

**Учредитель:** МГТУ им. Н.Э. Баумана**Издатель:**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
105005, г. Москва, улица 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1  
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45  
info@bmstu.press, https://bmstu.press**Редакция:**МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва,  
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1  
dvs@bmstu.press  
http://www.rdieisel.ru; https://dvs.bmstu.press**Главный редактор:** М.В. Гордин, канд. техн. наук,  
ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана**Председатель редколлегии:**В.А. Марков, д-р техн. наук, профессор,  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, заместитель председателя экспертного совета ВАК РФ  
по энергетике, академик Академии военных наук РФ**Ответственный секретарь:** А.Б. Сорокина**Редактор:** С.А. Серебрякова**Корректор:** Н.В. Савельева**Компьютерная верстка:** Г.Ю. Молоткова**Дизайнер:** Я.М. Асинкритова

Издаётся с 1979 г. Выходит ежеквартально

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:**2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки),  
2.5.5. Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки) с 01.02.2022  
2.4.5. Энергетические системы и комплексы (технические науки), 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника (технические науки),  
2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели (технические науки), 2.5.9. Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий,  
веществ и природной среды (технические науки), 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки),  
2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов (технические науки), 2.5.20. Судовые энергетические  
установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки) с 15.02.2023Электронные версии журнала размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (https://www.elibrary.ru)  
и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Оригинал-макет подготовлен в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Подписано в печать 30.09.2023. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 13,5.

**Содержание****Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей****Барченко Ф.Б., Захаров И.И.**

Расчет рабочего процесса искрового свободнопоршневого двигателя двойного действия ..... 3

**Васильев Д.А., Богословский М.А., Варулин П.А., Фурзиков В.В.**Разработка алгоритма коррекции смещенной по углу поворота коленчатого вала и давлению  
экспериментальной индикаторной диаграммы поршневого двигателя ..... 15**Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей****Месбах М., Грибин В.Г., Попов В.В.**

Управление вторичными течениями в сопловой решетке осевой турбины с помощью вихрегенератора ... 28

**Системы автоматического управления и регулирования, автоматизация и диагностирование****Дойнов А.В., Косенко Г.И., Харитонов С.В.**Методика определения среднего индикаторного давления неактивного цилиндра для двигателя,  
обладающего возможностью отключения цилиндров ..... 44**Проблемы экологии****Лиханов В.А., Козлов А.Н.**

Моделирование сажевыделения в дизельном двигателе ..... 51

**Дударева Н.Ю., Ситдииков В.М.**Снижение токсичности отработавших газов двигателя внутреннего сгорания с помощью  
керамического покрытия на деталях камеры сгорания ..... 61**Альтернативные топлива****Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В.**Расчетные исследования параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака  
во впускную систему ..... 71**Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Валиуллина О.Е., Анисимов В.В., Вальехо Мальдонадо П.Р., Шлёнов М.И.**Повышение эффективности работы дизельного двигателя путем замещения части моторного топлива  
этиловым спиртом ..... 94

# Engines Construction

ISSN 0202-1633, DOI: 10.18698/jec.2023.3

**Founder:** Bauman Moscow State Technical University**Publisher:** Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University,105005, Moscow, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

+7 (499) 263-69-50, 263-60-45

info@bmstu.press, <https://bmstu.press>**Revision:**105005, Moscow, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,

Bauman Moscow State Technical University

dvs@bmstu.press

<http://www.rdiesel.ru>; <https://dvs.bmstu.press>**Editor-in-Chief:** M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.),  
Rector of Bauman Moscow State Technical University**The Chairman of Editorial Board:**

V.A. Markov, Dr. Sci. (Eng.),

Professor of the Bauman Moscow State Technical University,  
Deputy Chairman of the Expert Council of the Higher Attestation  
Commission of the Russian Federation on Energy, Academician  
of the Academy of Military Sciences of the Russian Federation**Executive Secretary:** A.B. Sorokina**Editor:** S.A. Serebryakova**Proofreader:** N.V. Savelyeva**Layout:** G.Yu. Molotkova**Design:** Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

Journal is Included into the List of Periodicals Approved by RF Higher Attestation Commission for Publication of Competitors Works for Scientific Degrees

The Journal is Included in Russian Science Citation Index (RSCI) (<https://www.elibrary.ru>)

The original layout was prepared by the Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University

## Contents

### *Calculations, Design, Research of Piston Engines*

**Barchenko F.B. , Zakharov I.I.**

Calculation of the Working Process in a Double-Acting Spark Free-Piston Engine ..... 3

**Vasiliev D.A., Bogoslovskii M.A., Varulin P.A., Furzikov V.V.**

Development of an Algorithm for Correcting the Piston Engine Experimental Indicator Diagram Biased by Crank Angle and Pressure ..... 15

### *Calculations, Design, Research of Gas Turbine Engines*

**Mesbakh M., Gribin V.G., Popov V.V.**

Secondary Flows Control in the Axial Turbine Nozzle Cascade Using a Vortex Generator ..... 28

### *Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics*

**Doinov A.V., Kosenko G.I., Kharitonov S.V.**

Method in the Average Indicative Pressure Determination with Inactive Cylinder for an Engine Able to Disconnect the Cylinders ..... 44

### *Environmental Problems*

**Likhanov V.A., Kozlov A.N.**

Simulating Soot Emissions in a Diesel Engine ..... 51

**Dudareva N.Y., Sitdikov V.M.**

Reducing Toxicity in the Internal Combustion Engine Exhaust Gases by Using Ceramic Coating on the Combustion Chamber Components ..... 61

### *Alternative Fuel*

**Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V.**

Computational Studies of the Diesel Engine Working Process Parameters with Ammonia Additives in the Intake System ..... 71

**Balakin A.Yu., Roslyakov A.D., Valiullina O.E., Anisimov V.V., Vallejo Maldonado P.R., Shlenov M.I.**

Improving the Efficiency of the Diesel Engine by Replacing Part of the Motor Fuel with Ethyl Alcohol ..... 94

## РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2023.3.3-14

### Расчет рабочего процесса искрового свободнопоршневого двигателя двойного действия

Ф.Б. Барченко, И.И. Захаров

МГТУ им. Н.Э. Баумана

### Calculation of the Working Process in a Double-Acting Spark Free-Piston Engine

F.B. Barchenko, I.I. Zakharov

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

В настоящее время в промышленности и в быту интенсивно распространяется применение электроприводов и датчиков для всего оборудования. Этот процесс связан с возможностью получения большего комфорта, упрощения эксплуатации и обслуживания техники благодаря широкому применению электроники и программного обеспечения. В связи с этим необходимо увеличивать выработку электроэнергии как на стационарных, так и на мобильных установках. Одним из таких перспективных мобильных генераторов с тепловым двигателем является свободнопоршневой двигатель внутреннего сгорания. Его применение рассматривают как в малых переносимых установках бытового назначения, так и в силовых установках специального назначения, а также в качестве генераторов гибридных силовых установок автотранспорта. Таким образом, развитие данного типа двигателей внутреннего сгорания представляет собой актуальную задачу. Свободнопоршневые двигатели внутреннего сгорания являются перспективным направлением развития ДВС благодаря высоким удельным мощностным характеристикам и меньшему количеству движущихся деталей по сравнению с традиционными поршневыми двигателями с кривошипно-шатунным механизмом. В работе выполнен расчет рабочего процесса свободнопоршневого искрового двигателя внутреннего сгорания двойного действия с одним поршнем. Исследование параметров рабочего процесса выполнено путем варьирования угла опережения зажигания и фаз газораспределения. Схема силовой установки предполагает щелевую продувку камер сгорания через окна в гильзе цилиндра и штоке поршня. На основе результатов расчета рабочего процесса смоделировано тепловое состояние деталей двигателя.

**Ключевые слова:** свободнопоршневой двигатель, бензиновый двигатель, щелевая продувка, моделирование, рабочий процесс, тепловое состояние, поршень, гильза цилиндра

Currently, electric drives and sensors are intensively used in all equipment both in industry and in the everyday life. This process is associated with a possibility of obtaining higher comfort and simplifying operation and maintenance of the equipment through the widespread introduction of electronics and software. In this regard, it becomes necessary to increase the power generation in both stationary and mobile devices. The free-piston internal combustion engine becomes a promising mobile generator with a thermal engine. Its introduction is considered both in small portable units for domestic use, in the special purpose power units, as well as in the vehicle hybrid power generators. Therefore, design and development of this type of the internal combustion engine is an urgent task. The free-piston internal combustion engines appear to be a promising area in development of the internal combustion engines due to their high specific power characteristics and fewer moving parts compared to the traditional piston engines with the crank mechanism. This paper calculates working process of the free-piston double-acting spark internal combustion engine with a singular piston. The working process parameters were analyzed by varying the ignition timing and valve-timing angle. The power plant design involves

slot blowing of the combustion chambers through the windows in the cylinder liner and in the piston rod. Based on results of the working process calculation, thermal state of the engine components was simulated.

**Keywords:** free-piston engine, gasoline engine, slot blowing, simulation, working process, thermal state, piston, cylinder liner

## Введение

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) широко применяются в различных отраслях промышленности: от сравнительно небольших инструментов сельскохозяйственной техники до силовых установок крупных кораблей. Одно из наиболее распространенных применений ДВС — первичный источник мощности в электрогенераторе, поэтому ДВС должен удовлетворять одновременно нескольким требованиям: обеспечивать экономичность и высокие энергетические показатели при невысокой стоимости и приемлемом ресурсе.

В данной работе рассмотрена силовая установка со свободнопоршневым двигателем (СПД) и линейным генератором, поэтому необходимо обеспечить нужные требования к динамике, мощности и низкому расходу топлива. В качестве компоновки двигателя выбрана необычная для такого вида установок линейная конфигурация с цилиндром двойного действия, которая позволяет значительно снизить габаритные размеры установки за счет количества цилиндров при той же мощности и отсутствия коленчатого вала как такового. Предполагается, что данный двигатель работает только на линейный генератор.

Цель данного исследования — анализ параметров двигателя, предлагаемого компанией AQUARIUS [1] для оценки перспектив развития такой схемы свободнопоршневого двигателя, создания новых перспективных ДВС, не уступающих имеющимся аналогам по среднему эффективному давлению и агрегатной мощности при высокой габаритной мощности.

## Обзор литературы

Разработки в области свободнопоршневых двигателей начались в 50-х годах прошлого столетия [2] и получили второе бурное рождение с появлением серийной электроники в 1990-х годах [3]. На текущий момент в научно-технической литературе и патентной документации предложен ряд теоретических и конструктор-

ских решений для свободнопоршневых двигателей.

В работах [4, 5] отмечается, что в 2002–2005 гг. в Европе шла работа по свободнопоршневому электрическому генератору, на разработку было затрачено 3,8 млн евро. Этот проект включал в себя четыре основные задачи:

- 1) разработка энергетически эффективной и чистой технологии для транспортных силовых установок на базе свободнопоршневого ДВС и линейного электрогенератора;

- 2) реализация режима сгорания HCCI — режима воспламенения бедных топливных смесей от сжатия в цилиндре;

- 3) реализация цикла Дизеля;

- 4) разработка испытательной установки мощностью 25 кВт для демонстрации технологии свободнопоршневых электрогенераторов с удельной мощностью не менее чем 0,6 кВт/кг, которые удовлетворяют требованиям EuroV к уровню выбросов вредных веществ для транспортных двигателей.

Национальная лаборатория Сандиа (США, штат Калифорния, г. Ливермор) в течение десяти лет проводит исследования свободнопоршневых двигателей под руководством П.В. Бларигана. Было объявлено о получении прототипа генератора мощностью до 15 кВт [6].

В университете Западной Вирджинии был разработан и испытан свободнопоршневой электрогенератор, мощность которого составила 500 Вт [7]. Отделение электрического оборудования университета использовало в качестве компоновки оппозитную схему с воспламенением от электрической искры. На трансляторе, находящемся на подвижной поршневой группе, были установлены постоянные магниты, электрические катушки были расположены в сердечнике статора. Университетом ставилась цель исследования протекающего HCCI-процесса и увеличения мощностного диапазона устройства.

Компанией Sunpower (США, штат Огайо) для министерства обороны и NASA была проведена разработка ряда линейных генераторов,

основанных на двигателе Стирлинга. Мощностной диапазон разработанных силовых установок различных моделей составил от 40 до 1000 Вт [8].

В университете Техаса (США, штат Техас) в центре электромеханики была исследована схема, разработана конструкция и проведены соответствующие испытания для свободнопоршневого электрогенератора, в котором используется преобразователь индукторного типа. В конструкции подобного генератора в качестве каркаса для крепления постоянных магнитов использовалось продолжение юбки поршня, тогда как в более классических конструкциях установлен отдельный индуктор с закрепленными постоянными магнитами. Подобная модернизация позволяет увеличить жесткость и компактность конструкции, однако такое изобретение имело слишком низкую удельную мощность, компенсируемую с помощью дополнительного набора отдельных модулей [9].

В университете Регины (США) был построен свободнопоршневой генератор, имеющий в составе силовой установке как один, так и два цилиндра. Выходная электрическая мощность изобретения составляла 1000 Вт. В разработке применялся коммерчески производимый линейный электрогенератор, который также служил стартером и устройством управления [9].

Компания Pempek Systems (Австралия) в феврале 2001 г. начала разработку проекта генератора, основанного на свободнопоршневом ДВС, и в 2004 г. анонсировала прототип генераторного модуля с искровым двигателем и оригинальной запатентованной системой газообмена. На текущий момент времени фирма также объявила о выпуске нового генераторного модуля для грузового транспортного средства с выходной мощностью генератора 100 кВт [10].

Исследовательская группа на факультете электрического оборудования чешского технического университета города Праги при участии П. Немечка и О. Высоки рассматривала систему управления двухтактным свободнопоршневым двигателем на существующей лабораторной установке. Подобным образом была разработана схема управления системой «двигатель — генератор», рассмотрены законы управления, а также получены результаты экспериментов [11].

Израильские разработчики из компании Aquarius Engines к концу 2021 г. создали рабо-

чий прототип генератора на основе свободнопоршневого ДВС. Силовая установка устройства отличается строением органов газообмена, позволяя развивать итоговую мощность 16 кВт [12].

Имеется научная база отечественных патентов на разработки свободнопоршневых двигателей с различными схемами. Одноцилиндровый прототип отличается способом возвращения поршня в исходное положение [13]. В двухцилиндровом прототипе агрегатом, отвечающим за газораспределение, является центральный поршень [14]. Прототип с поступательно движущимися поршнями с самого начала рассматривался в качестве источника механической энергии для линейного генератора [15]. Торoidalный свободнопоршневой двигатель интересен способом балансировки, а также способом передачи энергии к потребителю — через турбину [16].

Проявляемый научный интерес к свободнопоршневым схемам показывает актуальность развития данного направления двигателестроения. Рассмотренные выше двигатели имеют мощность от 1 до 20 кВт. Согласно сведениям, указанным в статьях, такая мощность либо требовалась заказчикам, либо была продиктована возможностями исследователя. В настоящее время агрегатная мощность большинства транспортных средств, актуальных для ведения хозяйственной деятельности, превышает 20 кВт. Поэтому исследованные образцы техники являются одной из секций блока силовой установки [12].

В результате проведенного обзора российских и международных публикаций были сформулированы следующие выводы:

- данные конструкции двигателя отличаются повышенной жесткостью и надежностью;
- пуск двигателя может проводиться с помощью линейного генератора, что снижает количество необходимых для работы систем;
- динамика поршня двигателя должна дополнительно корректироваться также с помощью линейного генератора. Это сложная задача, которая еще не была решена до конца.

Разработка такой сложной системы, как свободнопоршневой двигатель, невозможна без применения предварительного моделирования. В настоящее время для расчета рабочего процесса двигателя применяются компьютерные технологии нульмерного моделирования.

## Постановка задачи

Как было указано выше, в качестве перспективного образца был выбран СПД AQUARIUS — двухтактный свободнопоршневой искровой двигатель, который может быть установлен на автомобиле, маломерные суда, авиационную и спецтехнику в качестве дополнительной силовой установки [17]. Данный двигатель характеризуется простой конструкцией с малыми размерами и небольшим количеством частей, в том числе и движущихся, что увеличивает его надежность. Основными преимуществами свободнопоршневых двигателей служат высокая удельная мощность (литровая, габаритная), удельная масса и низкий удельный расход топлива [12]. Детальные параметры двигателя AQUARIUS не удалось найти в открытом доступе.

Задачи, решенные и описанные в данной статье, включают:

- нахождение геометрических параметров продувочных окон штока поршня и гильзы;
- расчет рабочего процесса для свободнопоршневого двигателя;
- определение теплового состояния поршня и гильзы двигателя.

На основе общих данных, приведенных в различных публикациях по двигателю AQUARIUS, была разработана собственная конструкция, основные характеристики которой представлены ниже.

### Основные характеристики разработанного двигателя

|                                                                  |      |
|------------------------------------------------------------------|------|
| Диаметр цилиндра, мм .....                                       | 76   |
| Ход поршня, мм .....                                             | 100  |
| Степень сжатия .....                                             | 15   |
| Число цилиндров .....                                            | 1    |
| Номинальная мощность, кВт .....                                  | 10   |
| Частота циклов при номинальной мощности, мин <sup>-1</sup> ..... | 3000 |
| Средняя скорость поршня, м/с .....                               | 10   |

Эскиз продольного разреза проектируемого двигателя показан на рис. 1.

Двигатель состоит из внешних подшипников 1, 8, цилиндрических головок 2, 7, внутренних подшипников 3, 5, цилиндра 4 и поршня 6, а также устройств системы впуска и системы топливоподачи. Впуск свежего заряда происходит через продувочные окна в штоке поршня, затем осуществляются сжатие, впрыск топлива, сгора-

ние и выпуск отработавших газов через выпускные окна в стенке цилиндра.

Важным аспектом геометрии двигателя являются размеры выпускных и продувочных окон. Для данной модели двигателя эти размеры были определены по методике, представленной в программе [18]. Результаты оценки приведены ниже.

### Характеристики органов газообмена

|                                                 |     |
|-------------------------------------------------|-----|
| Площадь продувочных окон, мм <sup>2</sup> ..... | 477 |
| Число продувочных окон .....                    | 8   |
| Площадь выпускных окон, мм <sup>2</sup> .....   | 811 |
| Число выпускных окон .....                      | 4   |

В работе исследовались два варианта поршней: монолитный (рис. 2) и сборный (рис. 3, 4).

Монолитный поршень характеризуется простотой конструкции, выполняется из жаропрочной стали или из алюминия. Окончательный выбор материала зависит от теплового состояния и получаемых напряжений поршня.

Сборный поршень характеризуется технологичностью конструкции, широкой возможностью создания дополнительных элементов охлаждения, которые становятся необходимы при форсировке двигателя. Шток поршня изготавливают из жаропрочной стали с закалкой по трущимся поверхностям, а огневое днище — из алюминия.

### Построение математической модели рабочего процесса

Для моделирования рабочего процесса двигателя и определения основных характеристик используется программа «Дизель-РК». Так как программа предназначена для расчета классических двигателей внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом, при расчете разрабатываемого свободнопоршневого двигателя было принято допущение о том, что кинематика свободного поршня совпадает с кинематикой кривошипных двигателей. Такой подход упрощает реальную кинематику, но позволил на начальном этапе оценить эффективные и индикаторные показатели двигателя, выбрать размеры органов газораспределения.

Так как двигатель двухтактный и не форсированный, в качестве продувочного насоса используется центробежный компрессор со степенью повышения давления 1,05.

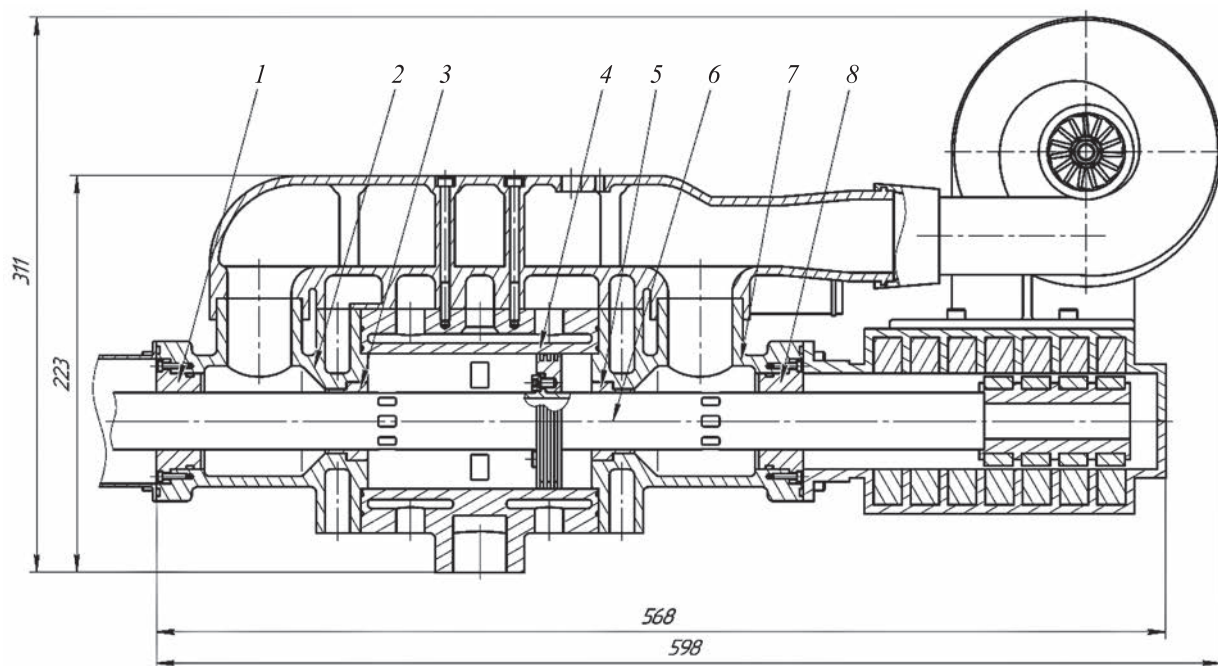


Рис. 1. Продольный разрез двигателя:

1, 8 — внешние подшипники; 2, 7 — головки цилиндра; 3, 5 — внутренние подшипники; 4 — цилиндр; 6 — поршень

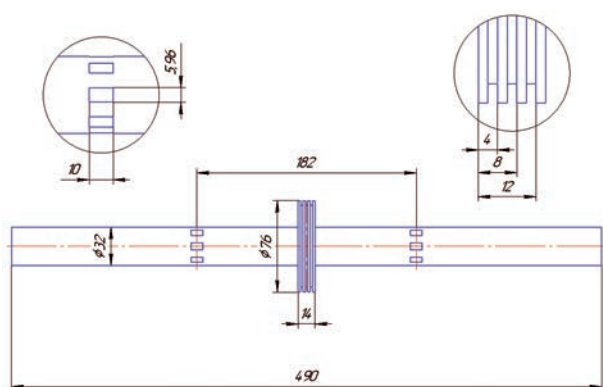


Рис. 2. Эскиз монолитного поршня

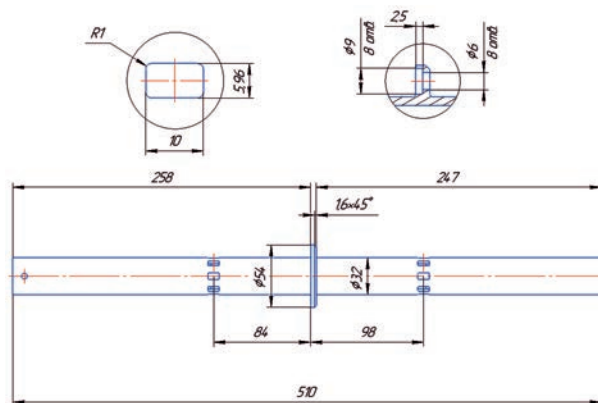


Рис. 3. Эскиз штока сборного поршня

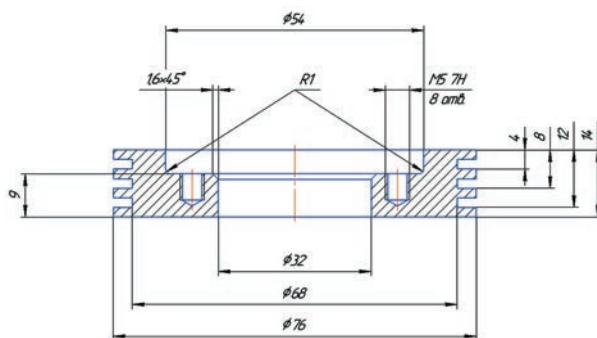


Рис. 4. Эскиз огневого днища сборного поршня

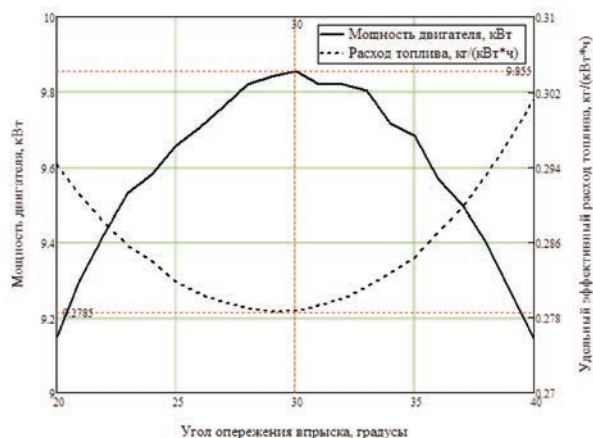


Рис. 5. Мощность и удельный эффективный расход топлива в зависимости от угла опережения зажигания

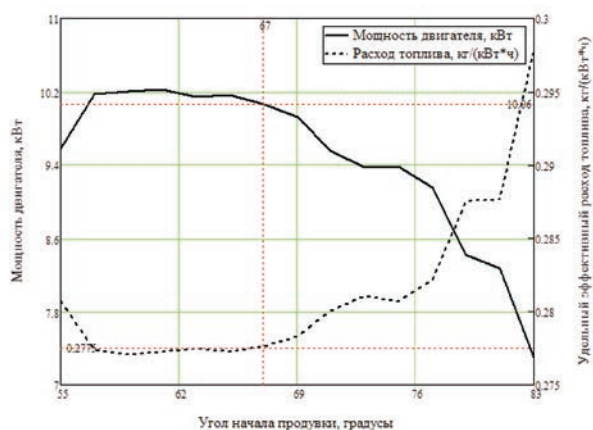


Рис. 6. Мощность и удельный эффективный расход топлива в зависимости от угла начала продувки

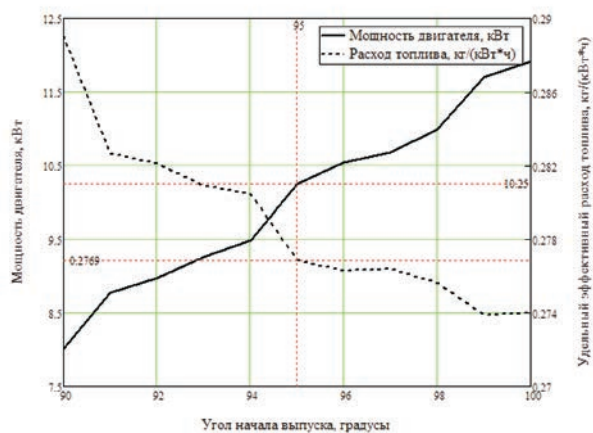


Рис. 7. Мощность и удельный эффективный расход топлива в зависимости от угла начала выпуска

Для определения искомого рабочего процесса, обеспечивающего необходимую мощность 10 кВт, необходимо подобрать параметры опережения зажигания и фаз газораспределения. Результаты оптимизации по этим параметрам, полученные в программе «Дизель-РК», представлены на рис. 5–7.

Угол опережения зажигания был выбран равным 30 град. ПКВ, что соответствует расстоянию 15,4 мм от головки цилиндра до поршня. Это расстояние в положении ВМТ, соответствующем степени сжатия 15, составляет 7,1 мм. Углы фаз выпуска и продувки были выбраны равными 95 град. ПКВ (расстояние от головки до поршня 59,1 мм) и 67 град. ПКВ (расстояние от головки до поршня 82,1 мм) соответственно. Основные результаты расчета рабочего процесса представлены ниже.

#### Итоговые характеристики двигателя на номинальном режиме

|                                                  |              |
|--------------------------------------------------|--------------|
| Суммарная эффективная мощность, кВт              | ..... 9,98   |
| Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт · ч) | ..... 278    |
| Коэффициент избытка воздуха                      | ..... 0,85   |
| Максимальное давление цикла, МПа                 | ..... 3,1    |
| Максимальная температура цикла, К                | ..... 2431,2 |

Таким образом, были выбраны оптимальные параметры двигателя, обеспечивающие мощность двигателя, соответствующую техническому заданию.

#### Расчет теплового состояния цилиндропоршневой группы

Следующий этап анализа конструкции двигателя — расчет теплового состояния деталей. Подобный шаг позволит провести подбор материалов с точки зрения применимости двигателя в области высоких температур. Таким образом, был проведен анализ теплового состояния основных элементов двигателя: поршня и цилиндра.

#### Анализ температур поршня

Для поршня были предусмотрены две различные конечно-элементные модели цельной и сборной конструкции, представленные на рис. 8.

Материалы поршней различной конструкции были выбраны при причине их широкой распространенности в машиностроении. Алюминиевый сплав АЛ25 обладает высоким коэффициентом теплопроводности, что позволяет

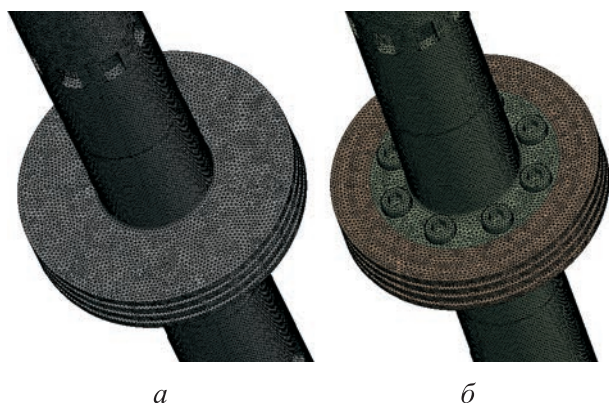


Рис. 8. Сетки расчетной области поршня:  
а — монолитного; б — сборного

лучше отводить температуру от детали. Жаропрочная сталь 20Х3МВФ, напротив, обладает большим пределом прочности и меньшим коэффициентом линейного расширения.

Поверхности приложения граничных условий третьего рода, которые использовались для расчета теплового состояния поршня, показаны на рис. 9, их значения представлены в табл. 1.

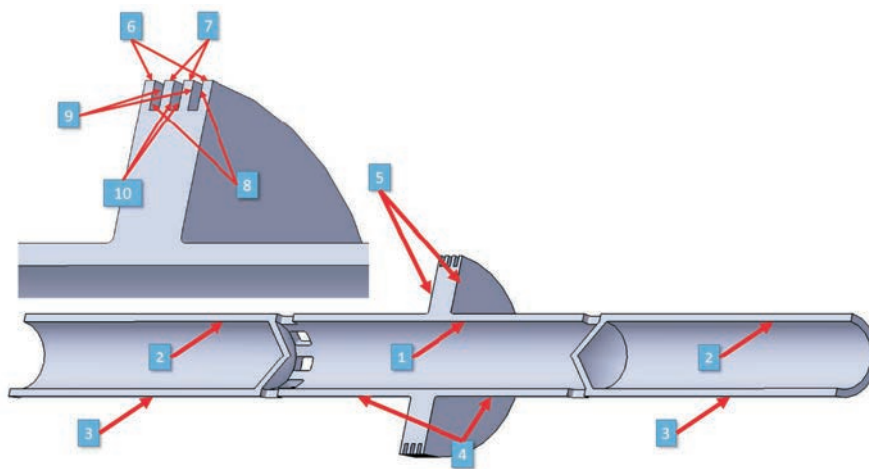


Рис. 9. Поверхности приложения граничных условий

Таблица 1. Параметры граничных условий теплового состояния поршня

| Номер поверхности | $T$ , °C | $\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К) | Номер поверхности | $T$ , °C | $\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> · К) |
|-------------------|----------|------------------------------------|-------------------|----------|------------------------------------|
| 1                 | 20       | 200                                | 6                 | 400      | 225                                |
| 2                 | 50       | 80                                 | 7                 | 250      | 600                                |
| 3                 | 100      | 1 610                              | 8                 | 250      | 900                                |
| 4                 | 200      | 2 000                              | 9                 | 250      | 15 500                             |
| 5                 | 1268,7   | 216,6                              | 10                | 250      | 11 000                             |

Согласно установленным граничным условиям, были найдены температурные поля деталей, представленные на рис. 10 для монолитного поршня из жаропрочной стали, алюминия и на рис. 11 для поршня сборной конструкции соответственно.

Максимальная температура деталей из жаропрочной стали и алюминия составляет 389 и 300 °C соответственно, что лежит ниже температуры критерия работоспособности (550 и 350 °C), а значит, поршни из этих материалов удовлетворяют условиям работы.

Согласно результатам расчета, температуры стальной и алюминиевой части сборного поршня составляют 386 и 316 °C соответственно. Эти температуры лежат ниже температуры критерия работоспособности (для стали 550 °C, для алюминия 350 °C), следовательно, данная конструкция также пригодна для использования в двигателе.

#### Анализ температур гильзы

Для расчета граничных условий на стенке цилиндра в среде MATLAB была написана

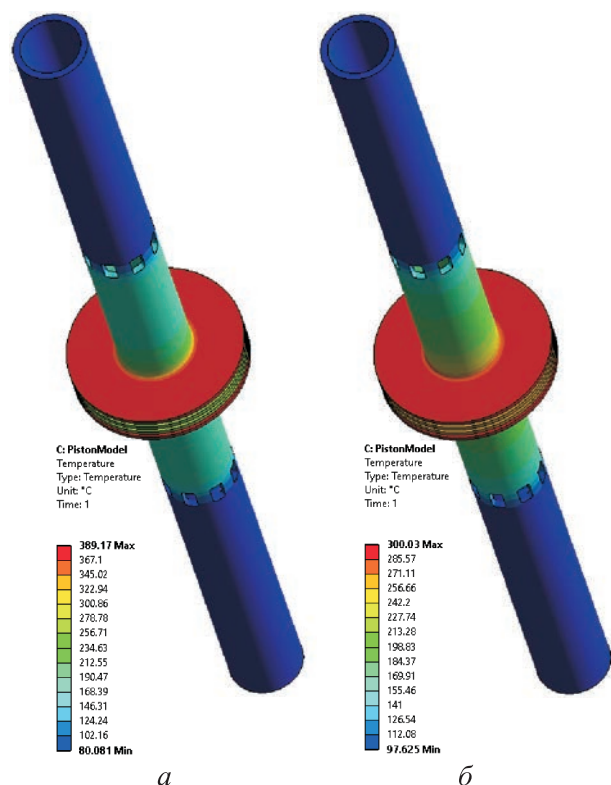


Рис. 10. Результаты расчета монолитного поршня, выполненного из различных материалов:  
а — жаропрочная сталь; б — сплав АЛ25

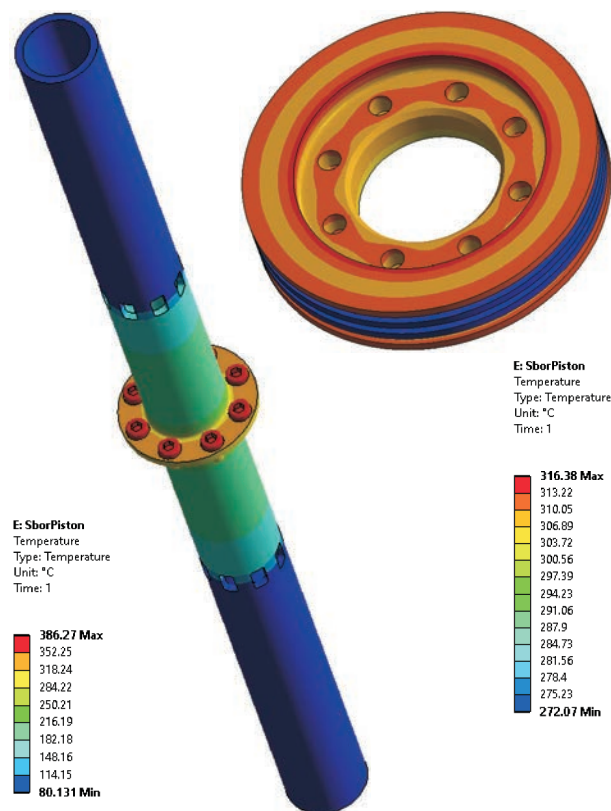


Рис. 11. Результаты расчета для сборного поршня

программа, блок-схема которой представлена на рис. 12.

На вход программа принимает данные индикаторной диаграммы температуры в цилиндре и коэффициента теплоотдачи от газа к стенке в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Далее программа создает одномерную расчетную сетку гильзы цилиндра, по которой формирует массивы данных температур и коэффициентов теплоотдачи в соответствующих ячейках сетки. Простановка значений зависит от текущих температур и коэффициентов теплоотдачи в левом и правом цилиндре, а также от положения поршня.

Затем программа находит среднее значение коэффициентов теплоотдачи в каждой ячейке сетки и формирует массив вывода среднего коэффициента теплоотдачи. Действующие температуры для каждой ячейки рассчитываются путем нахождения значения деления среднего теплового потока в ячейку на средний коэффициент теплоотдачи ячейки:

$$T_{\text{ср}} = \frac{\bar{Q}}{\alpha_w} = \frac{\bar{T}_i \cdot \bar{\alpha}_{w,i}}{\bar{\alpha}_w}.$$

Таким образом, были получены граничные условия третьего рода на стенке цилиндра. График их распределения представлен на рис. 13.

Для упрощения теплового расчета было принято решение разделить гильзу двумя плоскостями симметрии и проводить расчет на полученной модели. В таком случае используется лишь половина значений графика на рис. 13, которые прикладываются к поверхностям 1–11 на рис. 14 соответственно.

Поверхности приложения граничных условий представлены на рис. 14, а соответствующие значения — в табл. 2.

В качестве материала для гильзы цилиндра был взят серый чугун СЧ30. Подобный выбор материала характерен для двигателей специального назначения, поскольку хорошая жидкотекучесть чугуна позволяет получать качественные отливки сложной формы [19].

Согласно установленным граничным условиям, были найдены температурные поля деталей, представленные на рис. 15.

Для данной детали максимальная температура составляет 160 °С. Так как температура

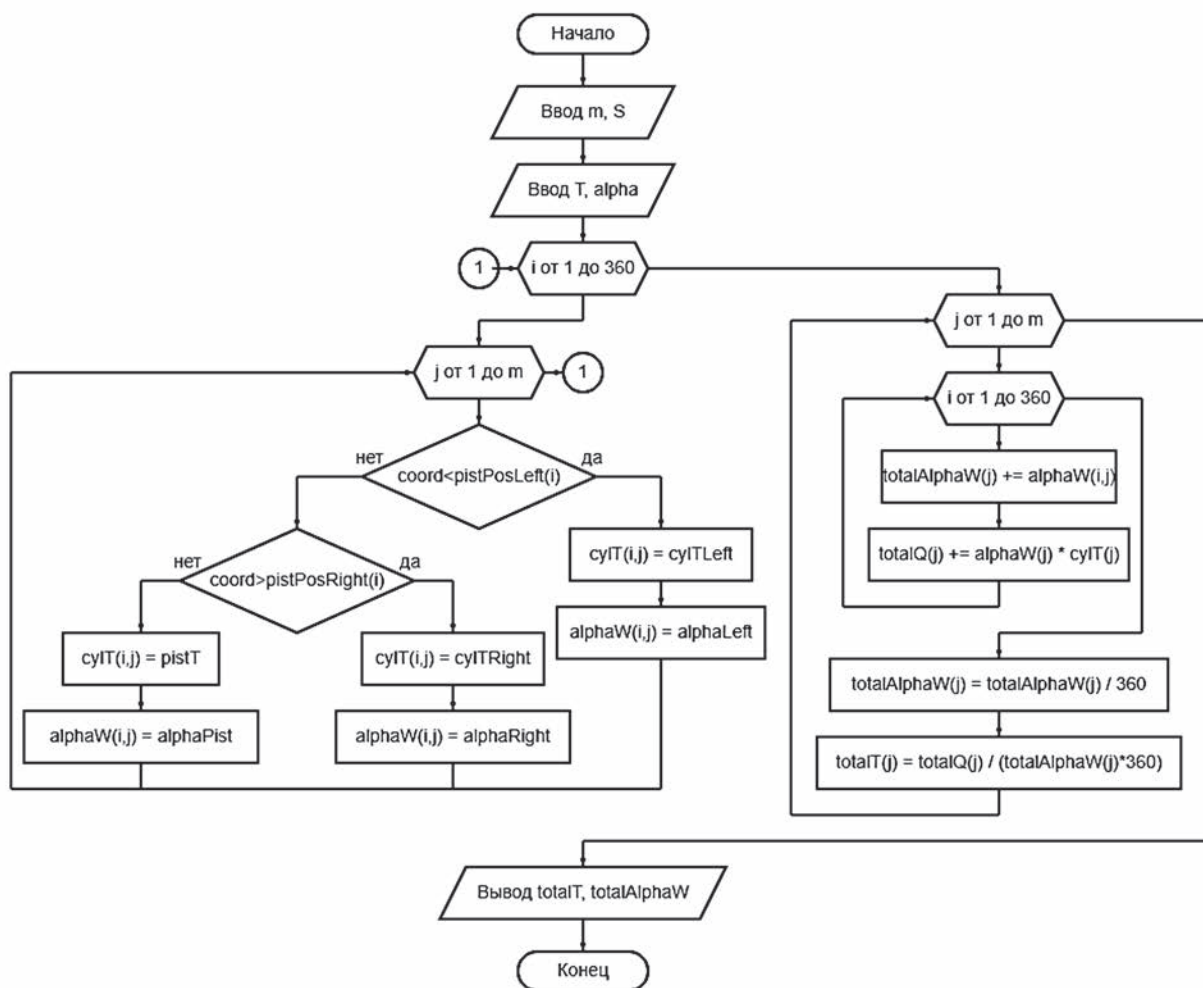


Рис. 12. Блок-схема программы для расчета граничных условий на стенке цилиндра

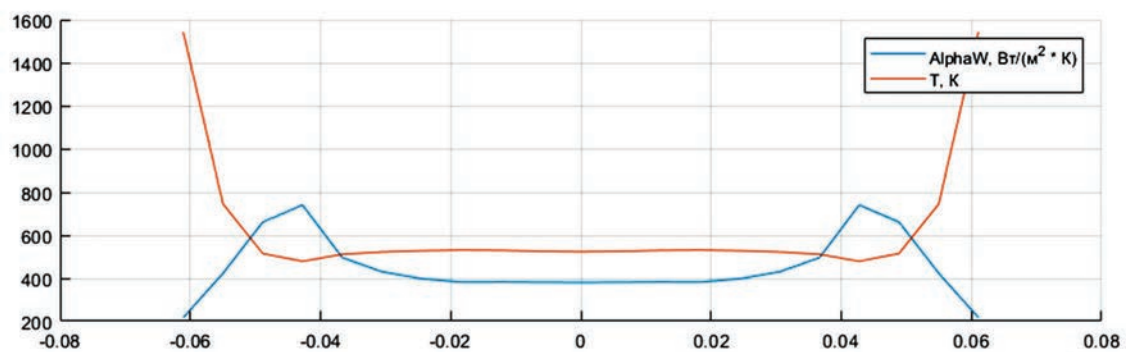


Рис. 13. Распределение граничных условий третьего рода по стенке цилиндра

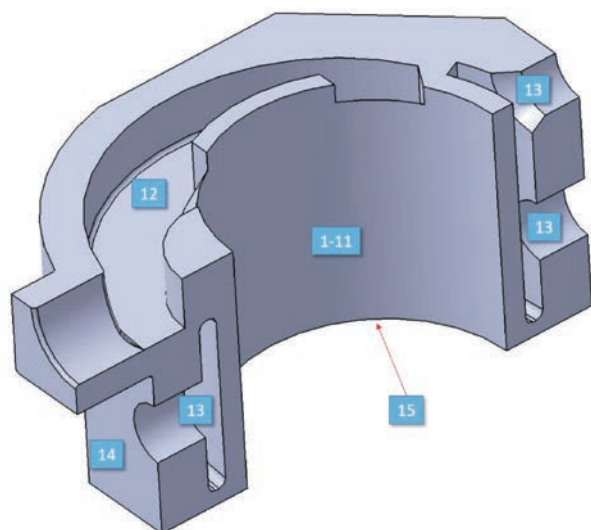


Рис. 14. Поверхности приложения граничных условий

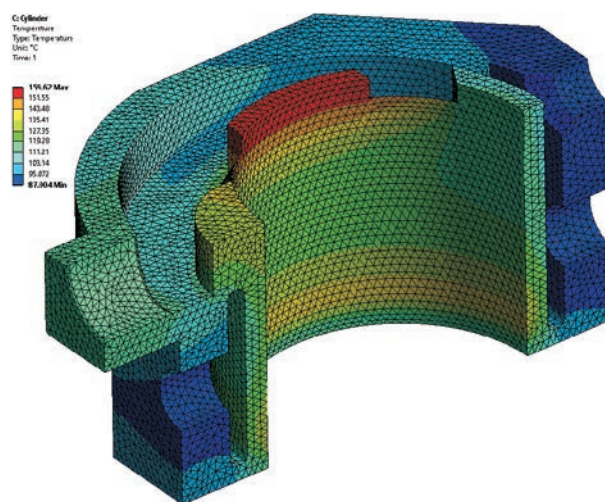


Рис. 15. Результаты теплового расчета цилиндра

Таблица 2. Граничные условия теплообмена цилиндра

| Номер поверхности | $T, ^\circ\text{C}$ | $\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ | Номер поверхности | $T, ^\circ\text{C}$ | $\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ | Номер поверхности | $T, ^\circ\text{C}$ | $\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ |
|-------------------|---------------------|-------------------------------------------------|-------------------|---------------------|-------------------------------------------------|-------------------|---------------------|-------------------------------------------------|
| 1                 | 1270,19             | 216,24                                          | 6                 | 249,09              | 430,17                                          | 11                | 250,32              | 380,72                                          |
| 2                 | 472,70              | 422,65                                          | 7                 | 254,96              | 397,65                                          | 12                | 250                 | 150                                             |
| 3                 | 241,94              | 661,25                                          | 8                 | 258,19              | 381,86                                          | 13                | 85                  | 2000                                            |
| 4                 | 205,65              | 740,70                                          | 9                 | 256,68              | 382,89                                          | 14                | 30                  | 40                                              |
| 5                 | 238,22              | 495,97                                          | 10                | 252,19              | 381,41                                          | 15                | 100                 | 3000                                            |

критерия работоспособности для СЧ30 составляет  $250\text{ }^\circ\text{C}$ , то гильза из этого материала удовлетворяет условиям работы.

### Заключение

В результате расчета рабочего процесса свободнопоршневого двигателя предложены оптимальные параметры, обеспечивающие выходную мощность  $9,98\text{ кВт}$ . Также получены параметры граничных условий третьего рода, необходимые для теплового анализа элементов двигателя.

Выполнен тепловой расчет поршня двух различных конструкций. В качестве материалов для монолитного поршня может быть использована сталь 20Х3МВФ или алюминиевый сплав АЛ25. Рекомендуется применять сборную конструкцию, поскольку при подобном исполнении детали достигается лучшее теплоотведение

в стенку цилиндра и появляется возможность закалки трущихся поверхностей штока.

В результате теплового расчета определены приемлемые значения максимальной температуры как для монолитных моделей, так и для сборной модели поршня. Температура монолитного поршня из жаропрочной стали 20Х3МВФ составила  $389\text{ }^\circ\text{C}$ , из алюминиевого сплава АЛ25 —  $300\text{ }^\circ\text{C}$ . Температура частей составного поршня осталась в пределах  $386\text{ }^\circ\text{C}$  для стали и  $316\text{ }^\circ\text{C}$  для алюминиевого сплава. Следовательно, каждое из этих исполнений является работоспособным при подобных значениях температуры.

С помощью программы на базе MATLAB были уточнены граничные условия на стенке цилиндра. По итогам теплового расчета гильзы цилиндра максимальная температура детали ограничена значением  $160\text{ }^\circ\text{C}$ . Максимальная допустимая температура чугуна составляет  $250\text{ }^\circ\text{C}$ , поэтому деталь признается работоспособной.

## Литература

- [1] *Aquarius Engines Energy Generation*. URL: <https://www.aquariusengines.com> (accessed January 14, 2023).
- [2] Булеков Н.А. Ручной ударный инструмент со свободнопоршневым двигателем внутреннего сгорания. Патент СССР № 394925, МПК В 25 D 9/10, 1950.
- [3] Точилкин В.И., Мангушев Н.И., Виноградов Ю.В. Свободнопоршневой двигатель. Патент СССР № 1724912, МПК F 02 B 71/00, 1992, бюл. № 13.
- [4] Arshad W.M., Sadarangani C., Bäckström T., Thelin P. *Finding an Appropriate Electrical Machine for a Free Piston Generator*. Stockholm, Royal Institute of Technology, 2002.
- [5] Liu Y., Leksell M., Arshad W.M., Thelin P. *Influence of Speed and Current Profiles upon Converter Dimensioning and Electrical Machine Performance in a Free-Piston Generator*. Stockholm, Royal Institute of Technology, 2003.
- [6] Blarigan P.V. Free-Piston Engine. *DOE Vehicle Technologies Program Annual Merit Review*, 2011. URL: [https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f10/ace008\\_vanblarigan\\_2011\\_o.pdf](https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f10/ace008_vanblarigan_2011_o.pdf) (accessed January 14, 2023).
- [7] Atkinson C.M., Petreanu S., Clark N.N. et al. Numerical Simulation of a Two-Stroke Linear Engine-Alternator Combination. *SAE Technical Paper Series*, 1999. <https://doi.org/10.4271/1999-01-0921>
- [8] *Sunpower Free-Piston Stirling Technology*. URL: <https://www.sunpowerinc.com/our-technologies/stirling-engines> (accessed January 14, 2023).
- [9] Кецаис А.А., Духанин В.И. Линейный генератор с двигателем внутреннего сгорания со свободным поршнем. Структура и перспективы применения. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2012, № 6 (30), с. 42–48.
- [10] Carter D., Wechner E. The Free Piston Power Pack: Sustainable Power for Hybrid Electric Vehicles. *SAE Technical Papers*, 2003. <https://doi.org/10.4271/2003-01-3277>
- [11] Vysoký O. Linear Combustion Engine as Main Energy Unit for Hybrid Vehicles. *Proceedings of Transtec*, Prague, 2007.
- [12] *Aquarius Engines Energy Generation*. URL: <https://www.aquariusengines.com/technology/> (accessed May 04, 2022).
- [13] Браун А. Свободнопоршневой двигатель. Патент СССР № 1352194, МПК F 02 B 71/00, 1977, бюл. № 9.
- [14] Штельцер Ф. Двухтактный свободнопоршневой двигатель. Патент СССР № 1192635, МПК F 02 B 71/00, 1985, бюл. № 42.
- [15] Матюнин О.П. Свободнопоршневой двигатель-электрогенератор. Патент СССР № 1740728, МПК F 02 B 71/00, 1992, бюл. № 22.
- [16] Попов В.Д. Свободнопоршневой двухтактный двигатель. Патент СССР № 1574869, МПК F 02 B 71/06, 1990, бюл. № 24.
- [17] *Aquarius Engines Markets*. URL: <https://www.aquariusengines.com/#markets> (accessed January 14, 2023).
- [18] Программный комплекс Дизель РК. URL: <https://diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Main> (дата обращения 14.01.2023).
- [19] Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2008, 496 с.

## References

- [1] *Aquarius Engines Energy Generation*. Available at: <https://www.aquariusengines.com> (accessed January 14, 2023).
- [2] Bulekov N.A. *Ruchnoy udarnyy instrument so svobodnoporshnevym dvigatelem vnutrennego sgoraniya* [Handheld Impact Tool with Free-Piston Internal Combustion Engine]. Patent no. 394925 USSR, MPK B 25 D 9/10, 1950. (In Russ.).
- [3] Tochilkin V.I., Mangushev N.I., Vinogradov Yu.V. *Svobodnoporshnevoy dvigatel'* [Free Piston Engine]. Patent no. 1724912 USSR, MPK F 02 B 71/00, 1992, bull. no. 13. (In Russ.).
- [4] Arshad W.M., Sadarangani C., Bäckström T., Thelin P. *Finding an Appropriate Electrical Machine for a Free Piston Generator*. Stockholm, Royal Institute of Technology, 2002.
- [5] Liu Y., Leksell M., Arshad W.M., Thelin P. *Influence of Speed and Current Profiles upon Converter Dimensioning and Electrical Machine Performance in a Free-Piston Generator*. Stockholm, Royal Institute of Technology, 2003.
- [6] Blarigan P.V. Free-Piston Engine. *DOE Vehicle Technologies Program Annual Merit Review*, 2011. Available at: [https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f10/ace008\\_vanblarigan\\_2011\\_o.pdf](https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f10/ace008_vanblarigan_2011_o.pdf) (accessed January 14, 2023).

- [7] Atkinson C.M., Petreanu S., Clark N.N. et al. Numerical Simulation of a Two-Stroke Linear Engine-Alternator Combination. *SAE Technical Paper Series*, 1999. <https://doi.org/10.4271/1999-01-0921>
- [8] *Sunpower Free-Piston Stirling Technology*. Available at: <https://www.sunpowerinc.com/our-technologies/stirling-engines> (accessed January 14, 2023).
- [9] Ketsaris A.A., Dukhanin V.I. Free Piston Linear Generator. Structure and Application Perspective. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2012, no. 6 (30), pp. 42–48. (In Russ.).
- [10] Carter D., Wechner E. The Free Piston Power Pack: Sustainable Power for Hybrid Electric Vehicles. *SAE Technical Papers*, 2003. <https://doi.org/10.4271/2003-01-3277>
- [11] Vysoký O. Linear Combustion Engine as Main Energy Unit for Hybrid Vehicles. *Proceedings of Transtec*, Prague, 2007.
- [12] *Aquarius Engines Energy Generation*. Available at: <https://www.aquariusengines.com/technology/> (accessed May 04, 2022).
- [13] Braun A. *Svobodnoporshnevoy dvigatel'* [Free Piston Engine]. Patent no. 1352194 USSR, MPK F 02 B 71/00, 1977, bull. no. 9. (In Russ.).
- [14] Shtel'tser F. *Dvukhtaktnyy svobodnoporshnevoy dvigatel'* [Two-Stroke Free Piston Engine]. Patent no. 1192635 USSR, MPK F 02 B 71/00, 1985, bull. no. 42. (In Russ.).
- [15] Matyunin O.P. *Svobodnoporshnevoy dvigatel'-elektrogenerator* [Free Piston Engine-Electric Generator]. Patent no. 1740728 USSR, MPK F 02 B 71/00, 1992, bull. no. 22. (In Russ.).
- [16] Popov V.D. *Svobodnoporshnevoy dvukhtaktnyy dvigatel'* [Free-Piston Two-Stroke Engine]. Patent no. 1574869 USSR, MPK F 02 B 71/06, 1990, bull. no. 24. (In Russ.).
- [17] *Aquarius Engines Markets*. Available at: <https://www.aquariusengines.com/#markets> (accessed January 14, 2023).
- [18] *Programmnyy kompleks Dizel' RK* [Diesel RK Software Package]. Available at: <https://diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php?page=Main> (accessed January 14, 2023).
- [19] Chaynov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Design of Internal Combustion Engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2008, 496 p. (In Russ.).

*Материалы получены редакцией 30.06.2023*

### Сведения об авторах

**Барченко Филипп Борисович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: barchenco@mail.ru

**Захаров Иван Игоревич** — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: vneih@yandex.ru

### Information about the authors

**Barchenko Filipp Borisovich** — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: barchenco@mail.ru

**Zakharov Ivan Igorevich** — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: vneih@yandex.ru

### Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Барченко Ф.Б., Захаров И.И. Расчет рабочего процесса искрового свободнопоршневого двигателя двойного действия. *Двигателестроение*, 2023, № 3 (293), с. 3–14. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.3-14>

### Citation:

Barchenko F.B., Zakharov I.I. Calculation of the Working Process in a Double-Acting Spark Free-Piston Engine. *Engines Construction*, 2023, no. 3 (293), pp. 3–14 (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.3-14>

УДК 621.432

DOI: 10.18698/jec.2023.3.15-27

## Разработка алгоритма коррекции смещенной по углу поворота коленчатого вала и давлению экспериментальной индикаторной диаграммы поршневого двигателя

Д.А. Васильев<sup>1</sup>, М.А. Богословский<sup>1</sup>, П.А. Варулин<sup>1</sup>, В.В. Фурзиков<sup>2,3</sup>

<sup>1</sup>ООО «Центр инновационного развития СТМ»

<sup>2</sup>ООО «Уральский дизель-моторный завод»

<sup>3</sup>Камский политехнический институт

## Development of an Algorithm for Correcting the Piston Engine Experimental Indicator Diagram Biased by Crank Angle and Pressure

D.A. Vasiliev<sup>1</sup>, M.A. Bogoslovskii<sup>1</sup>, P.A. Varulin<sup>1</sup>, V.V. Furzikov<sup>2,3</sup>

<sup>1</sup>LLC Center for Innovative Development of STM

<sup>2</sup>LLC Ural Diesel Engine Plant

<sup>3</sup>Kama State Polytechnic Institute

Рассмотрены возможные последствия, причинами которых служат актуальные проблемы при записи индикаторной диаграммы (ИД) поршневого двигателя: ошибки выставления верхней мертвой точки (ВМТ) и привязки по давлению в системе индицирования. Выполнен обзор существующих методов расчетного определения ошибок смещения ИД по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) и давлению и выбраны оптимальные для практического использования в составе программного комплекса по анализу результатов эксперимента — метод симметрии с коррекцией линии расширения и метод трех точек. Составлен единый математический алгоритм поиска обеих ошибок по данным индицирования двигателя, прокручиваемого от внешнего источника энергии, на языке программирования Python с использованием библиотек, находящихся в свободном доступе. Применен алгоритм для обработки содержащих ошибки смещения записанных ИД и получены результаты, физически обоснованные методами качественной оценки — по отсутствию петли в районе ВМТ на  $T-S$ -диаграмме и по характеру зависимости показателя политропы от угла ПКВ на линии сжатия. Внесение поправок, вычисленных с помощью составленного алгоритма, привело к значительному уточнению результатов индицирования, что позволит проводить дальнейшую обработку данных испытаний, исключая необходимость проведения дополнительных работ с использованием специализированной аппаратуры и тщательной настройки системы записи.

**Ключевые слова:** индикаторная диаграмма, поршневой двигатель, ошибка смещения, прокрутка двигателя, оценка качества индицирования, физические процессы в камере сгорания, метод симметрии с коррекцией линии расширения, метод трех точек

The paper considers possible consequences caused by the current problems when registering the piston engine indicator diagram (ID): errors in setting the top dead center (TDC) and pressure binding in the indicating system. The existing methods in calculating errors of the ID biased by the crankshaft rotation (CR) angle and pressure were analyzed. The optimal methods were selected for practical introduction as part of a software package for analyzing the experimental results: symmetry method with the expansion line correction and the three-point method. A unified mathematical algorithm was compiled to search for both errors based on the indication data of an engine cranked from the external energy source. The algorithm is in the Python programming language using the freely available libraries. An algorithm was used to process the registered IDs containing the bias errors. Results were obtained that were physically substantiated by qualitative assessment methods: by the missing loop in the TDC region on the  $T-S$  diagram and by the nature of the polytropic index dependence on the CR angle in the compression line. Introduction of corrections calculated using the developed algorithm led to significant refinement of the indexation results, which would allow further test data processing and eliminate the need for additional work using specialized equipment and careful adjustment of the registration system.

**Keywords:** indicator diagram, piston engine, bias error, engine cranking, indication quality assessment, physical processes in the combustion chamber, symmetry method with the expansion line correction, three-point method

## Введение

Измерение мгновенного давления в рабочих полостях энергетических машин широко используется при исследовании физических процессов со времен Джона Саузерна, помощника Джеймса Уатта, который изобрел прибор для визуальной регистрации давления в цилиндрах паровой машины на тактах расширения-выпуска в 1796 г. [1]. Вследствие высокой информативности индикаторной диаграммы (ИД) в двигателестроении индицирование и по сей день является одним из основных инструментов при исследовании, проектировании, доводке и в перспективе при диагностике двигателя [2–4].

Запись ИД сводится к регистрации мгновенного значения двух переменных — давления  $p$  и объема  $V$  в камере сгорания (КС). По полученной табличной функции вида  $p(V)$  в дальнейшем проводят расчет индикаторных параметров и анализ физических процессов в КС. Объем в процессе индицирования двигателя определяют косвенно по геометрии кривошипно-шатунного механизма и текущего угла поворота коленчатого вала (ПКВ), регистрируемого угловым датчиком (энкодером). Давление измеряют путем установки датчика давления непосредственно в КС двигателя.

Процесс индицирования, несмотря на сложность конфигураций современных систем индицирования, всегда сопряжен с наличием погрешностей измерения, связанных с нелинейностью и искажением электрических сигналов датчиков, резкими изменениями давления, дрейфом сигнала, ошибками в согласовании по фазе характеристик изменения давления и объема. При этом точность определения давления и угла ПКВ играет большую роль, поскольку небольшая ошибка приводит к значительной погрешности определения индикаторных параметров и затрудняет анализ физических процессов в КС, что в связи с высокими требованиями, предъявляемыми к современным двигателям, обуславливает высокую актуальность задачи повышения качества измерительных и обрабатывающих комплексов.

Целью настоящей работы является разработка математического алгоритма определения

систематических ошибок смещения (сдвига всех точек на фиксированное значение) записанных ИД по углу ПКВ и давлению.

## Предпосылки к разработке математического алгоритма

Несмотря на развитие систем измерения в составе систем индицирования, проблема фазирования энкодера — выставления верхней мертвой точки (ВМТ) — часто является труднопреодолимой в ходе эксперимента [5]. Допущение этой ошибки ведет к высокой погрешности в определении параметров тепловыделения [6] и индикаторных параметров двигателя, в частности, по данным [7]:

$$ERROR_{IMEP} = 9 \cdot \Delta TDC, \quad (1)$$

где  $ERROR_{IMEP}$  — погрешность в определении среднего индикаторного давления цикла, %;  $\Delta TDC$  — ошибка в выставлении ВМТ, град. ПКВ.

Для точного фазирования энкодера существуют специальные датчики ВМТ, обеспечивающие высокую точность (погрешность в пределах 0,1 град. ПКВ [5], или менее 1 % по среднему индикаторному давлению из формулы (1)). Стоимость данного датчика достаточно высока и может превосходить стоимость датчика давления, ввиду чего на практике часто применяют менее затратные методы выставления ВМТ, основанные на численном анализе записанных ИД. Как правило, для расчета ошибки смещения угла ПКВ используются данные индицирования без подачи топлива при прокручивании двигателя от постороннего источника энергии [8].

Основная сложность в расчетном определении ошибки смещения угла ПКВ заключается в том, что в реальном двигателе угол достижения максимального давления  $p_z$  при работе без подачи топлива опережает угол достижения ВМТ из-за диссипации энергии в систему охлаждения и утечек рабочего тела через неплотности КС. Численно опережение характеризуется углом термодинамических потерь  $\theta_{loss}$  (рис. 1). Его значение может составлять по различным данным от 0,4 до 1,2 град. ПКВ [7, 8].

Измерение мгновенного давления в КС двигателя является сложной технической

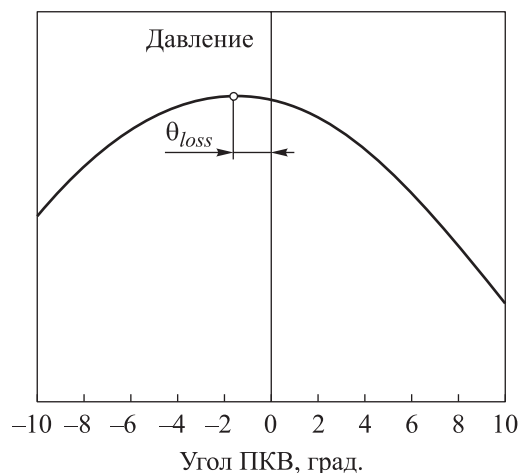


**Рис. 1.** Угол термодинамических потерь на развернутой ИД

задачей, что обусловлено высокими требованиями к точности выходного сигнала и тяжелыми условиями работы датчика. Современные датчики должны выполнять запись в условиях колебаний давления и теплового потока высокой амплитуды (до 25 МПа и 15 МВт/м<sup>2</sup>), а также периодических и случайных вибраций корпусных деталей [9], обладая при этом небольшими размерами для возможности установки датчика в КС двигателя без нарушения ее геометрии. Наибольшее распространение на сегодняшний день получили кварцевые пьезоэлектрические датчики, работа которых основана на способности определенных кристаллов генерировать электрический заряд при механической деформации [5]. Такие датчики способны регистрировать только изменение давления, поэтому для регистрации абсолютного давления необходимо задать начальное условие — давление привязки. Несмотря на то что ошибка смещения давления в записанной ИД не влияет на погрешность определения индикаторных параметров двигателя, при исследовании внутрицилиндровых процессов будет получен ложный результат, что также обуславливает важность минимизации этой ошибки [10].

Помимо ошибок смещения в записанных ИД содержатся шумы, источниками которых в сигнале давления при записи являются некорректная установка датчика, тепловые эффекты, резонанс и нелинейность датчика, вибрация, связанные с передачей сигнала явления и аналого-цифровое преобразование [5]. Наличие шумов является негативным фактором, услож-

няющим процесс обработки ИД при анализе физических процессов в КС, обуславливая необходимость применения фильтрации [3, 6].

### Обзор методов коррекции индикаторной диаграммы

В настоящее время существует множество методов определения положения ВМТ по записанной ИД. Для решения этой задачи в системы индицирования различных производителей встроены специальные алгоритмы. Работа отдельных алгоритмов основана на допущении о достижении максимального давления сжатия в ВМТ (с использованием метода симметрии, метода полинома), что является грубым приближением. Существует ряд методов, позволяющих учитывать термодинамические эффекты в КС для определения угла термодинамических потерь  $\theta_{loss}$  (метод показателя политропы, метод функции потерь, математическое моделирование и т. п.). Эти методы более точные, но их применение связано с трудностями определения параметров теплообмена и массы утечек рабочего тела из КС в картер, однако они чувствительны к шумам, присутствующим в записанной ИД. Помимо этого расчет данными методами затруднителен при присутствии ошибки в регистрации давления [5, 11, 12].

Один из представляющих наибольший интерес методов определения ошибки смещения угла ПКВ — метод симметрии с коррекцией давления на участке расширения для учета термодинамических потерь. Преимуществом данного метода является наименьшая чувствительность к ошибке смещения давления и шумам, присутствующим в записанной ИД, поскольку рассматриваются интервалы ИД, а не пара точек [12].

Для коррекции по оси давления записанной ИД используют термодинамические методы двух и трех точек и основанные на методе наименьших квадратов подходы [5, 8, 13]. Простейшая и наиболее грубая оценка — приравнивание давления в КС в момент закрытия впускных клапанов давлению во впускном ресивере [6]. Методы двух и трех точек заключаются в определении смещения давления на основании уравнения политропного процесса. Оба типа методов могут быть чувствительны к шумам в записанной ИД, поскольку в них вычисляются первые и вторые производные давления по объему или углу поворота. В методе двух точек

показатель политропы задается напрямую, что обуславливает еще один недостаток этого метода — высокую чувствительность к ошибке в выборе показателя политропы [13].

### Выбор методов и разработка алгоритма

На основе описанного выше сформулированы определяющие критерии выбора методов коррекции записанной ИД по углу ПКВ и давлению: обеспечение высокой точности и низкая чувствительность к шумам, присутствующим в записанной ИД.

Для определения ошибки выставления ВМТ выбран метод симметрии с коррекцией давления на участке расширения для учета термодинамических потерь, поскольку результаты исследований [11, 12, 14] свидетельствуют о его высокой точности (погрешность составляет менее 0,1 град. ПКВ), низкой чувствительности к ошибке смещения давления и шумам в записанной ИД. Метод основан на предположении о симметричности ИД относительно ВМТ при отсутствии сгорания, теплообмена и утечек газов из КС.

При использовании указанного метода на записанной при прокрутке двигателя от внешнего источника ИД выбирают интервал с координатами по углу ПКВ  $[a; b]$  на такте расширения и  $[-b; -a]$  на такте сжатия (рис. 2). Значение  $-b$  выбирают бóльшим угла закрытия впускных клапанов, а значение  $b$  — меньшим угла открытия выпускных клапанов. В качестве расчетного интервала оптимальным будет такой, на протяжении которого процесс сжатия оказывается

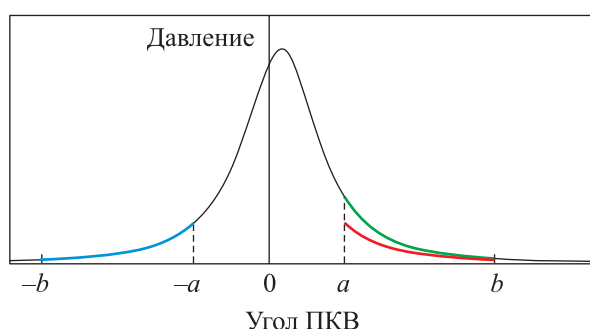


**Рис. 2.** Метод симметрии с коррекцией давления на интервале расширения для учета термодинамических потерь:

— исходная ИД; — интервал сжатия; — интервал расширения; — интервал расширения при отсутствии потерь

максимально приближен к адиабатному с постоянной массой, т. е. при минимальной интенсивности теплообмена и расхода рабочего тела из КС в картер. В работах [11, 12] рекомендуются значения  $a = 35$  град. ПКВ;  $b = 115$  град. ПКВ.

На всех точках интервала расширения  $[a; b]$  рассчитывают поправку по давлению, компенсирующую наличие термодинамических потерь:

$$\Delta(\theta) = (p(\theta_{TDC} - \theta_0) - p(\theta_{TDC} + \theta_0)) \times \left( \frac{V(\theta_0)}{V(\theta_{TDC} + \theta)} \right)^\eta, \quad (2)$$

при этом  $p(\theta)$  — давление в КС при угле  $\theta$ ;  $(\theta_{TDC} - \theta_0)$  — средний угол рассматриваемого участка на сжатии;  $(\theta_{TDC} + \theta_0)$  — средний угол рассматриваемого участка на расширении;  $V(\theta)$  — объем цилиндра при угле  $\theta$ ;  $\eta$  — показатель степени.

Далее находят положение ВМТ, обеспечивающее минимум функции симметрии исходного интервала сжатия и скорректированного поправкой  $\Delta(\theta)$  интервала расширения:

$$f(\theta_{TDC}) = \sum_{a < \theta_i < b} (p(\theta_{TDC} - \theta_i) - [p(\theta_{TDC} + \theta_i) + \Delta(\theta_{TDC} + \theta_i)])^2, \\ f(\theta_{TDC}) \rightarrow \min.$$

Показатель степени  $\eta$  является неизвестной величиной, зависящей от геометрии двигателя, свойств среды и параметров прокручивания, и вычисляется путем математического моделирования или определяется по справочным данным.

Для определения ошибки смещения ИД по давлению в настоящей работе применен метод трех точек. Смещение давления данным методом определяют с использованием измеренных данных в двух точках на такте сжатия после закрытия впускного клапана  $\theta_i$  и  $\theta_{i+1}$ . Процесс рассматривают как политропный. После преобразования формулы политропы имеем:

$$p_{offset} = p_m(\theta_i) - \frac{\Delta p(\theta_i)}{\Omega(\theta_i)^n - 1},$$

где  $p_{offset}$  — ошибка в регистрации давления, МПа;  $p_m(\theta_i)$  — измеренное давление при  $i$ -м угле ПКВ, МПа;  $\Omega$  — отношение текущего объема цилиндра при  $i$ -м угле ПКВ к объему при угле  $(i+1)$ ;  $n$  — коэффициент политропы, вычисляемый итеративно из уравнения

$$\frac{p_m(\theta_{i+1}) - p_m(\theta_i)}{\left(\frac{V(\theta_i)}{V(\theta_{i+1})}\right)^n - 1} = \frac{p_m(\theta_{i+2}) - p_m(\theta_i)}{\left(\frac{V(\theta_i)}{V(\theta_{i+2})}\right)^n - 1}.$$

Поскольку метод трех точек чувствителен к шумам [13], при его использовании предварительно выполняют сглаживание записанной индикаторной диаграммы с помощью одного из

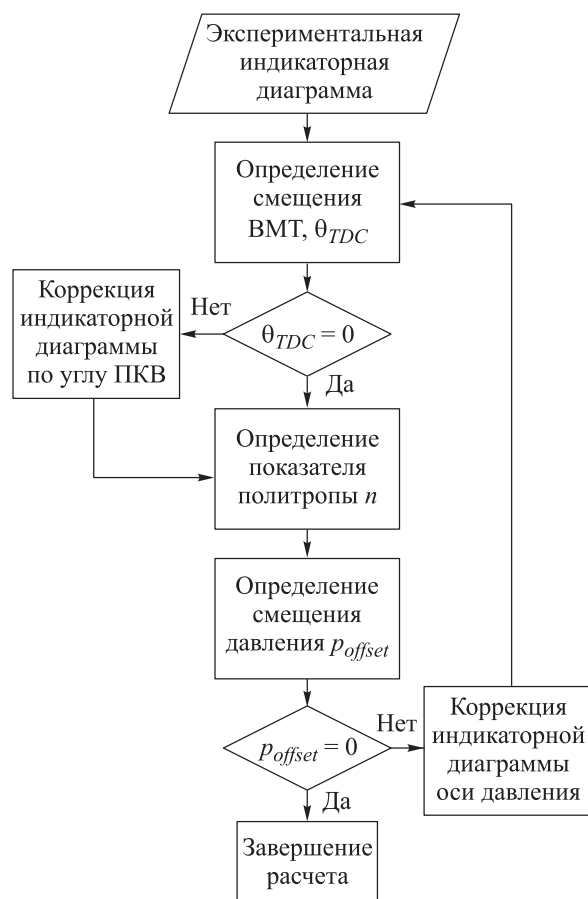


Рис. 3. Блок-схема алгоритма коррекции ИД по углу ПКВ и давлению

Таблица 1. Результаты эксперимента

| Параметр                                                  | Номер режима |       |       |       |       |       |
|-----------------------------------------------------------|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                                           | 1            | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     |
| Частота вращения, мин <sup>-1</sup>                       | 750          | 750   | 1000  | 1000  | 1250  | 1250  |
| Давление во впускном ресивере, МПа                        | 0,10         | 0,20  | 0,10  | 0,20  | 0,10  | 0,20  |
| Давление в выпускном ресивере, МПа                        | 0,10         | 0,19  | 0,10  | 0,20  | 0,12  | 0,19  |
| Расход воздуха, кг/ч                                      | 117,5        | 258,9 | 158,7 | 308,4 | 161,4 | 372,0 |
| Угол термодинамических потерь $\theta_{loss}$ , град. ПКВ | -1,0         | -1,1  | -1,0  | -1,1  | -1,0  | -1,1  |

распространенных методов (метод скользящего среднего, низкочастотные фильтры и т. п.) [7]. Расчет смещения ИД по давлению зависит от ошибки смещения угла ПКВ, поэтому расчет поправок необходимо выполнять итеративно. Составленный алгоритм представлен на рис. 3.

Представленный алгоритм с использованием указанных выше подходов был реализован на языке программирования Python с использованием открытых библиотек для работы с массивами данных (NumPy) и научных и инженерных расчетов (SciPy).

### Апробация алгоритма

Для апробации составленного алгоритма коррекции записанной ИД были использованы данные индицирования, полученные путем прокрутки двигателя от постороннего источника энергии. Эксперимент проводили на предприятии ООО «Уральский дизель-моторный завод» (г. Екатеринбург). Объект испытаний — одноцилиндровый двигатель размерностью 18,5/21,5. Запись ИД выполнена системой индицирования FEVIS.

Факторы эксперимента: частота вращения коленчатого вала и давление во впускном и выпускном ресиверах. Дополнительные управляемые параметры: температуры охлаждающей жидкости (ОЖ), воздуха на впуске и масла. Температура ОЖ и масла на входе в двигатель поддерживались на уровне 80 и 75 °С соответственно, температура воздуха на впуске составляла 50...55 °С. Режимы, на которых записывались ИД, представлены в табл. 1.

Достижение максимального давления сжатия на всех режимах происходит после ВМТ ( $\theta_{loss}$  принимает отрицательное значение), что не является ожидаемым результатом и свидетельствует о необходимости коррекции записанных ИД по оси угла ПКВ. Также видно, что давление

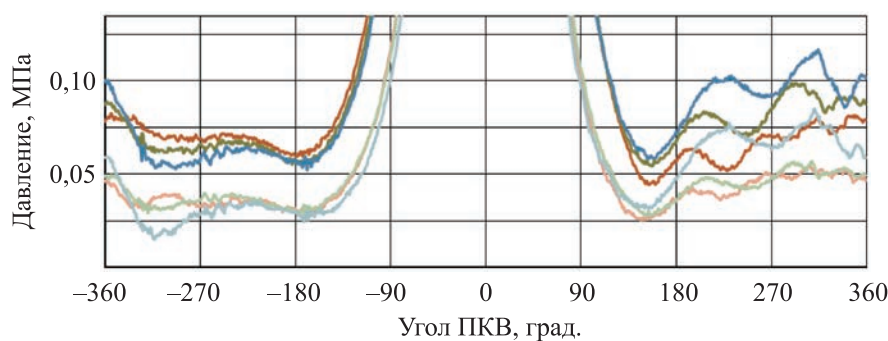


**Рис. 4.** Увеличенная для демонстрации тактов газообмена ИД:

— режим 1; — режим 2; — режим 3; — режим 4; — режим 5;  
— режим 6

в КС на линиях наполнения и выпуска (рис. 4) лежит ниже 0,1 МПа при давлении на впуске и на выпуске от 0,1 до 0,2 МПа. Данное обстоятельство позволяет судить о смещении ИД и по оси давления.

Поскольку в рассматриваемом двигателе угол открытия выпускных клапанов находится в окрестности 110 град. ПКВ, принимая во внимание неопределенность значения теплового зазора в газораспределительном механизме, для расчета ошибки смещения по углу методом симметрии с коррекцией линии расширения значение угла  $b$  принято равным 105 град. ПКВ.

Значение показателя степени  $\eta$  в формуле (2) принято равным 1,1, аналогично исследованиям [11, 12]. Однако данное значение определено для двигателей со степенью сжатия от 8 до 14 единиц, что может внести погрешность в определение смещения ВМТ, поскольку в рассматриваемом двигателе степень сжатия равна 17. Показатель политропы сжатия для расчета смещения давления методом трех точек определен по значениям давления и объема в точках  $-100$  и  $-60$  град. ПКВ, рекомендуемым в [5]. Исходные данные к расчету по разработанному алгоритму представлены ниже.

#### Исходные данные к расчету ошибок смещения

|                              |      |
|------------------------------|------|
| Диаметр цилиндра, мм .....   | 185  |
| Ход поршня, мм .....         | 215  |
| Длина шатуна, мм .....       | 415  |
| Степень сжатия .....         | 17   |
| $a$ , град. ПКВ .....        | 35   |
| $b$ , град. ПКВ .....        | 105  |
| $\theta_1$ , град. ПКВ ..... | -100 |
| $\theta_2$ , град. ПКВ ..... | -60  |

Перед расчетом значений ошибок смещения угла ПКВ и давления к записанным ИД применен фильтр низких частот (low pass filter) для удаления шума и сглаживания кривой давления [7]. Сравнение производной давления по углу ПКВ до и после применения фильтра для режима 1 представлено на рис. 5.

Результаты расчета поправок смещения угла ПКВ и давления по режимам представлены в табл. 2.

Как видно из табл. 2, вычисленная ошибка смещения угла ПКВ на рассмотренных режимах составила от  $-1,58$  до  $-1,37$  град. ПКВ. В предположении, что ошибка смещения угла ПКВ не зависит от режима (истинное значение ошибки постоянно на всем протяжении испытаний и не зависит от прочих переменных), лучшая оценка ошибки принята равной среднему арифметическому значений, полученных для разных режимов. Тогда ошибка регистрации коленчатого вала составляет  $-1,42$  град. ПКВ, а среднеквадратичное отклонение равно 0,07 град. ПКВ, что говорит о малости разброса полученных значений относительно среднего.

Отклонения расчетных значений от среднего арифметического представлены на рис. 6, б. Наибольшее отличие от оценочного значения ошибки выставления ВМТ наблюдается на режиме 2 (0,16 град. ПКВ) и существенно превышает ожидаемое отклонение (0,1 град. ПКВ) от среднего арифметического значения. На прочих рассмотренных режимах абсолютное отклонение от среднего значения лежит в пределах ожидаемого. Потенциальным источником такой погрешности служит повышенный цикловой расход картерных газов, значение которого растет со снижением частоты вращения колен-

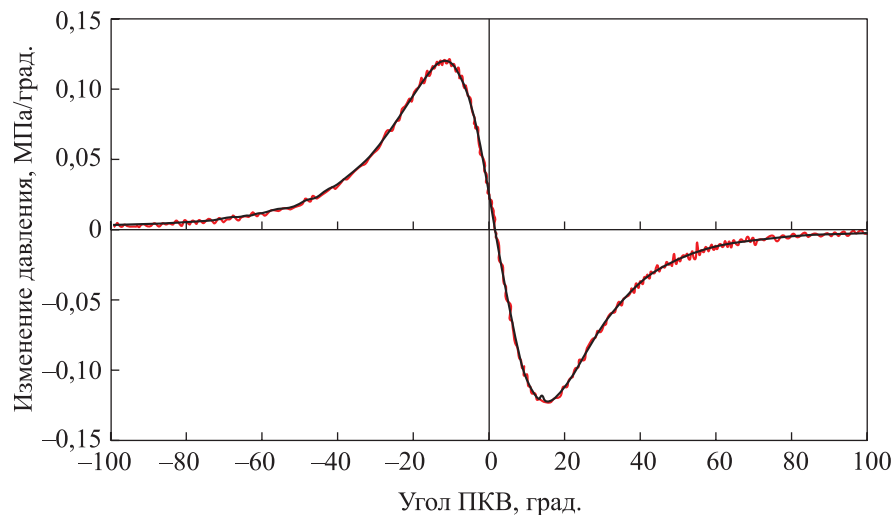


Рис. 5. Сравнение производной давления до и после фильтрации:

— до фильтрации; — после фильтрации

Таблица 2. Результаты коррекции ИД

| Параметр                                                      | Номер режима |        |        |        |        |        |
|---------------------------------------------------------------|--------------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                                                               | 1            | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      |
| Частота вращения, мин <sup>-1</sup>                           | 750          | 750    | 1000   | 1000   | 1250   | 1250   |
| Давление во впускном ресивере, МПа                            | 0,1          | 0,2    | 0,1    | 0,2    | 0,1    | 0,2    |
| Ошибка смещения угла ПКВ, град. ПКВ                           | -1,43        | -1,58  | -1,36  | -1,37  | -1,42  | -1,39  |
| Ошибка регистрации давления, МПа                              | 0,065        | 0,117  | 0,058  | 0,118  | 0,050  | 0,102  |
| Угол термодинамических потерь скорректированной ИД, град. ПКВ | 0,46         | 0,34   | 0,40   | 0,31   | 0,43   | 0,29   |
| Среднее индикаторное давление до коррекции, МПа               | -0,007       | 0,027  | -0,002 | 0,014  | -0,030 | 0,001  |
| Среднее индикаторное давление после коррекции, МПа            | -0,053       | -0,066 | -0,047 | -0,073 | -0,070 | -0,082 |
| Среднее давление механических потерь после коррекции, МПа     | -0,160       | -0,160 | -0,181 | -0,200 | -0,217 | -0,228 |

чатого вала и ростом давления в КС [15], чему соответствуют крайние значения факторов эксперимента на рассматриваемом режиме среди прочих. Дополнительным фактором, интенсифицирующим данный процесс, является работа двигателя без подачи топлива [16].

Как показал расчет, ошибка смещения давления не является постоянной величиной от режима к режиму. Из этого следует, что возникновение данной ошибки может быть сопряжено с некорректной работой алгоритма определения давления привязки в системе индирования.

Также в табл. 2 приведены некоторые параметры ИД. Полученные после введения поправок значения угла термодинамических потерь  $\theta_{loss}$  являются более обоснованными физически, чем полученные непосредственно из индирования, и совпадают с результатами исследования [8], в котором объектом испытаний был двигатель с аналогичной степенью сжатия. Регрессионный анализ показал, что коэффициенты линейной зависимости  $\theta_{loss}$  от давления наддува и частоты вращения отрицательны, что подтверждается исследованием [17].

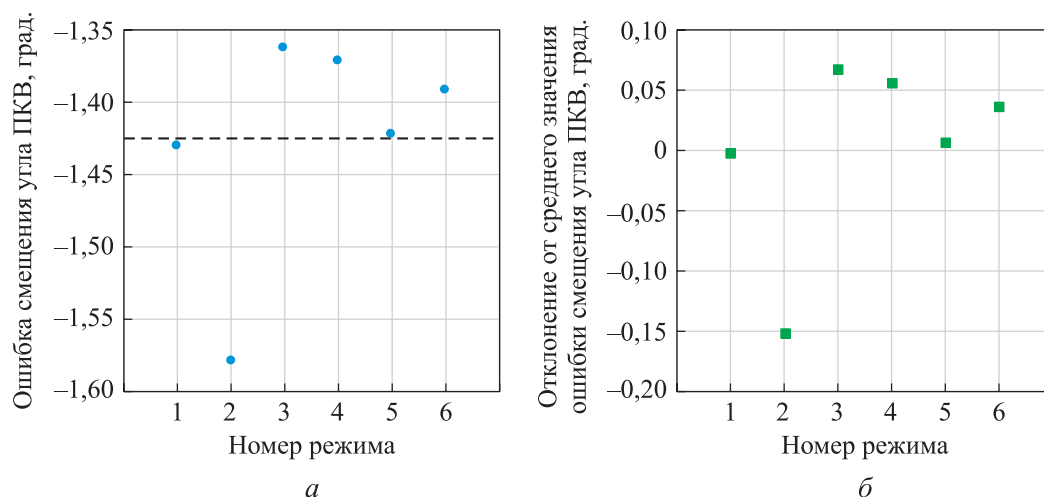


**Рис. 6.** Расчетные значения ошибки смещения угла ПКВ и отклонение от среднего значения: а — ошибка смещения угла ПКВ (• расчетные значения ошибки выставления ВМТ; --- среднее арифметическое значений ошибки выставления ВМТ); б — отклонение от среднего значения ошибки смещения угла ПКВ (■ абсолютное отклонение расчетных значений ошибки выставления ВМТ от среднего арифметического значения)

Это вызвано уменьшением времени на термодинамические потери с ростом частоты вращения и снижением относительной доли потерянной энергии при росте внутренней энергии рабочего тела с увеличением давления наддува.

Сравнение значений среднего индикаторного давления до и после коррекции ИД показывает существенное различие вследствие малости величины и демонстрирует важность точного выставления ВМТ для выполнения задач, требующих расчета индикаторных параметров при прокручивании двигателя от внешнего источника, в частности, при определении механических потерь в единицах давления как разности среднего индикаторного и среднего эффективного давлений [18, 19]. Регрессионный анализ значений среднего давления механических потерь (см. табл. 2) показал, что потери на трение при прокручивании двигателя без подачи топлива и прочих равных условиях возрастают с повышением частоты вращения и давления наддува, что совпадает с результатами исследования [17].

Для анализа корректности полученных ИД выполнен качественный анализ  $T$ - $S$ -диаграммы. Из работ [20, 21] известно, что при прокручивании двигателя без подачи топлива в окрестности ВМТ вид  $T$ - $S$ -диаграммы близок к симметричному относительно точки максимальной температуры, а при наличии ошибки смещения угла ПКВ в системе индирования на  $T$ - $S$ -

диаграмме наблюдается петля. Значение энтропии вычислено из дифференциального уравнения [21]:

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p},$$

где  $ds$  — приращение удельной энтропии, Дж/(кг · К);  $T$  — температура в КС (из уравнения состояния), К;  $p$  — давление в КС, Па;  $c_p$  — удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг · К);  $R$  — газовая постоянная, Дж/(кг · К).

На рис. 7 представлено сравнение  $T$ - $S$ -диаграмм до и после коррекции записанных ИД по углу ПКВ и давлению. Как видно из представленного сравнения, полученные  $T$ - $S$ -диаграммы в районе ВМТ после коррекции записанных ИД более приближены к симметричным относительно точек максимальных температур, из чего можно сделать вывод о существенном уменьшении ошибки смещения угла ПКВ и давления относительно необработанных данных индирования.

Качественная оценка корректности определения ошибки смещения давления выполнена по графику политропы на такте сжатия. Из [5, 9] известно, что на линии сжатия кривая зависимости показателя политропы от угла ПКВ близка к горизонтальной линии, а значение показателя политропы не превышает 1,4. На рис. 8 представлены сравнения зависимостей показателя

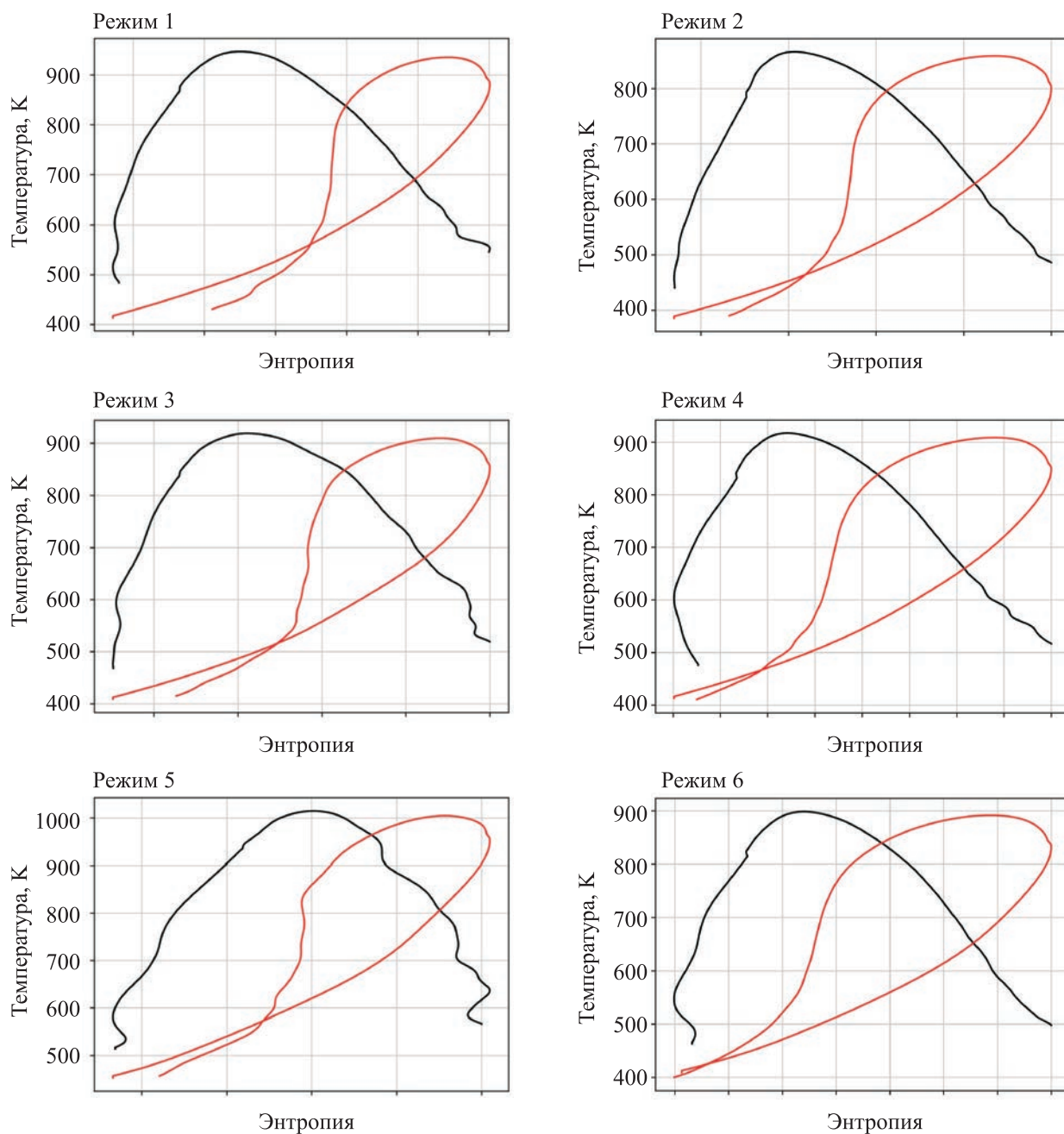


Рис. 7. Качественное сравнение T-S диаграмм до и после коррекции ИД по углу ПКВ и давлению:

— до коррекции; — после коррекции

теля политропы от угла ПКВ до и после коррекции записанных ИД, из которых также следует вывод об уточнении данных индицирования путем расчетного определения ошибок смещения по углу ПКВ и давлению.

### Выводы и заключение

В ходе проведенной работы был построен алгоритм определения ошибок смещения давления

и систематического смещения угла ПКВ по данным индицирования двигателя, прокручиваемого от внешнего источника. Разработанная методика была апробирована на одноцилиндровом двигателе размерностью 18,5/21,5. На основании выполненной работы сделаны следующие выводы:

- оценочное значение ошибки смещения угла ПКВ по рассмотренным режимам

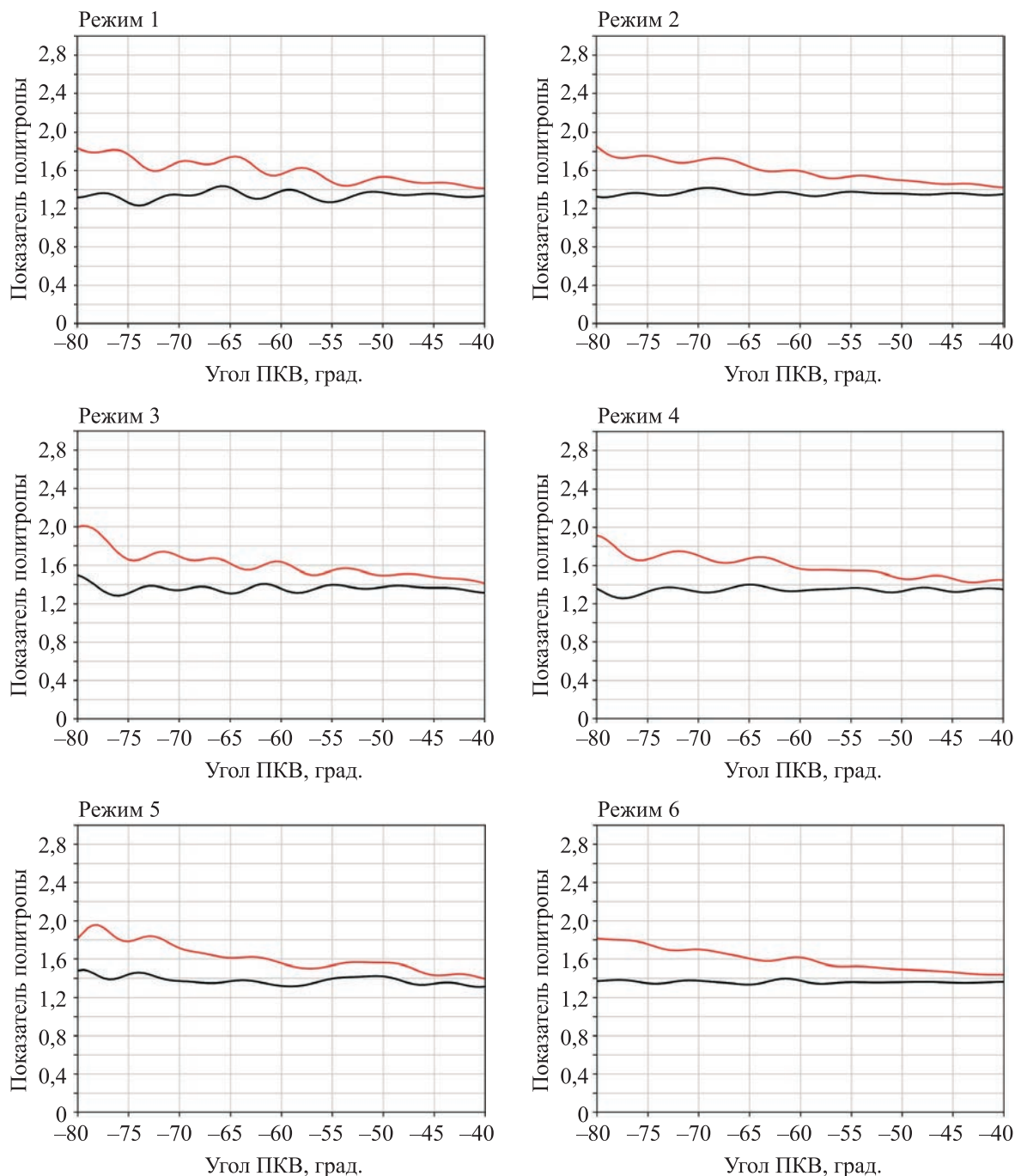


**Рис. 8.** Сравнение зависимости показателя политропы от угла ПКВ до и после коррекции ИД по углу ПКВ и давлению:

— до коррекции; — после коррекции

составило  $-1,42$  град. ПКВ, абсолютное отклонение от оценочного значения по пяти из шести режимов составило менее  $0,1$  град. ПКВ, а среднеквадратичное отклонение —  $0,07$  град. ПКВ. Отклонение на режиме 2 от среднего значения составило  $0,16$  град. ПКВ, что может быть следствием повышенного циклового расхода

картерных газов, вызывающего нерасчетное отклонение линии сжатия от адиабаты;

– качественная оценка  $T$ - $S$ -диаграмм в районе максимальной температуры до и после коррекции свидетельствует о существенном уточнении положения ВМТ на записанных ИД, что в дальнейшем уменьшит погрешность

определения индикаторных показателей циклов при индизировании более чем на 10 % (см. формулу (1));

– качественная оценка зависимости показателя политропы от угла ПКВ на линии сжатия также свидетельствует о значительном уменьшении ошибок смещений давления в КС записанных ИД, вследствие чего в результате обработки скорректированных данных индизирования будут получены более точные параметры процессов теплообмена, сгорания, потерь рабочего тела через неплотности КС и в результате газообмена.

Разработанный алгоритм имеет высокую эффективность и практическую значимость, обеспечивая повышенную точность относительно встроенного алгоритма в используемую при рассматриваемых испытаниях систему инди-

цирования. При этом применение алгоритма существенно менее затратно, чем использование датчика ВМТ и иных методов экспериментального определения смещения записи угла ПКВ. По этим причинам алгоритм может быть как применен при обработке записанных ИД после эксперимента, так и интегрирован непосредственно в разрабатываемые системы индизирования. Алгоритм может быть в дальнейшем уточнен с помощью дополнительных параметрических исследований по определению показателя степени  $\eta$  в формуле (2) для двигателей различных размерностей КС и его корреляции с цикловым расходом картерных газов (определением точного положения ВМТ), оптимизацией метода нахождения поправки по давлению для снижения влияния присутствующих в ИД шумов на расчет показателя политропы.

## Литература

- [1] Eriksson L., Thomasson A. Cylinder State Estimation from Measured Cylinder Pressure Traces-A Survey. *IFAC-PapersOnLine*, 2017, vol. 50, iss. 1, pp. 11029–11039. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.2483>
- [2] Willems F. Is Cylinder Pressure-Based Control Required to Meet Future HD Legislation? *IFAC-PapersOnLine*, 2018, vol. 51, iss. 31, pp. 111–118. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.10.021>
- [3] D'ambrosio S., Ferrari A., Galleani L. In-Cylinder Pressure-Based Direct Techniques and Time Frequency Analysis for Combustion Diagnostics in IC Engines. *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 99, pp. 299–312. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.080>
- [4] Li Y., Zhou W., Zi Y. A Graphic Pattern Feature-Mapping-Based Data-Driven Condition Monitoring Method for Diesel Engine Malfunction Identification and Classification. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Science*, 2019, vol. 233, iss. 1, pp. 202–212. <https://doi.org/10.1177/0954406218755186>
- [5] Rogers D.R. *Engine Combustion: Pressure Measurement and Analysis*. SAE international, 2021, 344 p.
- [6] Dowel G.P., Akehurst S., Burke R.D. Accuracy of Diesel Engine Combustion Metrics Over the Full Range of Engine Operating Conditions. *ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 141, iss. 9, 11 p. <https://doi.org/10.1115/1.4043700>
- [7] Maurya R.K. *Reciprocating engine combustion diagnostics*. Switzerland, Springer Cham, 2019, 616 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-11954-6>
- [8] Da Silva M.J., De Oliveira A., Sodré J.R. Analysis of Processing Methods for Combustion Pressure Measurement in a Diesel Engine. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2019, vol. 41, no. 282. <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1785-9>
- [9] Dempsey A.B., Seiler P.J., Johnson S. Comparison of Cylinder Pressure Measurements on a Heavy-Duty Diesel Engine Using a Switching Adapter. *ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 141, 15 p. <https://doi.org/10.1115/1.4043408>
- [10] Sun W., Du W., Dai X. et al. A Cylinder Pressure Correction Method Based on Calculated Polytropic Exponent. *SAE Technical Paper*, 2017, no. 2017-01-2252, 7 p. <https://doi.org/10.4271/2017-01-2252>
- [11] Pipitone E., Beccari A., Beccari S. Reliable TDC Position Determination: a Comparison of Different Thermodynamic Methods through Experimental Data and Simulations. *SAE Technical Paper*, 2008, no. 2008-36-0059, 12 p. <https://doi.org/10.4271/2008-36-0059>
- [12] Nilsson Y., Eriksson L. Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods. *SAE Technical Paper*, 2004, no. 2004-01-1458, 12 p. <https://doi.org/10.4271/2004-01-1458>
- [13] Конькова И.Д., Коньков А.Ю., Трунов А.И. Термодинамические методы коррекции абсолютного давления в цилиндре ДВС. *Вестник Института тяги и подвижного состава*, 2015, № 11, с. 45–49.

- [14] Miao R., Li J., Shi L. et al. Study of Top Dead Center Measurement and Correction Method in a Diesel Engine. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 2013, vol. 6, iss. 6, pp. 1101–1105. <http://dx.doi.org/10.19026/rjaset.6.4019>
- [15] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New-York, McGraw-Hill Education, 2018, 1056 p.
- [16] Aghdam E.A., Kabir M.M. Validation of a Blow by Model Using Experimental Results in Motoring Condition with the Change of Compression Ratio and Engine Speed. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, vol. 34, iss. 2, pp. 197–209. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.10.021>
- [17] Caruana C. *Incyylinder Heat Transfer and Friction Analysis in Pressurised Motored Compression Ignition Engine*. URL: <https://www.um.edu.mt/library/oar/handle/123456789/98739> (accessed 15 May 2023).
- [18] Caruana C., Farrugia, M., Sammut G., Pipitone E. Experimental Investigation on the Use of Argon to Improve FMEP Determination through Motoring Method. *SAE Technical Paper*, 2019, no. 2019-24-0141. <https://doi.org/10.4271/2019-24-0141>
- [19] Sammut G., Pipitone E., Caruana C., Farrugia M. A Simulation Study Assessing the Viability of Shifting the Location of Peak In-Cylinder Pressure in Motored Experiments. *SAE Technical Paper*, 2021, vol. 3, iss. 2, pp. 894–913. <https://doi.org/10.4271/2020-24-0009>
- [20] Tazerout M., Le Corre O., Stouffs P. Compression Ratio and TDC Calibrations Using Temperature-Entropy Diagram. *SAE Technical Paper*, 1999, no. 1999-01-3509. <https://doi.org/10.4271/1999-01-3509>
- [21] Tazerout M., Le Corre O., Rousseau S. TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram. *SAE Technical Paper*, 1999, no. 1999-01-1489. <https://doi.org/10.4271/1999-01-3509>

## References

- [1] Eriksson L., Thomasson A. Cylinder State Estimation from Measured Cylinder Pressure Traces-A Survey. *IFAC-PapersOnLine*, 2017, vol. 50, iss. 1, pp. 11029–11039. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.2483>
- [2] Willems F. Is Cylinder Pressure-Based Control Required to Meet Future HD Legislation? *IFAC-PapersOnLine*, 2018, vol. 51, iss. 31, pp. 111–118. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.10.021>
- [3] D'ambrosio S., Ferrari A., Galleani L. In-Cylinder Pressure-Based Direct Techniques and Time Frequency Analysis for Combustion Diagnostics in IC Engines. *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 99, pp. 299–312. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.03.080>
- [4] Li Y., Zhou W., Zi Y. A Graphic Pattern Feature-Mapping-Based Data-Driven Condition Monitoring Method for Diesel Engine Malfunction Identification and Classification. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Science*, 2019, vol. 233, iss. 1, pp. 202–212. <https://doi.org/10.1177/0954406218755186>
- [5] Rogers D.R. *Engine Combustion: Pressure Measurement and Analysis*. SAE international, 2021, 344 p.
- [6] Dowel G.P., Akehurst S., Burke R.D. Accuracy of Diesel Engine Combustion Metrics Over the Full Range of Engine Operating Conditions. *ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 141, iss. 9, 11 p. <https://doi.org/10.1115/1.4043700>
- [7] Maurya R.K. *Reciprocating engine combustion diagnostics*. Switzerland, Springer Cham, 2019, 616 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-11954-6>
- [8] Da Silva M.J., De Oliveira A., Sodré J.R. Analysis of Processing Methods for Combustion Pressure Measurement in a Diesel Engine. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2019, vol. 41, no. 282. <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1785-9>
- [9] Dempsey A.B., Seiler P.J., Johnson S. Comparison of Cylinder Pressure Measurements on a Heavy-Duty Diesel Engine Using a Switching Adapter. *ASME. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 141, 15 p. <https://doi.org/10.1115/1.4043408>
- [10] Sun W., Du W., Dai X. et al. A Cylinder Pressure Correction Method Based on Calculated Polytropic Exponent. *SAE Technical Paper*, 2017, no. 2017-01-2252, 7 p. <https://doi.org/10.4271/2017-01-2252>
- [11] Pipitone E., Beccari A., Beccari S. Reliable TDC Position Determination: a Comparison of Different Thermodynamic Methods through Experimental Data and Simulations. *SAE Technical Paper*, 2008, no. 2008-36-0059, 12 p. <https://doi.org/10.4271/2008-36-0059>
- [12] Nilsson Y., Eriksson L. Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods. *SAE Technical Paper*, 2004, no. 2004-01-1458, 12 p. <https://doi.org/10.4271/2004-01-1458>
- [13] Kon'kova I.D., Kon'kov A.Yu., Trunov A.I. Thermodynamic Methods for Correcting the Absolute Pressure in the Internal Combustion Engine Cylinder. *Vestnik Instituta tyagi i podvizhnogo sostava*, 2015, no. 11, pp. 45–49. (In Russ.).

- [14] Miao R., Li J., Shi L. et al. Study of Top Dead Center Measurement and Correction Method in a Diesel Engine. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 2013, vol. 6, iss. 6, pp. 1101–1105. <http://dx.doi.org/10.19026/rjaset.6.4019>
- [15] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New-York, McGraw-Hill Education, 2018, 1056 p.
- [16] Aghdam E.A., Kabir M.M. Validation of a Blow by Model Using Experimental Results in Motoring Condition with the Change of Compression Ratio and Engine Speed. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, vol. 34, iss. 2, pp. 197–209. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.10.021>
- [17] Caruana C. *Incylinder Heat Transfer and Friction Analysis in Pressurised Motored Compression Ignition Engine*. URL: <https://www.um.edu.mt/library/oar/handle/123456789/98739> (accessed 15 May 2023).
- [18] Caruana C., Farrugia, M., Sammut G., Pipitone E. Experimental Investigation on the Use of Argon to Improve FMEP Determination through Motoring Method. *SAE Technical Paper*, 2019, no. 2019-24-0141. <https://doi.org/10.4271/2019-24-0141>
- [19] Sammut G., Pipitone E., Caruana C., Farrugia M. A Simulation Study Assessing the Viability of Shifting the Location of Peak In-Cylinder Pressure in Motored Experiments. *SAE Technical Paper*, 2021, vol. 3, iss. 2, pp. 894–913. <https://doi.org/10.4271/2020-24-0009>
- [20] Tazerout M., Le Corre O., Stouffs P. Compression Ratio and TDC Calibrations Using Temperature-Entropy Diagram. *SAE Technical Paper*, 1999, no. 1999-01-3509. <https://doi.org/10.4271/1999-01-3509>
- [21] Tazerout M., Le Corre O., Rousseau S. TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram. *SAE Technical Paper*, 1999, no. 1999-01-1489. <https://doi.org/10.4271/1999-01-3509>

Материалы получены редакцией 02.08.2023

### Сведения об авторах

**Васильев Дмитрий Александрович** — ведущий инженер отдела ДВС, ООО «Центр инновационного развития СТМ», Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: [vasilevda@sinara-group.com](mailto:vasilevda@sinara-group.com)

**Богословский Максим Александрович** — инженер отдела ДВС, ООО «Центр инновационного развития СТМ», Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: [bogoslovskiima@sinara-group.com](mailto:bogoslovskiima@sinara-group.com)

**Варулин Павел Алексеевич** — начальник отдела ДВС, ООО «Центр инновационного развития СТМ», Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: [varulinpa1@sinara-group.com](mailto:varulinpa1@sinara-group.com)

**Фурзиков Виталий Витальевич** — специалист направления «Двигатели внутреннего сгорания» Камского политехнического института; начальник бюро исследовательских испытаний, ООО «Уральский дизель-моторный завод», Екатеринбург, Российская Федерация. E-mail: [furzikovvv@udmw.ru](mailto:furzikovvv@udmw.ru)

### Information about the authors

**Vasiliev Dmitry Aleksandrovich** — Leading Engineer, ICE Department, LLC Center for Innovative Development of STM, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: [vasilevda@sinara-group.com](mailto:vasilevda@sinara-group.com)

**Bogoslovskii Maksim Aleksandrovich** — Engineer, ICE Department, LLC Center for Innovative Development of STM, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: [bogoslovskiima@sinara-group.com](mailto:bogoslovskiima@sinara-group.com)

**Varulin Pavel Alekseevich** — Head of the ICE Department, LLC Center for Innovative Development of STM, St. Petersburg, Russian Federation. E-mail: [varulinpa1@sinara-group.com](mailto:varulinpa1@sinara-group.com)

**Furzikov Vitaliy Vitalievich** — Specialist, Department of Internal Combustion Engines, Kama State Polytechnic Institute; Head of the Research Testing Bureau, LLC Ural Diesel Engine Plant, Yekaterinburg, Russian Federation. E-mail: [furzikovvv@udmw.ru](mailto:furzikovvv@udmw.ru)

### Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Васильев Д.А., Богословский М.А., Варулин П.А., Фурзиков В.В. Разработка алгоритма коррекции смещенной по углу поворота коленчатого вала и давлению экспериментальной индикаторной диаграммы поршневого двигателя. *Двигателестроение*, 2023, № 3 (293), с. 15–27. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.15-27>

### Please cite this article in English as:

Vasiliev D.A., Bogoslovskii M.A., Varulin P.A., Furzikov V.V. Development of Algorithm for Correction of Biased by the Crank Angle and Pressure Piston Engine Recorded Cylinder Pressure Diagram. *Engines Construction*, 2023, no. 3 (293), pp. 15–27. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.15-27>

## РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 532.5 (075.8)

DOI: 10.18698/jec.2023.3.28-43

### Управление вторичными течениями в сопловой решетке осевой турбины с помощью вихрегенератора

М. Месбах, В.Г. Грибин, В.В. Попов

Национальный исследовательский университет «МЭИ»

### Secondary Flows Control in the Axial Turbine Nozzle Cascade Using a Vortex Generator

M. Mesbakh, V.G. Gribin, V.V. Popov

National Research University "Moscow Power Engineering Institute"

В настоящее время актуальна проблема повышения эффективности работы лопаточного аппарата турбомашин. Значительный вклад в снижение экономичности турбинной ступени вносят вторичные течения, развивающиеся на торцевых поверхностях межлопаточных каналов. В настоящей работе проведено численное исследование влияния вихрегенераторов, установленных на торцевых стенках межлопаточного канала сопловой решетки турбины, на потери энергии и структуру вторичных течений. Подробно изучены механизмы взаимодействия между продольным вихрем, создаваемым вихрегенератором, и вторичным вихрем, возникающим при обтекании профиля. Изучено влияние ширины, угла атаки и положения вихрегенератора на эффективность сопловой решетки турбины. Результаты показывают, что практически во всех рассмотренных вариантах вихрегенератор позволяет снизить потери энергии. Установлено, что вихрегенератор, расположенный в середине канала под нулевым углом атаки, лучше подавляет развитие подковообразного вихря с вогнутой стороны лопатки, что приводит к относительному снижению суммарных потерь в решетке на величину до 11,23 %.

**Ключевые слова:** аэродинамическая эффективность, потери энергии, проточная часть, турбинная решетка, вторичные течения, вихрегенератор, численное моделирование, каналный вихрь, подковообразный вихрь

Currently, the problem of increasing efficiency of the turbomachine blade cascades stays relevant. Significant contribution in reducing the turbine stage efficiency is made by the secondary flows developing on the end wall surfaces of the inter-blade channels. This paper provides numerical study of the vortex generators influence installed on the end walls of the inter-blade channel of a turbine nozzle array on energy losses and structure of the secondary flows. The interaction mechanisms between the longitudinal vortex created by the vortex generator and the secondary vortex arising when flowing around the airfoil were studied in detail. Influence of the vortex generator width, angle of attack and position on the turbine nozzle array efficiency was analyzed. The results show that the vortex generator makes it possible to reduce energy losses in almost all the considered options. It was established that a vortex generator located in the middle of the channel at the zero attack angle was better in suppressing development of the horseshoe-shaped vortex from the blade concave side, which led to relative reduction in total losses of the cascade by 11.23 %.

**Keywords:** aerodynamic efficiency, energy losses, flow part, turbine cascade, secondary flows, vortex generator, numerical simulation, channel vortex, horseshoe vortex

Необходимость разработки новых технических решений для аэродинамического совершенствования элементов и узлов проточных частей паровых и газовых турбин обусловлена требованиями по экономичности, безопасности и охране окружающей среды, предъявляемыми к энергетическому оборудованию. Существенные резервы повышения эффективности сопловых и рабочих решеток связаны со снижением концевых потерь энергии, уровень которых зависит от интенсивности вторичных течений. Вклад потерь от вторичных течений в суммарные потери в проточных частях турбин с лопатками малой относительной высоты значителен и по данным [1, 2] составляет от 30 до 50 %.

Теории формирования вторичных течений, представленные в работах [1–6], описывают механизм образования вихрей в межлопаточных каналах. К настоящему времени было разработано несколько физических моделей для описания структуры вторичного течения в турбинных решетках [7–11].

Филиппов и Ванг [12] предложили технологию профилирования лопаток по высоте. Харрисон [13] в своем эксперименте показал, что применение изогнутых лопаток может уменьшить потери от вторичных течений в турбинной решетке и в то же время обеспечить более благоприятные условия для входа потока в последующую ступень.

Методы модификации входной кромки исходят из идеи управления потоком на крыле [14]. Рассмотрены два основных способа модификации геометрии входной кромки: применение галтелей и наплыва. Выполнение галтелей на входной кромке способствует уменьшению радиального градиента полного давления вблизи торцевой поверхности и, таким образом, снижению интенсивности образующегося на входной кромке вихря [15]. Выполнение наплывов на входной кромке усиливает интенсивность подковообразного вихря со стороны спинки лопатки и ослабляет канальный вихрь [16].

Другим методом снижения потерь от вторичных течений служит профилирование торцевой стенки, которое включает в себя два различных способа: профилирование торцевой стенки в меридиональной плоскости и неосесимметричное профилирование торцевых поверхностей. Профилирование торцевой стенки

в меридиональной плоскости может снизить потери от вторичных течений благодаря сдерживанию развития пограничного слоя на торцевой стенке [1, 17] и уменьшению интенсивности торможения потока в косом срезе решетки. Коппер и др. [18] предложили неосесимметричный способ профилирования торцевой стенки, который позже использовался многими исследователями [19, 20]. Компания Rolls-Royce успешно применила неосесимметричное профилирование торцевых стенок турбовинтового авиадвигателя «Трент-500», что позволило повысить КПД ступени примерно на 0,59 % [21, 22].

Многие исследователи предлагают выполнять оребрение торцевых стенок в межлопаточном канале, которое препятствует течению в поперечном направлении между лопатками, влияет на формирование вихрей в канале и тем самым уменьшает потери от вторичных течений [23–29].

Известно, что вихрегенераторы играют важную роль в управлении вторичным течением и уменьшении его влияния на потери энергии. В осевых компрессорах использовались различные геометрические конфигурации вихрегенераторов [30–32]. Результаты анализа показали, что применение вихрегенераторов приводит к значительному снижению потерь энергии и, как следствие, к повышению производительности компрессора. В исследованиях, проведенных Киннером и др. [33] и Дерффером и др. [34], на торцевых стенках были выполнены вихрегенераторы для создания вихря, вращающегося в противоположном по сравнению с канальным вихрем направлении, для уменьшения потерь от вторичных течений.

В настоящей работе рассмотрены новая конструкция и геометрические параметры вихрегенератора, расположенного на торцевых стенках на входе в межлопаточный канал. Для анализа влияния ширины, расположения в канале и угла атаки вихрегенератора на снижение интенсивности канального вихря (и, следовательно, на уменьшение потерь энергии) проведено численное моделирование трехмерного потока в сопловой решетке С-90-22А. Выполнено сравнение расчетных потерь кинетической энергии для решетки без вихрегенератора с результатами экспериментов, проведенных в лаборатории кафедры паровых и газовых турбин Московского энергетического института.

## Процедуры численного анализа

### Решатель, основные уравнения и модель турбулентности

Для CFD-моделирования стационарного турбулентного течения вязкой сжимаемой среды в сопловой турбинной решетке применяли коммерческий программный комплекс ANSYS Fluent [35]. Для описания течения рабочей среды в рассматриваемой задаче использовали систему уравнений, включающую уравнения неразрывности, сохранения количества движения (осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье — Стокса) и энергии. Для замыкания системы уравнений выбрали модель турбулентности Transition SST [36]. Для решения системы уравнений применяли решатель типа Pressure-Based, основанный на решении уравнений для давления. Использовали алгоритм Coupled для связи уравнения движения и неразрывности. Для получения точных решений применяли схемы второго порядка точности (Second-order Upwind) для дискретизации всех уравнений переноса. В качестве рабочего тела был выбран воздух. Для получения значений вязкости использовали закон Сазерленда с тремя коэффициентами. Расчет считали сошедшимся, если нормализованная невязка уравнения энергии была ниже  $10^{-6}$ , в то время как другие нормализованные невязки составляли менее  $10^{-3}$ . При этом разность расходов рабочей среды между входными и выходным сечениями не превышала 1 %.

### Расчетная область и граничные условия

В представленной работе рассмотрена плоская сопловая решетка, составленная из профилей

С-90-22А. Координаты профиля приведены в [37, 38]. Основные геометрические параметры решетки представлены ниже.

### Основные геометрические параметры решетки

|                                                            |       |
|------------------------------------------------------------|-------|
| Хорда лопатки $b$ , мм .....                               | 45    |
| Ширина лопатки $B$ , мм .....                              | 29,98 |
| Относительная длина лопатки $l/b$ .....                    | 1     |
| Угол установки $\alpha_y$ , град. ....                     | 43,5  |
| Относительный шаг решетки $t/b$ .....                      | 0,75  |
| Радиус входной кромки, мм .....                            | 2,54  |
| Радиус выходной кромки, мм .....                           | 0,32  |
| Угол входа потока $\alpha_0$ , град. ....                  | 90    |
| Эффективный угол выхода потока $\alpha_{1эф}$ , град. .... | 19,85 |

Расчетная область состоит из одной сопловой лопатки; входной границы, расположенной на расстоянии ширины канала от входной кромки; выходной границы, расположенной на расстоянии ширины канала от выходной кромки; торцевой стенки внизу и плоскости симметрии на высоте 22,5 мм от нее; а также двух периодических границ на расстоянии шага решетки друг от друга по обеим сторонам лопатки.

Существует множество видов вихрегенераторов. В этой работе на торцевых стенках решетки в межлопаточном канале были установлены профилированное ребро для создания продольных вихрей. На рис. 1 показаны геометрия ребра и его положение относительно лопатки в межлопаточном канале.

Ребро шириной  $W = 0,9$  мм было расположено в середине торцевой стенки под разными углами к осевому направлению для изучения влияния угла атаки  $i$ . Также исследование проводили для вихрегенераторов разной ширины,

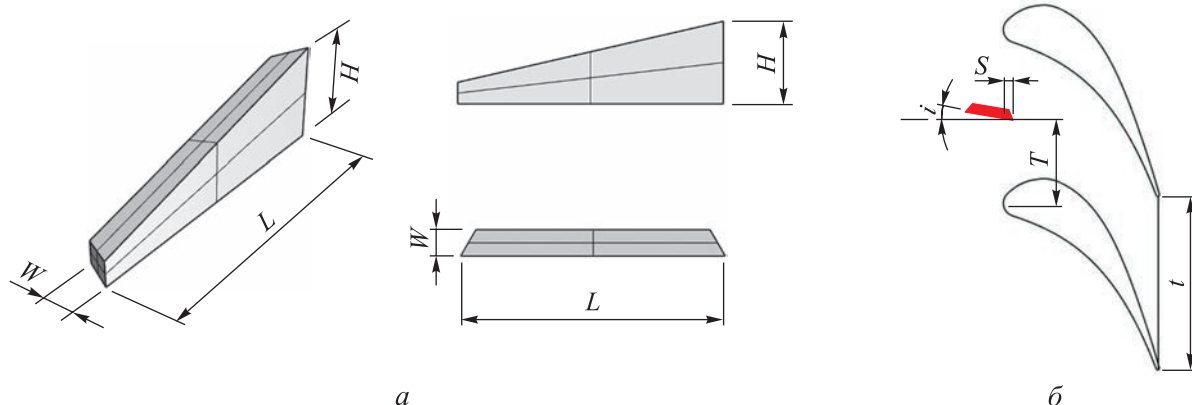


Рис. 1. Схематическая геометрия вихрегенератора (а) и положение его установки (б)

расположенных в середине межлопаточного канала с нулевым углом атаки. Кроме того, влияние расположения было рассмотрено для вихрегенератора шириной  $W = 0,9$  мм и углом атаки  $i = 0$ , расположенного на расстоянии  $T = t/4, t/2$  и  $3t/4$  от лопатки. Исследованные варианты геометрии вихрегенератора представлены в табл. 1. Во всех случаях длина  $L$  и высота  $H$  вихрегенератора оставались постоянными. Отметим, что вариант 0 относится к решетке без вихрегенератора, а осевая длина участка вихрегенератора  $S$ , находящаяся непосредственно в межлопаточном канале, составляет 3,75 % длины лопатки  $l$ .

В качестве граничных условий на входе в расчетную область были заданы давление полного торможения, температура полного торможения, угол входа потока в решетку и параметры турбулентности. На выходе задавали среднее значение статического давления. Все твердые стенки — адиабатические. Значения, принятые для расчетного исследования, представлены ниже.

#### Граничные условия для численного моделирования

|                                                |                |
|------------------------------------------------|----------------|
| Давление полного торможения                    |                |
| на входе $p_0$ , кПа .....                     | 152            |
| Температура полного торможения                 |                |
| на входе $T_0$ , К .....                       | 436            |
| Статическое давление на выходе                 |                |
| $p_{1c}$ , кПа .....                           | 128,138        |
| Изоэнтропическое число Маха                    |                |
| на выходе $M_{1t}$ .....                       | 0,5            |
| Число Рейнольдса на выходе $Re_1$ .....        | $5 \cdot 10^5$ |
| Степень турбулентности на входе $Tu$ , % ..... | 3              |
| Масштаб турбулентности, мм .....               | 2,69           |

Структурированная сетка для расчетной области была построена с использованием ком-

мерческого сеточного генератора ICEM CFD. Во всех рассмотренных объектах для канала решетки использовали сетку типа H-O-H, составленную из  $370 \times 200 \times 115$  узлов в продольном, тангенциальном и радиальном направлениях соответственно, и сетку O-типа, составленную из  $35 \times 10 \times 25$  узлов вокруг вихрегенератора. Для низкорейнольдсовых моделей турбулентности вблизи стенок требуется сетка достаточно высокой плотности и первые ячейки сетки должны находиться внутри вязкого подслоя. Таким образом, для удовлетворения требований модели турбулентности Transition SST значение  $y^+$  на всех твердых стенках было меньше единицы и по высоте пограничного слоя было размещено более 30 ячеек. Общее число гексаэдральных ячеек окончательной сетки для вариантов без вихрегенератора и с вихрегенератором составляет 4 и 8...9 млн соответственно.

Расчетная сетка для варианта 3 показана на рис. 2.

Независимость результатов расчета от размеров ячеек проверяли для варианта 0 с помощью четырех сеток различной густоты. Зависимость коэффициента  $\zeta$  суммарных потерь энергии потери от густоты сетки представлена на рис. 3. Относительная разница между результатами для сеток с 4 млн и 6,2 млн ячеек составляет 0,04 %. Таким образом, решение оказалось независимым от сетки при числе ячеек 4 млн и более.

#### Верификация расчетных результатов

Для верификации CFD-кода численные результаты сравнивали с данными экспериментов, проведенных в лаборатории кафедры паровых и газовых турбин Московского энергетического

Таблица 1. Варианты геометрии вихрегенератора для численного моделирования

| Вариант | $L$ , мм | $H$ , мм | $W$ , мм | $i$ , град. | $T$     |
|---------|----------|----------|----------|-------------|---------|
| 0       | —        | —        | —        | —           | —       |
| 1       | 9        | 2,8      | 1,6      | 0           | $1/2 t$ |
| 2       | 9        | 2,8      | 1,25     | 0           | $1/2 t$ |
| 3       | 9        | 2,8      | 0,9      | 0           | $1/2 t$ |
| 4       | 9        | 2,8      | 0,9      | -10         | $1/2 t$ |
| 5       | 9        | 2,8      | 0,9      | 10          | $1/2 t$ |
| 6       | 9        | 2,8      | 0,9      | 0           | $1/4 t$ |
| 7       | 9        | 2,8      | 0,9      | 0           | $3/4 t$ |

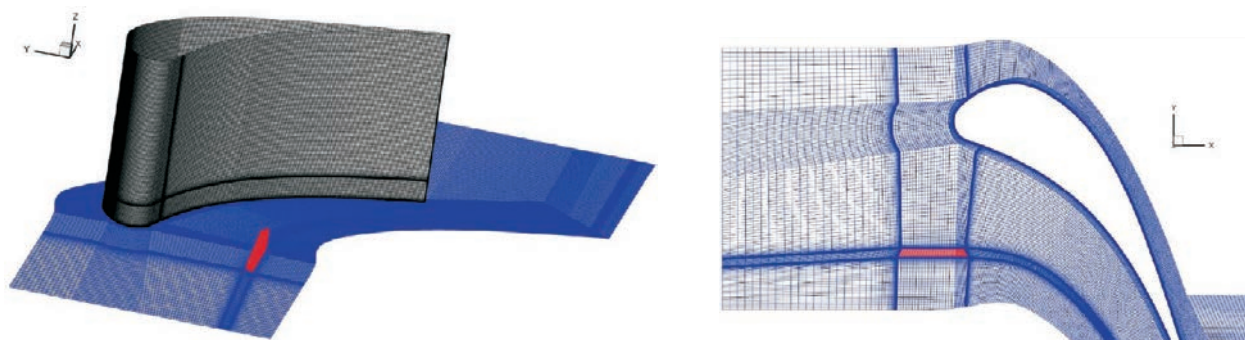


Рис. 2. Расчетная сетка с лопаткой и вихрегенератором для варианта 3

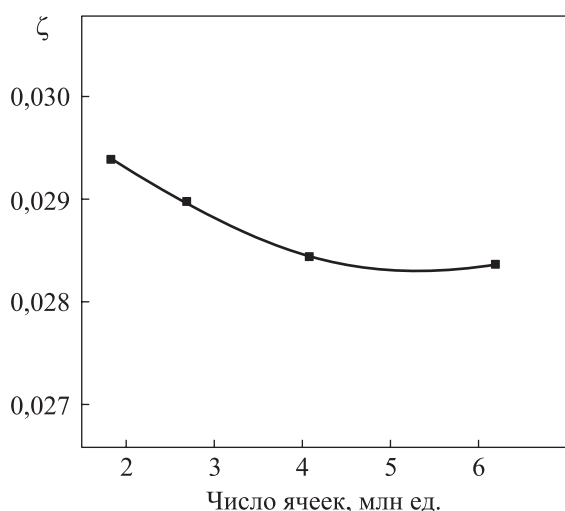


Рис. 3. Коэффициент  $\zeta$  суммарных потерь энергии для сеток различной густоты

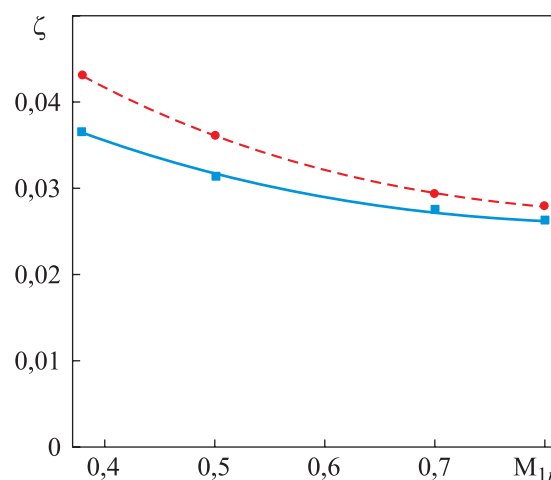


Рис. 4. Коэффициент  $\zeta$  суммарных потерь при различных числах Маха за решеткой для варианта 0:  
— расчет; - - эксперимент

института. Как в численных, так и в экспериментальных исследованиях характеристики потока за решеткой были изучены на измерительной плоскости. Измерительная плоскость расположена на расстоянии 0,1b от выходной кромки и ориентирована параллельна плоскости OYZ системы координат.

Для сравнения численных результатов с экспериментальными данными значения параметров на входной границе были такими же, как указано в граничных условиях. Статическое давление на выходной границе по теоретическому числу Маха за решеткой оценивали по формуле

$$p_{1c} = p_0 \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{1t}^2 \right)^{\frac{-k}{k-1}},$$

где  $k$  — показатель изоэнтропы;  $M_{1t}$  — теоретическое число Маха за решеткой.

Экспериментальные и расчетные результаты коэффициента суммарных потерь  $\zeta$  для варианта 0 при различных числах Маха за решеткой представлены на рис. 4.

Как видно на рис. 4, с ростом числа Маха потери кинетической энергии уменьшаются в результате благоприятного изменения продольных градиентов давления. Максимальная относительная разница между результатами расчета и эксперимента для суммарных потерь составляет 15 % при  $M_{1t} = 0,38$ . Незначительная разница между значениями суммарных потерь, полученными из численных исследований и экспериментально, подтверждает, что результаты CFD-расчета с помощью модели Transition SST

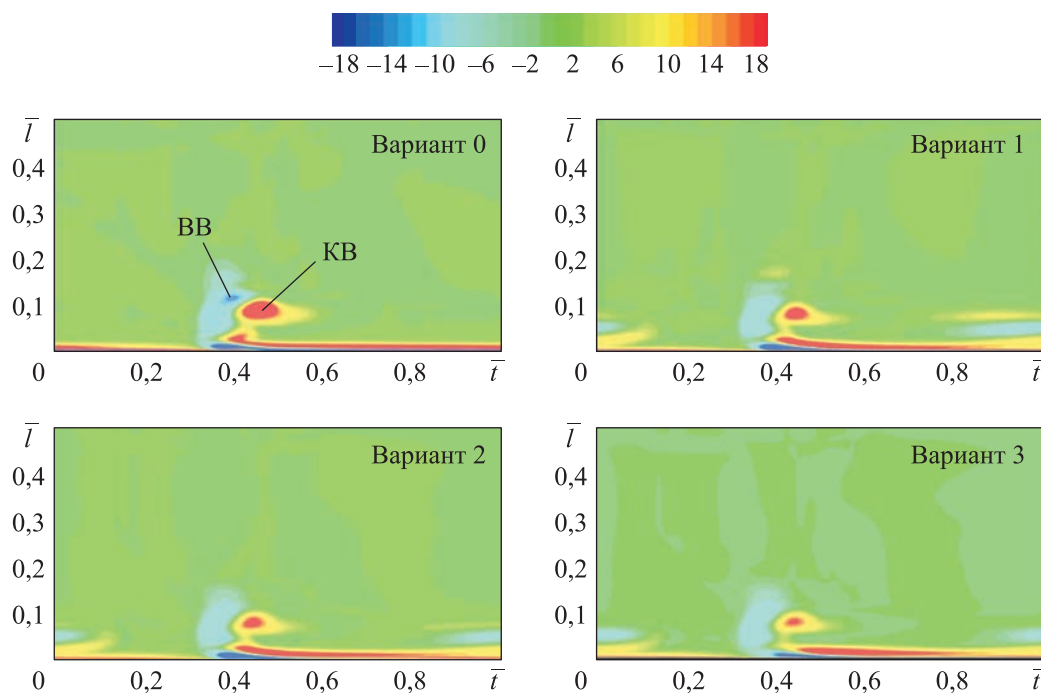


Рис. 5. Распределение продольной завихренности за решеткой для различной ширины вихрегенератора

можно считать достоверными в рамках рассматриваемой задачи.

### Влияние ширины вихрегенератора

На рис. 5 представлено распределение безразмерной продольной завихренности за решеткой для вариантов 0, 1, 2 и 3. Продольную завихренность рассчитывают по следующей формуле и обезразмеривают умножением на  $b/C_{\text{вход}}$ :

$$\omega_{\text{продольная}} = \omega_x \sin \bar{\alpha}_1 + \omega_y \cos \bar{\alpha}_1,$$

где  $b$  — хорда;  $C_{\text{вход}}$  — средняя скорость на входе в канал;  $\bar{\alpha}_1$  — осредненный по массе угол выхода потока за решеткой;  $\omega_x$  и  $\omega_y$  — компоненты завихренности в направлениях  $x$  и  $y$  соответственно.

Как видно на рис. 5, во всех случаях канальный вихрь (KV) и встречный вихрь (BV) имеют соответственно положительные и отрицательные значения завихренности. Также видно, что канальный вихрь для всех вариантов находится на расстоянии  $0,1l$  от торцевых стенок. Интенсивность канального вихря существенно уменьшается в вариантах 1, 2 и 3 с установленным вихрегенератором. Таким образом, применение

вихрегенератора способствует снижению интенсивности вторичных течений вблизи торцевых стенок и, как следствие, суммарных потерь кинетической энергии.

Распределение локальных потерь энергии по высоте лопатки за решеткой для вариантов 0, 1, 2 и 3 продемонстрировано на рис. 6. Данные рис. 6 показывают, что по сравнению с вариантом 0 пик кривой суммарных потерь у торцевых стенок и ее значение в середине канала для вариантов 1, 2 и 3 уменьшаются в относительных величинах на 37 и 30 % соответственно.

Распределение угла выхода потока из решетки по высоте за решеткой для вариантов 0, 1, 2 и 3 представлено на рис. 7.

Видно, что при использовании вихрегенератора угол выхода потока вблизи торцевых стенок для всех вариантов с вихрегенератором уменьшается на  $0,6^\circ$ . В середине канала угол выхода потока для вариантов 0 и 1 практически одинаков, в то время как для вариантов 2 и 3 он уменьшается на  $0,2^\circ$ . В итоге заметно, что применение вихрегенератора приводит к уменьшению отклонения угла выхода потока у торцевых стенок по сравнению с углом выхода потока в среднем сечении решетки.

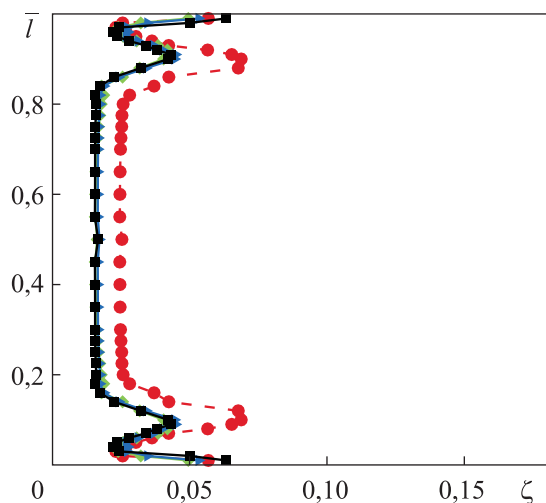


**Рис. 6.** Распределение суммарных потерь по высоте осредненных по шагу для различной ширины вихрегенератора:

—●— вариант 0; —●— вариант 1 ( $w = 1,6$  мм); —●— вариант 2 ( $w = 1,25$  мм); —●— вариант 3 ( $w = 0,9$  мм)

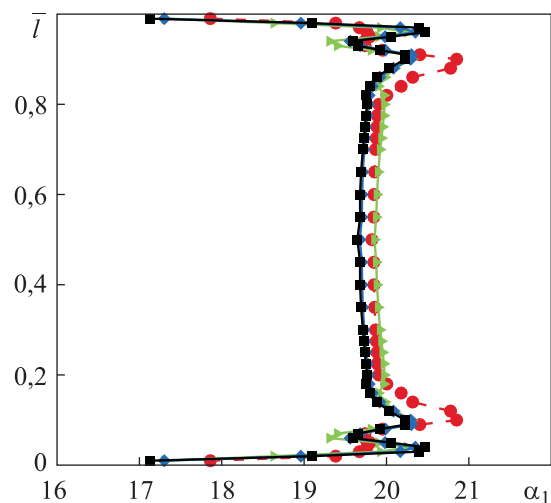


**Рис. 7.** Распределение потока по высоте осредненного угла выхода для различной ширины вихрегенератора:

—●— вариант 0; —●— вариант 1 ( $w = 1,6$  мм); —●— вариант 2 ( $w = 1,25$  мм); —●— вариант 3 ( $w = 0,9$  мм)

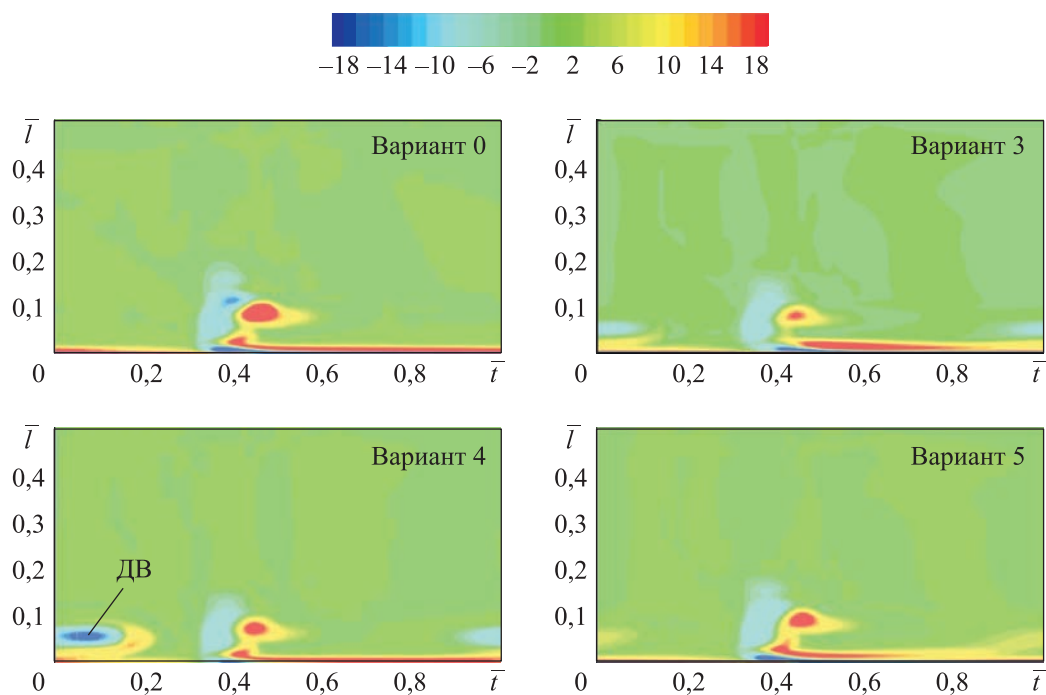


**Рис. 8.** Распределение продольной завихренности за решеткой для различных углов атаки вихрегенератора

### Влияние угла атаки вихрегенератора

Распределение безразмерной продольной завихренности за решеткой для вариантов 0, 3, 4 и 5 представлено на рис. 8. Видно, что каналный вихрь для вариантов 0, 3, 4 и 5 находится на расстоянии  $0,1l$  от торцевых стенок. При примене-

нии вихрегенератора интенсивность каналного вихря значительно снижается в варианте 3, но в меньшей степени снижается в вариантах 4 и 5. Кроме того, в варианте 4 имеется еще одна зона большой завихренности, расположенная на расстоянии примерно  $0,04l$ . Это происходит в результате смещения основного потока

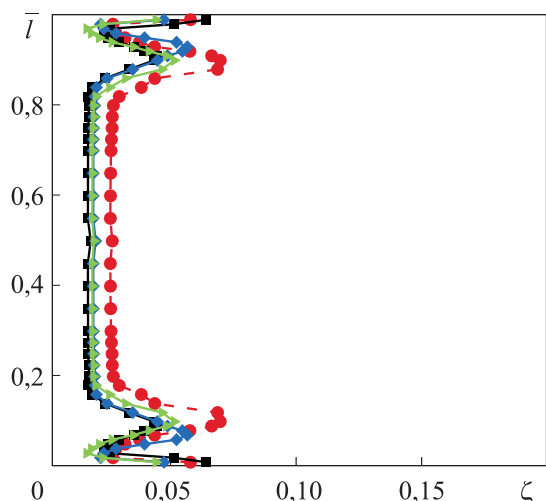


Рис. 9. Распределение по высоте осредненных суммарных потерь за решеткой для различных углов атаки вихрегенератора:

—●— вариант 0; —■— вариант 3 ( $i = 0$ ); —◆— вариант 4 ( $i = -10^\circ$ ); —▲— вариант 5 ( $i = 10^\circ$ )

и дополнительного вихря (ДВ), произведенного вихрегенератором.

Как показано на рис. 9, максимальное значение потерь энергии для вариантов 3 и 5 уменьшается по относительной величине на 37 и 27 % соответственно. Но пик кривой потерь для варианта 4 немного ближе к торцевым стенкам и его относительная величина на 19 % меньше, чем для варианта 0.

На рис. 10 в варианте 3 угол выхода потока вблизи торцевых стенок уменьшается на  $0,6^\circ$ , в то время как максимальное значение угла выхода для вариантов 0 и 5 одинаково. Пик кривой угла выхода потока для варианта 4 расположен на расстоянии  $0,04l$  и его значение на  $0,85^\circ$  больше, чем для варианта 0, поскольку, как уже упоминалось выше, в этом варианте образуется дополнительный вихрь вблизи стенок (см. рис. 8 для варианта 4). А в середине канала угол выхода потока для всех вариантов с вихрегенератором уменьшается на  $0,2^\circ$  по сравнению с вариантом без вихрегенератора (вариант 0).

### Влияние положения вихрегенератора

Как показано на рис. 11, при использовании вихрегенератора канальный вихрь в вариантах 3 и 7 уменьшается, хотя в варианте 7 интенсивность канального вихря уменьшается не так

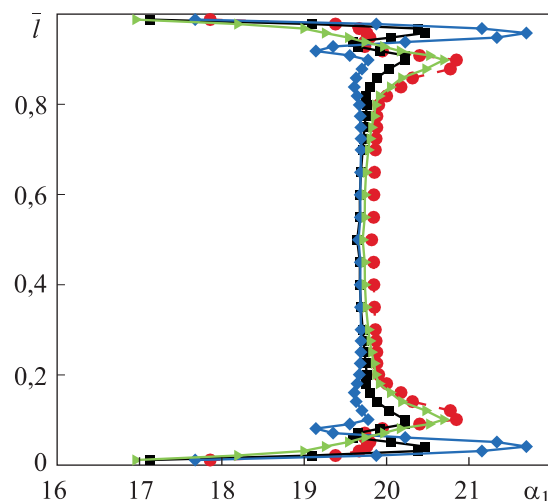


Рис. 10. Распределение по высоте осредненного угла выхода потока за решеткой для различных углов атаки вихрегенератора:

—●— вариант 0; —■— вариант 3 ( $i = 0$ ); —◆— вариант 4 ( $i = -10^\circ$ ); —▲— вариант 5 ( $i = 10^\circ$ )

сильно, а также появляется дополнительный вихрь высокой интенсивности на расстоянии  $0,05l$  от торцевой стенки. В варианте 6 можно наблюдать, что величина канального вихря и охватываемая им зона вдоль шага и высоты решетки явно больше, чем в трех других вариантах. На расстоянии  $0,05l$  и  $0,14l$  от торцевых стенок в канальном вихре существуют две области высокой завихренности. Это означает, что в этой конфигурации наличие вихрегенератора не может подавить развитие канального вихря, а приводит к его интенсификации.

Как показано на рис. 12, пиковое значение потерь энергии для вариантов 3 и 7 уменьшается по относительной величине соответственно на 37 и 29 % по сравнению с вариантом 0. Но в варианте 6 у кривой потерь энергии имеются два пика, расположенных на расстоянии  $0,05l$  и  $0,14l$  от торцевых стенок, и их размер на 43 и 40 % больше, чем при варианте 0, поскольку, как уже упоминалось выше, в этом варианте существует две области высокой завихренности (см. рис. 11 для варианта 4).

Как видно на рис. 13, в вариантах 3 и 7 пик кривой угла выхода потока на  $0,6^\circ$  уменьшается, но пик кривой угла выхода для варианта 4 расположен несколько дальше от торцевых стенок ( $0,14l$ ) по сравнению с вариантом 0 и его значение на  $0,45^\circ$  больше.

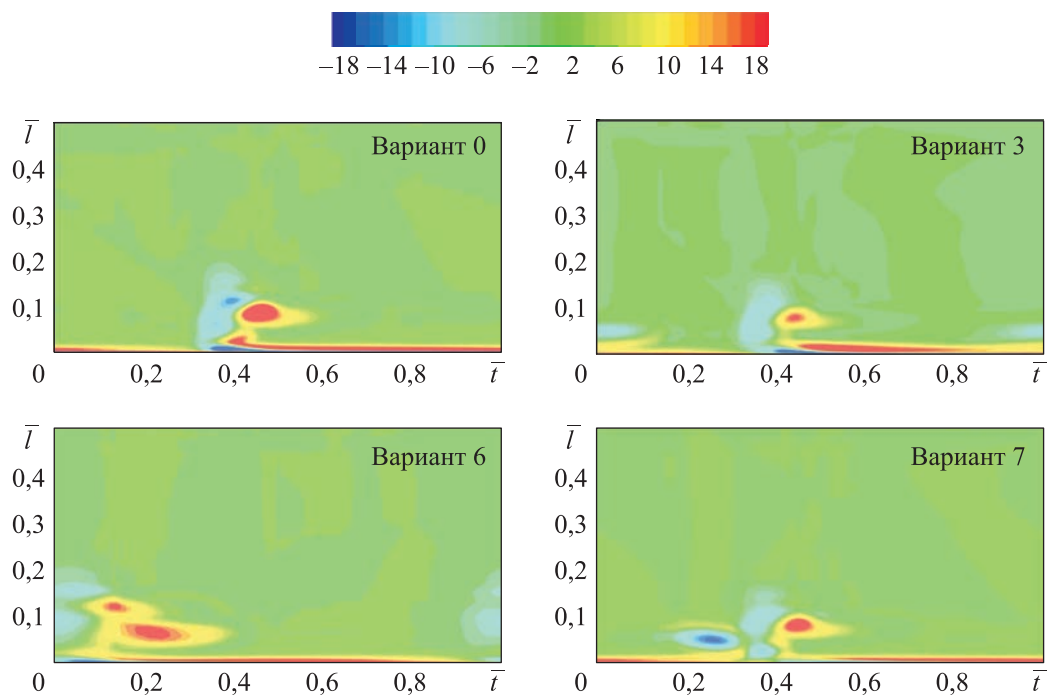


Рис. 11. Распределение продольной завихренности за решеткой для вариантов с различными положениями вихрегенератора

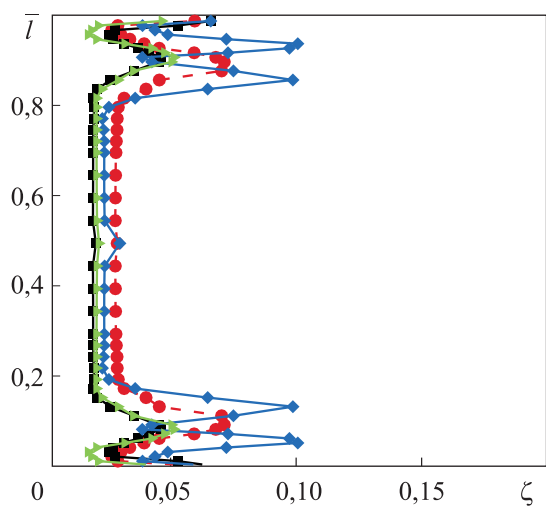


Рис. 12. Распределение по высоте осредненных по шагу суммарных потерь для вариантов с различными положениями вихрегенератора:  
—●— вариант 0; —■— вариант 3 ( $T = t/2$ ); —◆— вариант 6 ( $T = t/4$ ); —▲— вариант 7 ( $T = 3t/4$ )

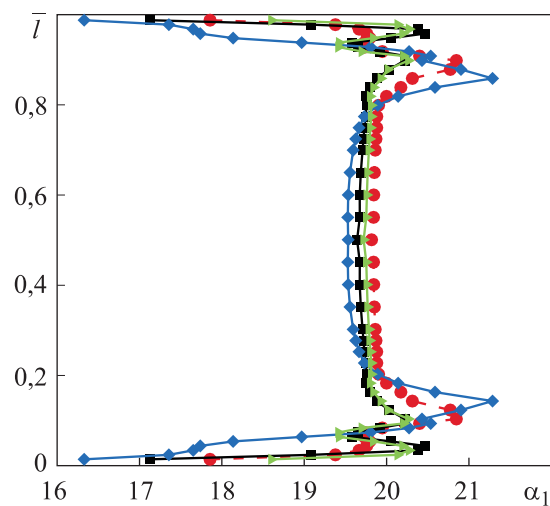


Рис. 13. Распределение по высоте осредненного угла выхода потока для вариантов с различными положениями вихрегенератора:  
—●— вариант 0; —■— вариант 3 ( $T = t/2$ ); —◆— вариант 6 ( $T = t/4$ ); —▲— вариант 7 ( $T = 3t/4$ )

### Причины изменения потерь энергии при использовании вихрегенератора

Результаты расчета коэффициентов суммарных потерь для всех рассмотренных вариантов приведены в табл. 2.

Относительная разность потерь энергии между вариантами с вихрегенератором и вариантом 0 оценивается по формуле

$$\Delta\zeta_{\text{Вар}_i} = \left(1 - \frac{\zeta_{\text{Вар}_i}}{\zeta_{\text{Вар}_0}}\right), i = 1 \dots 7,$$

где  $\zeta_{\text{Вар}_i}$  и  $\zeta_{\text{Вар}_0}$  — суммарные потери для вариантов  $i$  и 0 соответственно.

На основе данных табл. 2 можно сделать следующие выводы:

- применение вихрегенератора во всех вариантах, кроме варианта 6, приводит к уменьшению суммарных потерь;
- для вихрегенераторов разной ширины, установленных на торцевых стенках по середине канала с нулевым углом атаки, вариант вихрегенератора с шириной 0,9 мм дает наибольший эффект;
- для вариантов вихрегенераторов с разными углами атаки и шириной 0,9 мм, расположенных по середине канала на торцевых стенках, наилучший эффект дает вихрегенератор с нулевым углом атаки;
- для вариантов вихрегенераторов с нулевым углом атаки и шириной 0,9 мм, расположенных в разных положениях на торцевых стенках в межлопаточном канале, наилучший эффект дает вихрегенератор, расположенный в середине канала;

– вариант 3 считается самым эффективным вариантом и позволяет уменьшить суммарные потери энергии на 11,23 %;

– в варианте 6 наличие вихрегенератора вблизи спинки лопатки на торцевых стенках усиливает развитие канального вихря и, следовательно, увеличивает суммарные потери.

Сравнение распределения продольных завихренностей в межлопаточном канале на плоскостях, расположенных на разных расстояниях от входа до выхода решетки для вариантов 0, 3 и 6 представлено на рис. 14.

На рис. 14 показано, что в варианте 0 как подковообразный вихрь с вогнутой стороны лопатки (ПВ ВС), так и канальный вихрь (КВ) имеют положительную завихренность, в то время как подковообразный вихрь со стороны спинки лопатки (ПВ СС) имеет отрицательную завихренность.

В варианте 3 наличие продольного вихря (ПВ), произведенного вихрегенератором, уменьшает интенсивность подковообразного вихря с вогнутой стороны лопатки за счет противоположного направления вращения, подавляя развитие подковообразного вихря в сторону спинки соседней лопатки. Однако появляется дополнительный вихрь (ДВ), вращающийся в направлении, противоположном канальному вихрю (КВ), вызывающий дополнительные потери от вторичного течения.

Наоборот, в варианте 6 вихрегенератор создает положительный вихрь, а когда этот вихрь встречается с подковообразным вихрем с вогнутой стороны лопатки за счет их взаимодействия интенсивность канального вихря увеличивается на выходе из решетки.

**Таблица 2.** Суммарные потери, полученные в результате расчетов, для всех рассмотренных вариантов

| Номер варианта | Суммарные потери | Относительная разность потерь, % |
|----------------|------------------|----------------------------------|
| 0              | 0,02928          | –                                |
| 1              | 0,02666          | –8,95                            |
| 2              | 0,02691          | –8                               |
| 3              | 0,02599          | –11,23                           |
| 4              | 0,02833          | –3,24                            |
| 5              | 0,02756          | –5,87                            |
| 6              | 0,03059          | 4,48                             |
| 7              | 0,02664          | –9                               |

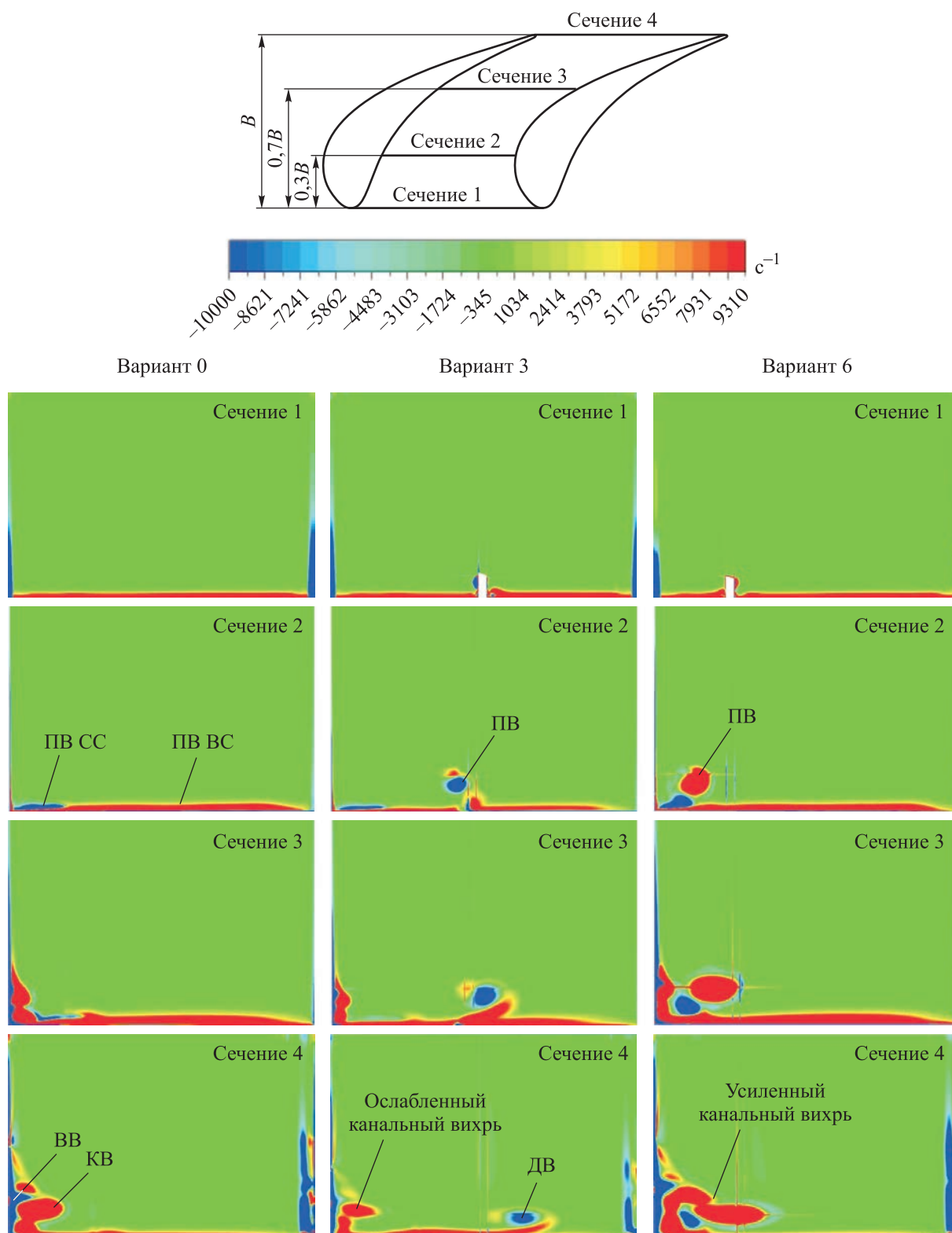


**Рис. 14.** Распределение продольных завихренностей в межлопаточном канале на плоскостях, расположенных на разных расстояниях от входа до выхода решетки

## Заключение

Выполнено численное моделирование трехмерного потока в сопловой решетке с целью исследования влияния вихрегенера на формирование вторичных течений и потери энергии при обтекании профилей. Проведено расчетное исследование влияния ширины, угла атаки и положения вихрегенера на снижение интенсивности вторичных и вихревых течений, выравнивание параметров потока и потери энергии.

Результаты исследования показали, что во всех рассмотренных вариантах потери энергии уменьшаются, но максимальное снижение потерь по сравнению с базовым вариантом позволяет использование вихрегенера шириной 0,9 мм, расположенного в середине межлопаточного канала и обтекаемого с нулевым углом атаки. Снижение относительных суммарных потерь энергии в решетке в результате уменьшения интенсивности канального вихря составило 11,23 %.

## Литература

- [1] Дейч М.Е. *Газодинамика решеток турбомашин*. Москва, Энергоатомиздат, 1996, 528 с.
- [2] Denton J.D. Loss Mechanisms in Turbomachines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1993, vol. 115, no. 4, pp. 621–656. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2929299>
- [3] Зарянкин А.Е. *Основы физического моделирования, элементы теории размерностей и примеры ее практического использования в задачах гидрогазодинамики*. Москва, МЭИ, 2017, 121 с.
- [4] Squire H.B., Winter K.G. The Secondary Flow in a Cascade of Airofoils in a Nonuniform Stream. *J. Aerosp. Sci.*, 1951, vol. 18, pp. 271–277.
- [5] Hawthorne W.R. Rotational Flow through Cascades: Part I – the Components of Vorticity. *J. Mech. Appl. Math.*, 1955, vol. 8, pp. 266–279.
- [6] Smith L.H. Secondary Flow in Axial-Flow Turbomachinery. *ASME Trans.*, 1955, vol. 77, pp. 1065–1076.
- [7] Klein A. Investigation of the Effect of the Entry Boundary Layer on the Secondary Flows in the Blading of Axial Flow Turbines. *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, 1966, vol. 32, pp. 175–187.
- [8] Langston L.S., Nice M.L., Hooper R.H. Three-Dimensional Flow within a Turbine Cascade Passage. *ASME J. Eng. Power.*, 1977, vol. 99, pp. 21–28.
- [9] Langston L.S. Crossflows in a Turbine Cascade Passage. *ASME J. Eng. Power.*, 1980, vol. 102, pp. 866–874. <https://doi.org/10.1115/1.3230352>
- [10] Yamamoto A. Production and Development of Secondary Flows and Losses in Two Types of Straight Turbine Cascades: Part I – a Stator Case. *ASME J. Turbomach.*, 1987, vol. 109, pp. 186–193. <https://doi.org/10.1115/86-GT-185>
- [11] Wang H.P., Olson S.J., Goldstein R.J., Eckert E.R.G. Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High-Performance Turbine Blades. *ASME J. Turbomach.*, 1997, vol. 119, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1115/1.2841006>
- [12] Filippov G.A., Zhongqi W. The Calculation of Axial Symmetric Flow in a Turbine Stage with Small Ratio of Diameter to Blade Length. *J. Moscow Power Inst.*, 1963, vol. 47, pp. 63–78.
- [13] Harrison S. The Influence of Blade Lean on Turbine Losses. *ASME J. Turbomach.*, 1992, vol. 114, pp. 184–190.
- [14] Kubendran L.R., Bar-Sever A., Harvey W.D. Flow Control in a Wing/Fuselage Type Juncture. *AIAA paper*, 1988, no. AIAA-88-0614.
- [15] Zess G.A., Thole K.A. Computational Design and Experimental Evaluation of Using a Leading-Edge Fillet on a Gas Turbine Vane. *ASME J. Turbomach.*, 2002, vol. 124, pp. 167–175. <https://doi.org/10.1115/1.1460914>
- [16] Sauer H., Müller R., Vogeler K. Reduction of Secondary Flow Losses in Turbine Cascades by Leading Edge Modifications at the Endwall. *ASME J. Turbomach.*, 2001, vol. 123, pp. 207–213. <https://doi.org/10.1115/1.1354142>
- [17] Dossena V., Perdichizzi A., Savini M. The Influence of Endwall Contouring on the Performance of a Turbine Nozzle Guide Vane. *ASME J. Turbomach.*, 1999, vol. 121, pp. 200–208. <https://doi.org/10.1115/1.2841302>
- [18] Kopper F.C., Milanot R., Vancot M. An Experimental Investigation of Endwall Profiling in a Turbine Vane Cascade. *AIAA J.*, 1981, vol. 19, pp. 1033–1040.
- [19] Hartland J.C., Gregory-Smith D.G., Harvey N.W. et al. Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part II – Experimental Validation. *ASME J. Turbomach.*, 2000, vol. 122, pp. 286–293. <https://doi.org/10.1115/1.555446>
- [20] Harvey N.W., Rose M.G., Taylor M.D. et al. Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part I – Three-Dimensional Linear Design System. *ASME J. Turbomach.*, 2000, vol. 122, pp. 278–285. <https://doi.org/10.1115/1.555445>

- [21] Brennan G., Harvey N.W., Rose M.G. et al. Improving the Efficiency of the Trent 500HP Turbine Using Nonaxisymmetric End Walls – Part I: Turbine Design. *ASME J. Turbomach.*, 2003, vol. 125, pp. 497–504. <https://doi.org/10.1115/1.1450766>
- [22] Rose M.G., Harvey N.W., Seaman P. et al. Improving the Efficiency of the Trent 500 HP Turbine Using Nonaxisymmetric End Walls: Part II – Experimental Validation. *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air*, 2001, no. 2001-GT-0505. <https://doi.org/10.1115/2001-GT-0505>
- [23] Комаров И.И., Вегера А.Н., Бычков Н.М. и др. Численное исследование структуры течения в лопаточном канале при использовании оребрения торцевых поверхностей для снижения концевых потерь. *Наука. Технологии. Инновации. Сб. науч. тр.: в 9 ч. Ч. 4.* Новосибирск, НГТУ, 2016, с. 237–239.
- [24] Зарянкин А.Е., Киндра В.О., Осипов С.К. и др. Численное исследование методов снижения концевых потерь энергии в сопловых решетках турбомашин. *Технические науки: тенденции, перспективы и технологии развития. Сб. науч. тр. по итогам междунар. науч.-практ. конф.* Волгоград, Инновационный центр развития образования и науки, 2016, с. 21–28.
- [25] Kawai T., Adachi T., Shinoki S. Secondary Flow Control and Loss Reduction in a Turbine Cascade Using Endwall Fences. *JSME International Journal. Series II*, 1989, vol. 32, pp. 375–387. [https://doi.org/10.1299/JSMEB1988.32.3\\_375](https://doi.org/10.1299/JSMEB1988.32.3_375)
- [26] Govardhan M., Rajender A., Umang J.P. Effect of Streamwise Fences on Secondary Flows and Losses in a Two-Dimensional Turbine Rotor Cascade. *Journal of Thermal Science*, 2006, vol. 15, no. 4, pp. 296–305. <https://doi.org/10.1007/s11630-006-0296-2>
- [27] Moon Y.J., Koh S.R. Counter-Rotating Streamwise Vortex Formation in the Turbine Cascade with Endwall Fence. *Computers and Fluids*, 2001, vol. 30, no. 4, pp. 473–490. [https://doi.org/10.1016/S0045-7930\(00\)00026-8](https://doi.org/10.1016/S0045-7930(00)00026-8)
- [28] Zhong J.J., Han J.A., Liu Y.M. et al. Numerical Simulation of Endwall Fence on the Secondary Flow in Compressor Cascade. *ASME Turbo Expo*, 2008, vol. 43161, pp. 509–518. <https://doi.org/10.1115/GT2008-50888>
- [29] Месбах М., Грибин В.Г., Малышева Т.В. Исследование влияния ребер, расположенных на торцевых обтекаемых поверхностях решетки осевой турбины, на потери энергии. *Двигателестроение*, 2022, № 1 (287), с. 55–66.
- [30] Mdouki R., Gahmousse A. Effects of Slotted Blading on Secondary Flow in Highly Loaded Compressor Cascade. *Journal of Engineering Science and Technology*, 2013, vol. 8 (5), pp. 540–556.
- [31] Hergt A., Myer R., Engel K. Effects of Vortex Generator Application on the Performance of a Compressor Cascade. *Journal of Turbomachinery*, 2013, vol. 135 (2), art. 021026. <https://doi.org/10.1115/GT2010-22464>
- [32] Seo J.I., Kim S.D., Song D.J. A Numerical Study on Passive Control of Shock Wave/Turbulent Boundary Layer in a Supersonic Compressor Cascade. *The International Journal of Rotating Machinery*, 2002, vol. 8 (6), pp. 423–430. <https://doi.org/10.1155/S1023621X02000404>
- [33] Kinneer I.S., May A.L., Wall R.A. *Secondary Flow Control in Axial Flow Machines*. Patent UK application GB 2042675A, 1980.
- [34] Doerffer P., Flaszynski P., Magagnato F. Streamwise Vortex Interaction with a Horseshoe Vortex. *J. Therm. Sci.*, 2003, vol. 12, pp. 304–309. <https://doi.org/10.1007/s11630-003-0035-7>
- [35] *ANSYS FLUENT 16.1 Theory Guide*. ANSYS Inc., 2015.
- [36] Mentler F.R., Langtry R., Volker S. Transition Modeling for General Purpose CFD Codes. *Flow Turbulence and Combustion*, 2006, vol. 77, pp. 277–303. <https://doi.org/10.1007/s10494-006-9047-1>
- [37] Лазарев Л.Я., Степанова Т.Н., Ряховская Н.В. и др. *Геометрические и энергетические характеристики профилей турбинных лопаток постоянного сечения*. Москва, МЭИ, 2004, 51 с.
- [38] Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. *Атлас профилей решеток осевых турбин*. Москва, Машиностроение, 1965, 96 с.

## References

- [1] Deych M.E. *Gazodinamika reshetok turbomashin* [Gas Dynamics of Gratings of Turbomachines]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1996, 528 p. (In Russ.).
- [2] Denton J.D. Loss Mechanisms in Turbomachines. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1993, vol. 115, no. 4, pp. 621–656. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2929299>
- [3] Zaryankin A.E. *Osnovy fizicheskogo modelirovaniya, elementy teorii razmernostey i primerye prakticheskogo ispol'zovaniya v zadachakh gidrogazodinamiki* [Fundamentals of Physical Modeling, Elements of the

- Theory of Dimensions and Examples of its Practical Use in Problems of Fluid Dynamics]. Moscow, MPEI Publ., 2017, 121 p. (In Russ.).
- [4] Squire H.B., Winter K.G. The Secondary Flow in a Cascade of Airofoils in a Nonuniform Stream. *J. Aerosp. Sci.*, 1951, vol. 18, pp. 271–277.
- [5] Hawthorne W.R. Rotational Flow through Cascades: Part I – the Components of Vorticity. *J. Mech. Appl. Math.*, 1955, vol. 8, pp. 266–279.
- [6] Smith L.H. Secondary Flow in Axial-Flow Turbomachinery. *ASME Trans.*, 1955, vol. 77, pp. 1065–1076.
- [7] Klein A. Investigation of the Effect of the Entry Boundary Layer on the Secondary Flows in the Blading of Axial Flow Turbines. *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, 1966, vol. 32, pp. 175–187.
- [8] Langston L.S., Nice M.L., Hooper R.H. Three-Dimensional Flow within a Turbine Cascade Passage. *ASME J. Eng. Power.*, 1977, vol. 99, pp. 21–28.
- [9] Langston L.S. Crossflows in a Turbine Cascade Passage. *ASME J. Eng. Power.*, 1980, vol. 102, pp. 866–874. <https://doi.org/10.1115/1.3230352>
- [10] Yamamoto A. Production and Development of Secondary Flows and Losses in Two Types of Straight Turbine Cascades: Part I – a Stator Case. *ASME J. Turbomach.*, 1987, vol. 109, pp. 186–193. <https://doi.org/10.1115/86-GT-185>
- [11] Wang H.P., Olson S.J., Goldstein R.J., Eckert E.R.G. Flow Visualization in a Linear Turbine Cascade of High-Performance Turbine Blades. *ASME J. Turbomach.*, 1997, vol. 119, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1115/1.2841006>
- [12] Filippov G.A., Zhongqi W. The Calculation of Axial Symmetric Flow in a Turbine Stage with Small Ratio of Diameter to Blade Length. *J. Moscow Power Inst.*, 1963, vol. 47, pp. 63–78.
- [13] Harrison S. The Influence of Blade Lean on Turbine Losses. *ASME J. Turbomach.*, 1992, vol. 114, pp. 184–190.
- [14] Kubendran L.R., Bar-Sever A., Harvey W.D. Flow Control in a Wing/Fuselage Type Junction. *AIAA paper*, 1988, no. AIAA-88-0614.
- [15] Zess G.A., Thole K.A. Computational Design and Experimental Evaluation of Using a Leading-Edge Fillet on a Gas Turbine Vane. *ASME J. Turbomach.*, 2002, vol. 124, pp. 167–175. <https://doi.org/10.1115/1.1460914>
- [16] Sauer H., Müller R., Vogeler K. Reduction of Secondary Flow Losses in Turbine Cascades by Leading Edge Modifications at the Endwall. *ASME J. Turbomach.*, 2001, vol. 123, pp. 207–213. <https://doi.org/10.1115/1.1354142>
- [17] Dossena V., Perdichizzi A., Savini M. The Influence of Endwall Contouring on the Performance of a Turbine Nozzle Guide Vane. *ASME J. Turbomach.*, 1999, vol. 121, pp. 200–208. <https://doi.org/10.1115/1.2841302>
- [18] Kopper F.C., Milanot R., Vancot M. An Experimental Investigation of Endwall Profiling in a Turbine Vane Cascade. *AIAA J.*, 1981, vol. 19, pp. 1033–1040.
- [19] Hartland J.C., Gregory-Smith D.G., Harvey N.W. et al. Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part II – Experimental Validation. *ASME J. Turbomach.*, 2000, vol. 122, pp. 286–293. <https://doi.org/10.1115/1.555446>
- [20] Harvey N.W., Rose M.G., Taylor M.D. et al. Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part I – Three-Dimensional Linear Design System. *ASME J. Turbomach.*, 2000, vol. 122, pp. 278–285. <https://doi.org/10.1115/1.555445>
- [21] Brennan G., Harvey N.W., Rose M.G. et al. Improving the Efficiency of the Trent 500HP Turbine Using Nonaxisymmetric End Walls – Part I: Turbine Design. *ASME J. Turbomach.*, 2003, vol. 125, pp. 497–504. <https://doi.org/10.1115/1.1450766>
- [22] Rose M.G., Harvey N.W., Seaman P. et al. Improving the Efficiency of the Trent 500 HP Turbine Using Nonaxisymmetric End Walls: Part II – Experimental Validation. *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air*, 2001, no. 2001-GT-0505. <https://doi.org/10.1115/2001-GT-0505>
- [23] Komarov I.I., Vegera A.N., Bychkov N.M. et al. Numerical Study of the Flow Structure in the Blade Channel Using Ribbed end Surfaces to Reduce End Losses. *Nauka. Tekhnologii. Innovatsii. Sb. nauch. tr. [Science. Technologies. Innovation. Collection of Scientific Papers]*. Novosibirsk, NSTU Publ., 2016, part 4, pp. 237–239. (In Russ.).
- [24] Zaryankin A.E., Kindra V.O., Osipov S.K. et al. Numerical Study of Methods for Reducing end Energy Losses in Nozzle Arrays of Turbomachines. *Tekhnicheskie nauki: tendentsii, perspektivy i tekhnologii razvitiya. Sb. nauch. tr. po itogam mezhdunar. nauch.-prakt. konf. [Technical Sciences: Trends, Prospects and Development Technologies. Collection of Scientific Papers Based on the Results of the International Scientific and Practical Conference]*. Volgograd, Innovatsionnyy tsentr razvitiya obrazovaniya i nauki Publ., 2016, pp. 21–28. (In Russ.).

- [25] Kawai T., Adachi T., Shinoki S. Secondary Flow Control and Loss Reduction in a Turbine Cascade Using Endwall Fences. *JSME International Journal. Series II*, 1989, vol. 32, pp. 375–387.  
[https://doi.org/10.1299/JSMEB1988.32.3\\_375](https://doi.org/10.1299/JSMEB1988.32.3_375)
- [26] Govardhan M., Rajender A., Umang J.P. Effect of Streamwise Fences on Secondary Flows and Losses in a Two-Dimensional Turbine Rotor Cascade. *Journal of Thermal Science*, 2006, vol. 15, no. 4, pp. 296–305.  
<https://doi.org/10.1007/s11630-006-0296-2>
- [27] Moon Y.J., Koh S.R. Counter-Rotating Streamwise Vortex Formation in the Turbine Cascade with Endwall Fence. *Computers and Fluids*, 2001, vol. 30, no. 4, pp. 473–490.  
[https://doi.org/10.1016/S0045-7930\(00\)00026-8](https://doi.org/10.1016/S0045-7930(00)00026-8)
- [28] Zhong J.J., Han J.A., Liu Y.M. et al. Numerical Simulation of Endwall Fence on the Secondary Flow in Compressor Cascade. *ASME Turbo Expo*, 2008, vol. 43161, pp. 509–518.  
<https://doi.org/10.1115/GT2008-50888>
- [29] Mesbah M., Gribin V.G., Malysheva T.V. Investigation of the Effect of End-Wall Fences on Energy Losses in a Turbine Cascade. *Engines Construction*, 2022, no. 1 (287), pp. 55–66. (In Russ.).
- [30] Mdouki R., Gahmousse A. Effects of Slotted Blading on Secondary Flow in Highly Loaded Compressor Cascade. *Journal of Engineering Science and Technology*, 2013, vol. 8 (5), pp. 540–556.
- [31] Hergt A., Myer R., Engel K. Effects of Vortex Generator Application on the Performance of a Compressor Cascade. *Journal of Turbomachinery*, 2013, vol. 135 (2), art. 021026.  
<https://doi.org/10.1115/GT2010-22464>
- [32] Seo J.I., Kim S.D., Song D.J. A Numerical Study on Passive Control of Shock Wave/Turbulent Boundary Layer in a Supersonic Compressor Cascade. *The International Journal of Rotating Machinery*, 2002, vol. 8 (6), pp. 423–430. <https://doi.org/10.1155/S1023621X02000404>
- [33] Kinnear I.S., May A.L., Wall R.A. *Secondary Flow Control in Axial Flow Machines*. Patent UK application GB 2042675A, 1980.
- [34] Doerffer P., Flaszynski P., Magagnato F. Streamwise Vortex Interaction with a Horseshoe Vortex. *J. Therm. Sci.*, 2003, vol. 12, pp. 304–309. <https://doi.org/10.1007/s11630-003-0035-7>
- [35] *ANSYS FLUENT 16.1 Theory Guide*. ANSYS Inc., 2015.
- [36] Mentler F.R., Langtry R., Volker S. Transition Modeling for General Purpose CFD Codes. *Flow Turbulence and Combustion*, 2006, vol. 77, pp. 277–303. <https://doi.org/10.1007/s10494-006-9047-1>
- [37] Lazarev L.Ya., Stepanova T.N., Ryakhovskaya N.V. et al. *Geometricheskie i energeticheskie kharakteristiki profiley turbinnykh lopatok postoyannogo secheniya* [Geometrical and Power Characteristics of Profiles of Turbine Blades of Constant Section]. Moscow, MPEI Publ., 2004, 51 p. (In Russ.).
- [38] Deych M.E., Filippov G.A., Lazarev L.Ya. *Atlas profiley reshetok osevykh turbin* [Atlas of Axial Turbine Grate Profiles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1965, 96 p. (In Russ.).

**Материалы получены редакцией 12.06.2023**

**Сведения об авторах**

**Месбах Мохсен** — аспирант кафедры паровых и газовых турбин А.В. Щегляева, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: MesbakhM@mpei.ru

**Грибин Владимир Георгиевич** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой паровых и газовых турбин А.В. Щегляева, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: GribinVG@mpei.ru

**Попов Виталий Владимирович** — кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин имени А.В. Щегляева, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: PopovVitV@mpei.ru

**Information about the authors**

**Mesbakh Mokhsen** — Postgraduate, A.V. Shcheglyayev Department of Steam and Gas Turbines, MPEI National Research University, Moscow, Russian Federation. E-mail: MesbakhM@mpei.ru

**Gribin Vladimir Georgievich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the A.V. Shcheglyayev Department of Steam and Gas Turbines, MPEI National Research University, Moscow, Russian Federation. E-mail: GribinVG@mpei.ru

**Popov Vitaliy Vladimirovich** — Ph. D. (Eng.) Associate Professor, A.V. Shcheglyayev Department of Steam and Gas Turbines, MPEI National Research University, Moscow, Russian Federation. E-mail: PopovVitV@mpei.ru

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Месбах М., Грибин В.Г., Попов В.В. Управление вторичными течениями в сопловой решетке осевой турбины с помощью вихрегенератора. *Двигателестроение*, 2023, № 3 (293), с. 28–43. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.28-43>

**Please cite this article in English as:**

Mesbakh M., Gribin V.G., Popov V.V. Secondary Flows Control in the Axial Turbine Nozzle Cascade Using a Vortex Generator. *Engines Construction*, 2023, no. 3 (293), pp. 28–43. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.28-43>

## СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

УДК 623.1/.7

DOI: 10.18698/jec.2023.3.44-50

### Методика определения среднего индикаторного давления неактивного цилиндра для двигателя, обладающего возможностью отключения цилиндров

А.В. Дойнов<sup>1</sup>, Г.И. Косенко<sup>1</sup>, С.В. Харитонов<sup>2</sup><sup>1</sup> Омский автобронетанковый инженерный институт<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана

### Method in the Average Indicative Pressure Determination with Inactive Cylinder for an Engine Able to Disconnect the Cylinders

A.V. Doinov<sup>1</sup>, G.I. Kosenko<sup>1</sup>, S.V. Kharitonov<sup>2</sup><sup>1</sup> Omsk Tank-Automotive Engineering Institute<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

Представлена методика определения среднего индикаторного давления в неактивном цилиндре для двигателя с изменяемым числом работающих цилиндров. Изменение числа активных цилиндров осуществляется путем прекращения подачи топлива. Функционирование неактивного цилиндра следует относить к механическим потерям в двигателе. Данная методика предусматривает вычисление средних давлений сжатия и расширения в неактивном цилиндре. Далее с использованием разностной схемы определяется давление в момент открытия выпускного клапана и в момент достижения нижней мертвой точки. Новизна предлагаемой методики состоит в том, что в предшествующих работах при определении параметров рабочего процесса неактивного цилиндра не учитывается среднее индикаторное давление в нем. Предложенная методика позволяет более корректно рассчитать механические потери для двигателя с изменяемым числом работающих цилиндров.

**Ключевые слова:** силовая установка, давление в неактивном цилиндре, индикаторная диаграмма неактивного цилиндра, отключение цилиндров, топливная экономичность, механические потери

The paper presents a method to determine the average indicative pressure in the inactive cylinder for an engine with variable number of the working cylinders. The active cylinders number is changed by the fuel supply shutdown. The inactive cylinder operation should be attributed to mechanical losses in the engine. This technique involves calculating the average compression and expansion pressures in the inactive cylinder. Next, the difference circuit is used to determine pressure at the moment of the exhaust valve opening and at the moment of reaching the bottom dead center. The proposed method novelty lies in the fact that in previous works, when determining the working process parameters of an inactive cylinder, the average indicative pressure in it was not taken into account. The proposed method makes it possible to more correctly calculate mechanical losses for an engine with the variable number of working cylinders.

**Keywords:** power plant, pressure in the inactive cylinder, inactive cylinder indicative diagram, cylinder shutdown, fuel efficiency, mechanical losses

В настоящее время улучшение показателей топливной экономичности силовых установок образцов вооружения, военной и специальной техники (ВВСТ) является одним из важнейших направлений развития отрасли двигателестроения в стране [1–4].

Основная проблема обеспечения топливной экономичности обусловлена тем, что силовые установки образцов ВВСТ длительный период работают на неэкономичных по расходованию ресурсов режимах [5, 6]. Решить данную проблему можно регулированием мощности двигателя путем изменения числа работающих цилиндров в зависимости от режима работы. Так, одним из путей изменения числа активных цилиндров является прекращение подачи топлива [7–11] без изменения работы клапанного механизма. Отметим, что, как правило, в работах [12–18] не рассмотрены расчетные методики определения среднего давления, относящегося к механическим потерям в неактивном цилиндре, и в целом нахождения отрицательной работы, совершаемой поршнем. Среднее давление, относящееся к механическим потерям в неактивном цилиндре, есть среднее индикаторное давление для данного цилиндра.

Цель настоящей работы — определение среднего индикаторного давления в неактивном цилиндре.

Под средним индикаторным давлением понимают такое условное постоянное избыточное давление, которое, действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, равную работе газов за весь цикл [19].

При движении поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) затрачивается работа на сжатие поступившего в цилиндр воздуха. По достижению поршнем ВМТ и в начале его движения к нижней мертвой точке (НМТ) сжатый воздух совершает положительную работу по выталкиванию поршня. Однако положительная работа по выталкиванию поршня компенсирует не всю работу, затраченную на сжатие воздуха.

Итак, в неактивном цилиндре поршень не совершает положительную работу, следовательно, расчетная работа цикла неактивного цилиндра  $L_i^0$ , соотносимая с механическими потерями, равна разности работ политропического процесса сжатия  $L_{ac}$  и процесса расширения  $L_{cb}$ :

$$L_i^0 = L_{ac} - L_{cb}. \quad (1)$$

Также отметим, что ведение расчета процесса расширения как исключительно политропического будет необъективным. Так, фаза выпуска, например, для двигателя КАМАЗ 740.30-260 [20, 21] начинается за  $66^\circ$  до НМТ на такте расширения. Поэтому  $L_{cb}$  есть сумма работ политропического процесса расширения  $L_{cb'}$  и расширения с изменением массы  $L_{b'b}$ :

$$L_{cb} = L_{cb'} + L_{b'b}.$$

При отключении цилиндров двигателя путем прекращения подачи топлива для тактов сжатия и рабочего хода частично характерно поведение пневматической пружины. Частичный характер обусловлен несоответствием фаз открытия выпускного (точка диаграммы  $b'$  на рис. 1, 2) и закрытия впускного клапана (точка диаграммы  $a'$  на рис. 1). Кроме того, часть сжимаемого воздуха прорывается в подпоршневое пространство.

Определим первое слагаемое выражения (1) через параметры процессов [22]:

$$L_{ac} = \frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right). \quad (2)$$

Здесь  $p_c$  — давление в конце такта сжатия;  $V_c$  — объем камеры сгорания;  $n_1$  — показатель политропы сжатия;  $\varepsilon$  — степень сжатия.

Найдем работу политропического процесса расширения  $L_{cb'}$ :

$$L_{cb'} = \frac{p_c V_c}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon_2^{n_2 - 1}} \right), \quad (3)$$

где  $n_2$  — показатель политропы расширения;  $\varepsilon_2$  — степень сжатия для политропического процесса расширения.

Вычислим степень сжатия  $\varepsilon_2$  для политропического процесса расширения, который определяется до момента открытия выпускного клапана (точка индикаторной диаграммы  $b'$ ):

$$\varepsilon_2 = \frac{V_{b'}}{V_c},$$

где  $V_{b'}$  — объем цилиндра в начальный момент открытия выпускного клапана.

Далее найдем показатель политропы расширения  $n_2$  до начала открытия выпускного клапана:

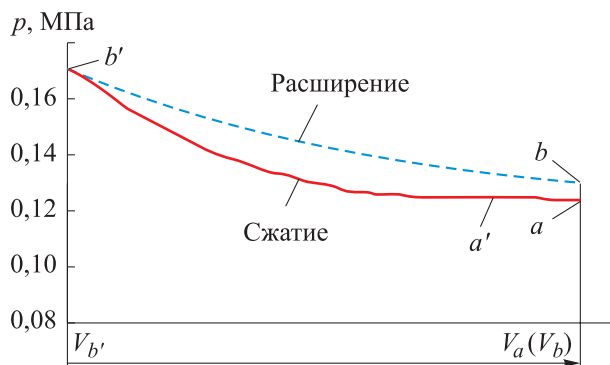


**Рис. 1.** Участок расчетной индикаторной диаграммы для двигателя КАМАЗ 740.30-260 ( $n = 600$  мин<sup>-1</sup>) при отключении цилиндра прекращением подачи топлива с момента открытия выпускного клапана

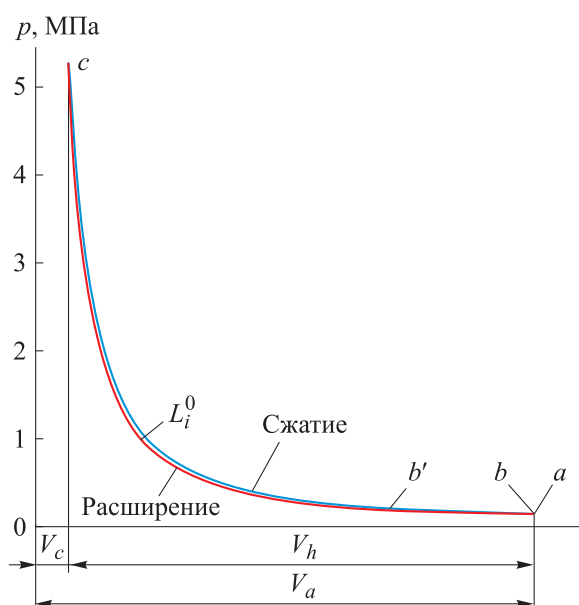


**Рис. 2.** Расчетная индикаторная диаграмма неактивного цилиндра для двигателя КАМАЗ 740.30-260

$$n_2 = \frac{\ln p_c - \ln p_{b'}}{\ln \varepsilon_2},$$

где  $p_{b'}$  — давление в момент открытия выпускного клапана (в конце политропического процесса расширения).

Для двигателя КАМАЗ 740.30-260 степень сжатия  $\varepsilon_2$  составляет 12,1, а показатель политропы расширения  $n_2 = 1,35$ .

Определим значения средних давлений для политропических процессов сжатия  $p_{сж}$  и расширения  $p_{рас}^1$ , разделив выражения (2), (3)

на рабочий объем цилиндра  $V_h$ , и заменим  $p_c$  в них следующими зависимостями:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad p_c = p_{b'} \varepsilon_2^{n_2},$$

где  $p_a$  — давление в начале сжатия.

Поскольку  $1/\varepsilon^{n_1-1} = T_a/T_c$ , а  $1/\varepsilon_2^{n_2-1} = T_{b'}/T_c$ , конечные выражения средних давлений для политропических процессов сжатия и расширения примут следующий вид:

$$p_{сж} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left( \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right);$$

$$p_{рас}^1 = \frac{p_{b'} \varepsilon_2^{n_2}}{\varepsilon_2 - 1} \left( \frac{1}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{T_{b'}}{T_c} \right) \right).$$

При открытии выпускного клапана начинается свободный выпуск сжатого воздуха, который продолжается до условия равенства давления в цилиндре и давления в выпускном коллекторе ( $p_{ц} = p_p$ ).

Далее выполним расчет среднего давления  $p_{рас}^2$  для процесса расширения с изменением массы, т. е. на участке индикаторной диаграммы  $V_{b'} - V_b$ . Для этого воспользуемся уравнением Менделеева — Клапейрона:

$$p_{b'} V_{b'} = \vartheta R T_{b'},$$

где  $\vartheta$  — количество вещества;  $R$  — универсальная газовая постоянная ( $R = 8,314$  Дж/кг моль);  $T_{b'}$  — температура в начальный момент открытия выпускного клапана.

Поскольку  $\vartheta = m/\mu_g$ , определим плотность воздуха  $\rho_{b'}$  в момент открытия выпускного клапана как

$$\rho_{b'} = \frac{p_{b'} \mu_g}{R T_{b'}}.$$

Согласно проведенным расчетам для двигателя КАМАЗ 740.30-260 при  $n = 600$  мин<sup>-1</sup> получаем  $\rho_{b'} = 1,19$  кг/м<sup>3</sup>.

Найдем расход воздуха в момент открытия выпускного клапана  $G_{b'}$ . Для этого воспользуемся известным уравнением расхода газа при истечении через клапан [22]:

$$dG_{b'} = (\mu f)_{b'} \sqrt{\frac{2k_x}{k_x - 1}} \rho_{b'} p_{b'} \left[ \left( \frac{p_p}{p_{b'}} \right)^{\frac{2}{k_x}} - \left( \frac{p_p}{p_{b'}} \right)^{\frac{k_x+1}{k_x}} \right] d\tau,$$

где  $(\mu f)_{b'}$  — эффективное проходное сечение;  $k_x$  — показатель адиабаты (для воздуха  $k_x = 1,4 = 7/5$ ).

Воспользуемся разностной схемой для определения плотности воздуха в последующей точке объема цилиндра:

$$\rho_{b'+1} = \rho_{b'} - dG_{b'}.$$

Определим давление  $p_{b'+1}$  для полученного значения плотности:

$$p_{b'+1} = \left( \frac{\rho_{b'+1} R T_{b'}}{\mu_r} \right)^{7/5} p_b'^{-2/5}.$$

Далее найдем расход газа для текущего значения объема цилиндра  $dG_{b'+1}$ , проведем расчет плотности и давлений для последующих значений объема цилиндра.

На рис. 1 представлен участок расчетной индикаторной диаграммы для двигателя КАМАЗ 740.30-260 ( $n = 600$  мин<sup>-1</sup>) при отключении цилиндра путем прекращения подачи топлива с момента открытия выпускного клапана.

На рис. 1 видно, что при открытии выпускного клапана линия расширения оказывается выше линии сжатия, что объясняется низкой эффективностью работы турбокомпрессора на малых нагрузках или холостом ходу и соответствующее этому условие  $p_p > p_k$ .

Определим среднее давление для процесса расширения с изменением массы  $p_{рас}^2$ , т. е. на участке индикаторной диаграммы  $V_{b'} - V_b$ :

$$p_{рас}^2 = \frac{\int_{V_{b'}}^{V_b} p(V) dV}{V_b - V_{b'}}.$$

Выполнив расчет средних давлений цилиндра, отключенного путем прекращения подачи топлива, для процессов сжатия и расширения, можно вывести конечное выражение для среднего индикаторного давления в неактивном цилиндре, относящегося к механическим потерям

в двигателе:

$$p_i^0 = p_{сж} - p_{рас}^1 - p_{рас}^2 \quad (4)$$

или

$$p_i^0 = \frac{p_a \varepsilon_1^{m_1}}{\varepsilon - 1} \left( \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right) - \frac{p_b' \varepsilon_2^{m_2}}{\varepsilon_2 - 1} \left( \frac{1}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{T_b'}{T_c} \right) \right) - \frac{\int_{V_{b'}}^{V_b} p(V) dV}{V_b - V_{b'}}. \quad (5)$$

Расчетная индикаторная диаграмма неактивного цилиндра, полученная для двигателя КАМАЗ 740.30-260, представлена на рис. 2.

Таким образом, выражения (4), (5) позволяют расчетным путем определить среднее индикаторное давление в неактивном цилиндре для двигателя с изменяемым числом работающих цилиндров путем прекращения подачи топлива.

По итогам проведенного исследования можно сформулировать следующие выводы.

1. Основными показателями, в значительной степени определяющими значение среднего индикаторного давления в неактивном цилиндре, служат температура  $T_a$  и давление  $p_a$  начала сжатия.

2. Не менее важным условием, которое характеризует процесс расширения, является сопротивление на выпуске (т. е. эффективное проходное сечение выпускного клапана в каждый момент времени, а также наличие турбокомпрессора).

3. Зависимости предложенной методики учитывают изменение массы сжатого воздуха на такте расширения при открытии выпускного клапана и в целом позволяют выполнить более точный расчет процесса расширения для двигателя с изменяемым числом работающих цилиндров.

4. Предложенная методика позволяет максимально корректно провести расчет механических потерь для двигателя с изменяемым числом работающих цилиндров и расчетно-теоретическим путем оценить показатели эффективности двигателя.

## Литература

- [1] Кобзарь П.Е., Шабалин Д.В., Мамчур Ю.В. Обоснование целесообразности подогрева топлива для улучшения топливной экономичности танковых дизелей с учетом характерных режимов их работы. *Наука и военная безопасность*, 2020, № 3 (22), с. 5–10.
- [2] Агафонов Д.С., Ахтулов А.Л., Шелпаков С.Ю. Методика процесса формирования тактико-технических требований к бронетанковому вооружению и технике при организации производства. *Вестник ИжГТУ им. М.Т. Калашникова*, 2020, № 4, с. 22–28.  
<https://doi.org/10.22213/2413-1172-2020-4-22-28>

- [3] Эдигаров В.Р., Агафонов Д.С., Прокопенко Н.И. и др. Формирование требований к силовым установкам с дизельными двигателями образцов БТВТ. *Наука и военная безопасность*, 2019, № 4 (19), с. 5–10.
- [4] Иванов В.В., Шабалин Д.В. Математическая модель для определения относительного изменения механических потерь при изменении теплового состояния двигателя. *Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму*, 2020, № 9–10 (147–148), с. 47–53.
- [5] Дорогин С.В., Суховерх В.И. Некоторые результаты исследований режимов работы двигателей и трансмиссий танков Т-72, Т-90. *Труды войск. ч. 60032*, 2007, № 1, войск. ч. 60032, с. 12–16.
- [6] Шабалин Д.В. *Исследования проблем создания и путей совершенствования танковых силовых установок*. Омск, ОАБИИ, 2020, 336 с.
- [7] Бердников А.А., Мингазов С.Р., Жуков А.А. Повышение экономических показателей двигателей внутреннего сгорания путем отключения части цилиндров. *Современные наукоемкие технологии*, 2017, № 1, с. 12–16.
- [8] Балабин В.Н. *Регулирование транспортных двигателей отключением части цилиндров*. Москва, Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2007, 143 с.
- [9] Медведев А.Н. *Повышение топливной экономичности автомобильных дизелей отключением части цилиндров*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2008, 16 с.
- [10] Суркин В.И., Федосеев С.Ю. Определение параметров работы двигателя ТТА при отключении части его цилиндров. *Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии*, 2012, т. 61, с. 91–95.
- [11] Ин Л., Кузнецов А.Г., Харитонов С.В. Анализ индикаторных диаграмм дизельного двигателя при отключении цилиндров. *Двигателестроение*, 2019, № 2 (276), с. 9–16.
- [12] Гриценко А.В., Глемба К.В., Петелин А.А. и др. Исследование экологических качеств дизельного двигателя и его экономичности при отключении части цилиндров в режимах малых нагрузок. *Вестник Уральского государственного университета путей сообщения*, 2019, № 4 (44), с. 46–64. <https://doi.org/10.20291/2079-0392-2019-4-46-64>
- [13] Химченко А.В., Мишин Д.Г., Бузов А.В. Снижение неравномерности крутящего момента двигателя с отключением цилиндров на режимах частичного нагружения. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2013, № 1, с. 46–51.
- [14] Гоц А.Н., Гуськов В.Ф., Фомин В.М. Оценка топливной экономичности автотракторных дизелей, работающих с отключением части цилиндров. *Тракторы и сельхозмашины*, 2020, № 3, с. 19–27. <https://doi.org/10.31992/0321-4443-2020-3-19-28>
- [15] Зеер В.А., Мартынов А.А. Моделирование кривошипно-шатунного механизма ДВС с отключаемыми цилиндрами. *Известия Томского политехнического университета*, 2008, т. 312, № 4, с. 40–44.
- [16] Мельник И.С. *Регулирование транспортных дизелей изменением их рабочих объемов*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2013, 18 с.
- [17] Кузнецов М.В. *Совершенствование показателей работы 4-х тактного дизеля автотракторного типа на режимах малых нагрузок и холостых ходов*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2008, 18 с.
- [18] Said M.F.M., Azhar A.A., Zulkarnain A.L. et al. Investigation of Cylinder Deactivation (CDA) strategies on part load conditions. *SAE International. Technical Paper 2014-01-2549*, 2014. <https://doi.org/10.4271/2014-01-2549>
- [19] Колчин А.И., Демидов В.П. *Расчет автомобильных и тракторных двигателей*. Москва, Высшая школа, 2003, 469 с.
- [20] Семейство КАМАЗ 740.30. URL: <https://kamaz.ru/production/related/semeystvo-kamaz-740-30/> (дата обращения 21.11.2022).
- [21] *Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту двигателей КАМАЗ 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.51-320*. Набережные Челны, НТЦ ОАО КАМАЗ, 2002, 250 с.
- [22] Луканин В.Н., Шатров М.Г., ред. *Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов*. Москва, Высшая школа, 2007, 479 с.

## References

- [1] Kobzar' P.E., Shabalin D.V., Mamchur Yu.V. Justification of the Feasibility of Fuel Heating to Improve the Fuel Efficiency of Tank Diesels, Taking into Account the Characteristic Modes of their Operation. *Nauka i voennaya bezopasnost'*, 2020, no. 3 (22), pp. 5–10. (In Russ.).

- [2] Agafonov D.S., Akhtulov A.L., Shelpakov S.Yu. Method for Generating the Tactical and Technical Requirements for Armored Armament and Equipment at Production Organization. *Vestnik IZHGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2020, no. 4, pp. 22–28. (In Russ.).  
<https://doi.org/10.22213/2413-1172-2020-4-22-28>
- [3] Edigarov V.R., Agafonov D.S., Prokopenko N.I. et al. Requirements for Power Plants with Diesel Engines of the Samples of Armor Materiel and Armament. *Science and Military Security*, 2019, no. 4 (19), pp. 5–10. (In Russ.).
- [4] Ivanov V.V., Shabalin D.V. A Mathematical Model for Determining the Relative Change in Mechanical Loss with a Change in the Thermal State of the Engine. *Voprosy oboronnoy tekhniki. Seriya 16: Tekhnicheskie sredstva protivodeystviya terrorizmu*, 2020, no. 9–10 (147–148), pp. 47–53. (In Russ.).
- [5] Dorogin S.V., Sukhoverkh V.I. Some Results of Studies of the Operation Modes of Engines and Transmissions of Tanks T-72, T-90. *Trudy voysk. ch. 60032*, 2007, no. 1, 60032, pp. 12–16. (In Russ.).
- [6] Shabalin D.V. *Issledovaniya problem sozdaniya i putey sovershenstvovaniya tankovykh silovykh ustanovok* [Research on the Problems of Creating and Ways to Improve Tank Power Plants]. Omsk, OABII Publ., 2020, 336 p. (In Russ.).
- [7] Berdnikov A.A., Mingazov S.R., Zhukov A.A. Improving Economic Performance of the Internal Combustion Engine by Switching off of the Cylinders. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*, 2017, no. 1, pp. 12–16. (In Russ.).
- [8] Balabin V.N. *Regulirovanie transportnykh dvigateley otklyucheniem chasti tsilindrov* [Regulation of Transport Engines by Turning off Part of the Cylinders]. Moscow, Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte Publ., 2007, 143 p. (In Russ.).
- [9] Medvedev A.N. *Povyshenie toplivnoy ekonomichnosti avtomobil'nykh dizeley otklyucheniem chasti tsilindrov* [Improving the Fuel Efficiency of Automobile Diesel Engines by Turning off Part of the Cylinders]. Ph. D. Diss. Chelyabinsk, 2008, 16 p. (In Russ.).
- [10] Surkin V.I., Fedoseev S.Yu. Determination of Working Parameters of the Engine TTA when you Disable a Part of its Cylinders. *Vestnik Chelyabinskoy gosudarstvennoy agroinzhenernoy akademii*, 2012, vol. 61, pp. 91–95. (In Russ.).
- [11] In L., Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V. Analysis of the Indicator Diagrams of a Diesel Engine when the Cylinders are Turned off. *Engines Construction*, 2019, no. 2 (276), pp. 9–16. (In Russ.).
- [12] Gritsenko A.V., Glemba K.V., Petelin A.A. et al. Investigation of Diesel Engine Ecological Properties and its Efficiency under Deactivation of a Part of Cylinders in Light-Load Conditions. *Herald of the Ural State University of Railway Transport*, 2019, no. 4 (44), pp. 46–64. (In Russ.).  
<https://doi.org/10.20291/2079-0392-2019-4-46-64>
- [13] Khimchenko A.V., Mishin D.G., Buzov A.V. Reducing Irregularity of Torque of Modular Engine with Disabling Cylinders System on Partial Load. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2013, no. 1, pp. 46–51. (In Russ.).
- [14] Gots A.N., Gus'kov V.F., Fomin V.M. Estimation of Fuel Efficiency of Automobile and Tractor Diesel Engines, Operating with the Shutdown of Part of the Cylinders. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2020, no. 3, pp. 19–27. (In Russ.). <https://doi.org/10.31992/0321-4443-2020-3-19-28>
- [15] Zeer V.A., Martynov A.A. Modeling of the Crank-Rod Mechanism of Internal Combustion Engine with Variable Cylinder. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2008, vol. 312, no. 4, pp. 40–44. (In Russ.).
- [16] Mel'nik I.S. *Regulirovanie transportnykh dizeley izmeneniyem ikh rabochikh ob'emov* [Regulation of Transport Diesel Engines by Changing their Working Volumes]. Abs. Ph. D. Diss. Moscow, 2013, 18 p. (In Russ.).
- [17] Kuznetsov M.V. *Sovershenstvovanie pokazateley raboty 4-kh taktnogo dizelya avtotraktornogo tipa na rezhimakh malykh nagruzok i kholostykh khodov* [Improving the Performance of a 4-Stroke Diesel Engine of an Autotractor Type in Light Load and Idle Modes]. Abs. Ph. D. Diss. Moscow, 2008, 18 p. (In Russ.).
- [18] Said M.F.M., Azhar A.A., Zulkarnain A.L. et al. Investigation of Cylinder Deactivation (CDA) strategies on part load conditions. *SAE International. Technical Paper 2014-01-2549*, 2014.  
<https://doi.org/10.4271/2014-01-2549>
- [19] Kolchin A.I., Demidov V.P. *Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Calculation of Automobile and Tractor Engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2003, 469 p. (In Russ.).
- [20] *Semeystvo KAMAZ 740.30* [KAMAZ 740.30 Family]. Available at: <https://kamaz.ru/production/related/semeystvo-kamaz-740-30/> (accessed November 21, 2022).
- [21] *Rukovodstvo po ekspluatatsii, tekhnicheskomu obsluzhivaniyu i remontu dvigateley KAMAZ 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.51-320* [Operation, Maintenance and Repair Manual for KAMAZ Engines 740.11-240, 740.13-260, 740.14-300, 740.30-260, 740.50-360, 740.51-320]. Naberezhnye Chelny, NTTs OAO KAMAZ Publ., 2002, 250 p. (In Russ.).

- [22] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 3 kn. Kn. 1. Teoriya rabochikh protsessov* [Internal Combustion Engines. Book. 1. Theory of Work Processes]. Ed. Lukanin V.N., Shatrov M.G. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2007, 479 p. (In Russ.).

*Материалы получены редакцией 13.07.2023*

### Сведения об авторах

**Дойнов Александр Владимирович** — адъюнкт кафедры двигателей, Омский автобронетанковый инженерный институт, Омск, Российская Федерация. E-mail: dedo-88-88@mail.ru

**Косенко Григорий Иванович** — доктор физико-математических наук, профессор кафедры двигателей, доцент, Омский автобронетанковый инженерный институт, Омск, Российская Федерация. E-mail: otiu@mil.ru

**Харитонов Сергей Викторович** — кандидат технических наук, доцент кафедры теплофизики, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: kharit@bmstu.ru

### Information about the authors

**Doinov Aleksandr Vladimirovich** — Postgraduate, Department of Engines, Omsk Tank-Automotive Engineering Institute, Omsk, Russian Federation. E-mail: dedo-88-88@mail.ru

**Kosenko Grigoriy Ivanovich** — Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor, Department of Engines, Associate Professor, Omsk Tank-Automotive Engineering Institute, Omsk, Russian Federation. E-mail: otiu@mil.ru

**Kharitonov Sergey Viktorovich** — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Thermophysics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: kharit@bmstu.ru

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Дойнов А.В., Косенко Г.И., Харитонов С.В. Методика определения среднего индикаторного давления неактивного цилиндра для двигателя обладающего возможностью их отключения. *Двигателестроение*, 2023, № 3 (293), с. 44–50. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.44-50>

### Please cite this article in English as:

Doinov A.V., Kosenko G.I., Kharitonov S.V. Method in the Average Indicative Pressure Determination with Inactive Cylinder for an Engine Able to Disconnect the Cylinders. *Engines Construction*, 2023, no. 3 (293), pp. 44–50. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.44-50>

---

## ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

---

УДК 621.43

DOI: 10.18698/jec.2023.3.51-60

### Моделирование сажевыделения в дизельном двигателе

В.А. Лиханов, А.Н. Козлов

Вятский государственный агротехнологический университет

### Simulating Soot Emissions in a Diesel Engine

V.A. Likhanov, A.N. Kozlov

Vyatsk State Agrotechnological University

Кратко описаны ключевые положения математической модели, разработанной для определения дымности отработавших газов дизелей. В процессе работы дизельного двигателя часть испаренного топлива конденсируется в твердую фазу, образуя дисперсные твердые частицы сажи. В зависимости от режима работы двигателя часть массы частиц газифицируется, а часть попадает в атмосферу с отработавшими газами. Выбросы сажи во многом обуславливают вредное воздействие дизеля на окружающую среду. Аналитическое описание процесса сажевыделения в дизеле представляет собой трудную научную задачу, поскольку сажевыделение связано с большим числом физико-химических скоротечных циклических процессов в камере сгорания. В статье предложен способ определения функции среднемассового диаметра частиц сажи, массовой концентрации дисперсного углерода в отработавших газах с учетом специфики термодинамических и химических процессов в цилиндре двигателя. Представлены результаты численного моделирования эволюции частицы сажи в цилиндре двигателя, имеющие практическую значимость для изучения способов химического и физического воздействия на различных стадиях сгорания топлива с целью снижения дымности дизелей.

**Ключевые слова:** сажа, дизель, камера сгорания, дымность, твердые частицы, математическая модель

The paper describes in brief key provisions of the mathematical model elaborated to determine opacity of the diesel exhaust gases. During the diesel engine operation, portion of the evaporated fuel condenses into the solid phase forming dispersed solid soot particles. Depending on the engine operating mode, portion of the particles mass is gasified, and another portion enters the atmosphere with the exhaust gases. Soot emissions are largely responsible for the diesel engine ecologic harmful effects. Analytical description of soot emission process in the diesel engine is a difficult scientific task, since soot emission is associated with a large number of physicochemical short-living cyclic processes in the combustion chamber. The paper proposes a method for determining the function of the soot particles mass-average diameter and the dispersed carbon mass concentration in the exhaust gases taking into account specifics of thermodynamic and chemical processes in the engine cylinder. Numerical simulation results are presented of the soot particles evolution in the engine cylinder having practical significance in studying methods of chemical and physical influence at various stages of fuel combustion to reduce the diesel engines opacity.

**Keywords:** soot, diesel, combustion chamber, opacity, solid particles, mathematical model

## Введение

При сгорании дизельного топлива образуются частицы сажи, которые оказывают вредное воздействие на здоровье человека и окружающую среду. Для снижения выбросов сажи могут быть применены различные подходы, в том числе применение присадок, дизельных сажевых фильтров, использование оксигенатных топлив. Высокую эффективность имеют воздействие на процесс сгорания и тепловыделения путем изменения закона топливоподачи (тем самым повышается доля топлива, сгорающего в кинетическом режиме, без существенного роста жесткости процесса сгорания), а также использование оксигенатных топлив и присадок [1–6]. При оптимизации топливоподачи и тепловыделения в научной и инженерной практике широко применяются математические модели, однако моделирование выделения сажи в цилиндре дизеля представляет сложную самостоятельную научную задачу.

Частицы сажи — это несгоревший в цилиндре дизеля сконденсированный углерод. Свойства частиц могут значительно различаться при отборе проб как на различных участках одного и того же пламени, так и при различных условиях сгорания топлива. Удельная площадь поверхности сажи может изменяться от 15 до 120 м<sup>2</sup>/г в зависимости от технологических параметров получения технического углерода [1]. Плотность сажи в зависимости от содержания водорода изменяется в пределах от  $1,8 \cdot 10^3$  до  $2,1 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>. Сажа на 94...99 % состоит из углерода и химически связанного водорода (0,5...3,0 %), некоторого количества кислорода и зольных элементов [1, 7–12]. На разных стадиях роста частицы сажи в камере сгорания атомное соотношение C/H изменяется в пределах от 3 до 15 [13]. На физические свойства частиц и их наноструктуру воздействует комплекс факторов, в первую очередь характеристика впрыскивания, смесеобразования и сгорания топлива, а также режим работы двигателя и свойства самого топлива.

С помощью электронной микроскопии и рентгеноструктурных исследований стало возможным анализировать морфологию частиц сажи. Наименьшая частица представляет собой сложное гроздевидное образование связанных между собой общими углеродными слоями глобул углерода (рис. 1).

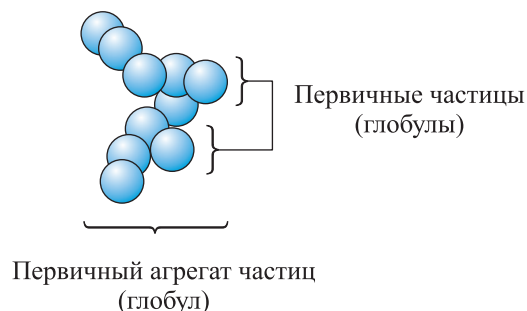


Рис. 1. Схема первичного агрегата частицы сажи [14]

Средний арифметический диаметр первичных частиц сажи (глобул) при горении в дизеле различных топлив составляет 20...90 нм [15]. По некоторым сведениям, размер первичных частиц сажи может варьироваться в пределах 15...170 нм [1, 12]. Первичная частица по форме близка к сферической, в то время как агрегаты имеют сложную форму (рис. 2).

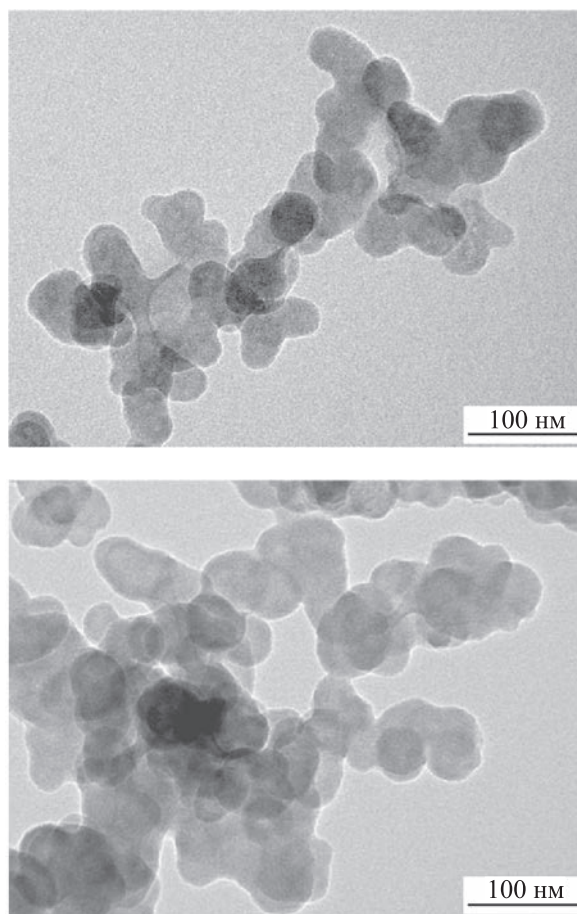


Рис. 2. Изображения первичных агрегатов частиц сажи, полученных с помощью электронного микроскопа [9]

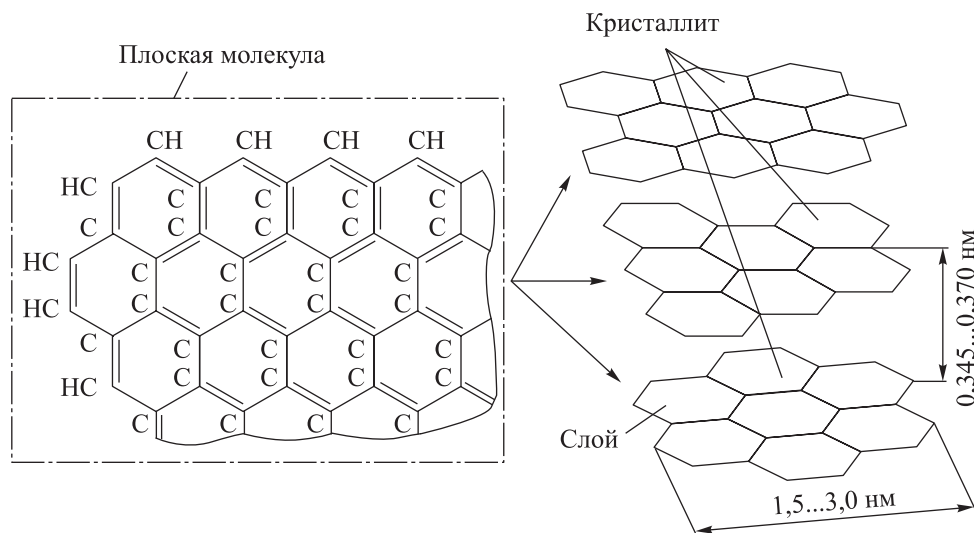


Рис. 3. Структура кристаллита сажевых частиц [15]

Установлено, что частица состоит из кристаллитов, которые представляют собой несколько параллельно расположенных слоев плотно упакованных гексагонов, в вершинах которых находятся атомы углерода (рис. 3). Такая структура кристаллита похожа на кристаллическую решетку графита, но менее упорядоченную, с большими расстояниями между слоями. Отдельные слои могут быть произвольно повернуты друг относительно друга и относительно их общей нормали [15].

Экспериментальные исследования показывают значительную неоднородность распределения сажи по зонам камеры сгорания (КС). Это обуславливает многозонный подход к моделированию сажевыделения в дизеле, требующий значительных вычислительных ресурсов и точности в определении граничных условий.

Тем не менее, несмотря на возрастающий интерес к численным многозонным методам расчетов, не утратил актуальности феноменологический подход, основанный на условном делении КС на несколько однородных участков. Камеру сгорания дизеля в каждый момент времени можно разделить на зоны в зависимости от интенсивности образования или выгорания в них частиц сажи.

При подаче топлива в КС дизеля образуется крайне неоднородный состав топливовоздушной смеси (ТВС), а диффузионное сгорание неоднородной смеси создает условия для обильного сажевыделения. Частицы сажи образуются в области между богатой топливом стороной реакционной зоны диффузионного пламени и струей горючего. Преимущественно зоной образования сажи является центральная часть

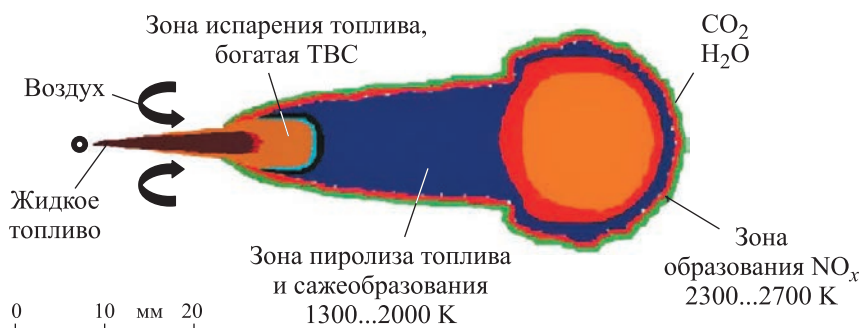


Рис. 4. Структура топливного факела по зонам образования сажи [19]:

■ зона начала окисления топлива; ■ зона начала сажеобразования;  
■ зона образования оксидов азота; ■ зона выгорания сажи

факела, в которой существует дефицит окислителя и достаточная для процесса сажеобразования температура и концентрация углеводородов (рис. 4). В центральной части факела капли топлива, продолжающие поступать из форсунки, встречают на своем пути продукты сгорания с высокой температурой. В этой фазе замедленного диффузионного горения топлива происходит интенсивное сажеобразование.

Таким образом, можно выделить предпламенную зону, в которой происходит образование сажи, и зону выгорания частиц сажи на поверхности топливного факела. Такой подход к моделированию базируется на положении о том, что в цилиндре дизеля проходят два противоположно направленных процесса: рост и окисление углеродных частиц [16–18].

Преимущество предложенной модели — относительная простота использования, для которого не требуется обширный массив исходных данных, описывающих физические параметры рабочего тела, геометрические особенности камеры сгорания и др. При этом модель позволяет получить данные о происходящих внутрицилиндровых процессах, демонстрируя сходимость с более сложными математическими моделями и эмпирическими наблюдениями [16–18, 20, 21].

### Материалы и методы

Исследования были проведены на дизеле 2Ч 10,5/12,0 с полусферической камерой сгорания в поршне. Характеристики дизеля приведены ниже.

#### Технические характеристики исследуемого дизеля

|                                           |      |
|-------------------------------------------|------|
| Число цилиндров, шт. ....                 | 2    |
| Диаметр поршня, мм ....                   | 105  |
| Ход поршня, мм ....                       | 120  |
| Степень сжатия, ед. ....                  | 16,5 |
| Номинальная эффективная мощность, кВт ... | 18,3 |
| Рабочий объем, л ....                     | 2,08 |

Индицирование осуществлялось пьезоэлектрическим датчиком с выводом данных на персональный компьютер. Сигнал от датчика поступал на ПК через усилитель AQ05-A.1.001 и АЦП La 2USB12. Массив данных датчика обрабатывали по специальному алгоритму, в результате чего получали индикаторную диаграмму  $p(\varphi)$  — зависимость давления газов в цилиндре от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) дизеля

(рис. 5). В результате индицирования определяли частоту вращения коленчатого вала дизеля  $n$  и среднее эффективное давление цикла  $p_e$ .

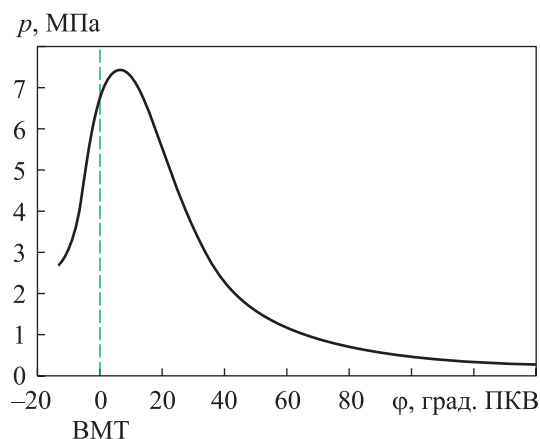


Рис. 5. Индикаторная диаграмма дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на номинальном режиме ( $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,587 \text{ МПа}$ )

При построении модели рассматривали совокупность процессов в камере сгорания, происходящих одновременно и влияющих друг на друга, поэтому была составлена система дифференциальных уравнений, описывающих химический распад углеводородов топлива, сгорание топлива, нуклеацию частиц сажи, процесс конденсации углерода на твердой поверхности частиц, выгорание частиц сажи и их коагуляцию [21].

В КС молекулы углеводородов топлива поступают пропорционально скорости испарения. Эти молекулы затем распадаются на более мелкие молекулы и радикалы. Заключительным этапом цепочки реакций пиролиза углеводородов является взрывное разложение ацетилена с образованием химических зародышей сажи. Следовательно, скорость образования зародышей сажи пропорциональна скорости разложения ацетилена, которая определяется по известным уравнениям химической кинетики. Состав продуктов в реакционной зоне зависит от скорости испарения топлива и локального коэффициента избытка воздуха.

Скорости процессов газификации и поверхностного роста частицы в КС зависят от текущего среднемассового диаметра частицы сажи, который определяют как отношение общей массы сконденсированного углерода в цилиндре к общему числу частиц. Саму частицу представляют в форме сферы, т. е. речь идет о вычислении количества первичных глобул частиц,

а фактор их коагуляции рассматривают как полное поглощение частиц с образованием новой сферической формы.

Обозначим количество частиц сажи в реакционной зоне  $N_1$  в зоне выгорания —  $N_2$ . Учитывая скорость разложения углеводородов и окисления молекул ацетилена, а также отвод компонентов из зоны реакции, которую принимают пропорциональной скорости тепловыделения, можно определить количество молей  $C_2$ , которые перешли в твердую фазу по гетерогенным реакциям роста частиц сажи. Пренебрегая незначительным содержанием атомов водорода и других элементов в частице сажи, принимая постоянную плотность частицы  $1,9 \text{ г/см}^3$ , можно вывести уравнение, связывающее количество  $n_c$  молей  $C_2$  в частице с диаметром  $D_c$ , нм:

$$D_c = 0,342 \sqrt[3]{N_A n_c}, \quad (1)$$

где  $N_A$  — число Авогадро;  $n_c$  — количество молей  $C_2$  в частице сажи.

Для того чтобы установить средний диаметр частицы сажи, нужно общее количество молей  $C_2$  поделить на число частиц в реакционной зоне  $N_1$ . Тогда скорость изменения среднего диаметра частицы сажи в зоне образования, нм/с, с учетом (1) можно определить по выражению

$$\frac{dD_c}{d\varphi} = 0,342 \frac{1}{3} \left( \frac{n}{N_1} \right)^{-2/3} \left[ \frac{dn}{d\varphi} N_1 - \frac{dN_1}{d\varphi} n \right] \frac{1}{N_1^2},$$

где  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала (ПКВ) дизеля, град.;  $n$  — концентрация частиц.

В зоне образования сажи происходит частичная газификация атомов углерода по гетерогенным реакциям окисления. Массовая скорость выгорания частиц сажи пропорциональна произведению потока углерода на суммарную поверхность частиц, находящихся в единице объема. Следовательно, скорость газификации углерода зависит от диаметра частицы. Окислителями в этих реакциях главным образом выступают диоксид углерода, вода и кислород. Поток углерода по этим реакциям суммируется. Аналогично скорость гетерогенного роста частиц сажи пропорциональна поверхности частиц, следовательно, зависит от диаметра частицы.

В зоне выгорания частицы сажи продолжают взаимодействовать с окислителем, смешиваясь с продуктами сгорания. Изменение

диаметра частиц в зоне выгорания определяется совокупностью трех процессов: выгорания, массоподвода из зоны образования и процессом коагуляции [16, 18].

Количество частиц сажи в зоне выгорания, моль/град. ПКВ, с учетом броуновской коагуляции можно определить по уравнению

$$\frac{dN_2}{d\varphi} = AN_1 - P_0 \cdot 3,51 \cdot 10^{14} \sqrt{\frac{T}{1800}} \sqrt{D_2} \frac{N_2^2}{6n_k V_2}, \quad (2)$$

где  $A$  — функция, характеризующая содержание углеводородов в реакционной зоне с учетом скорости испарения и выгорания;  $P_0$  — стерический фактор;  $T$  — температура в зоне выгорания;  $D_2$  — среднемассовый диаметр частиц в зоне выгорания сажи;  $n_k$  — концентрация частиц сажи в зоне выгорания;  $V_2$  — объем зоны выгорания.

Первое слагаемое в уравнении (2) учитывает подвод частиц сажи из зоны образования. В первом приближении за объем  $V_2$  можно принять текущий объем цилиндра. В более точной трактовке  $V_2$  — это объем КС, охваченный пламенем.

Принимая ввод частиц сажи начальным диаметром  $D_n$  в количестве  $N_n$ , пропорциональном скорости испарения топлива, дифференциальное уравнение количества частиц в зоне образования можно записать в виде [18]

$$\frac{dN_1}{d\varphi} = d\sigma N_n + \frac{dN_o}{d\varphi} - N_1 A,$$

где  $d\sigma$  — скорость испарения топлива;  $N_n$  — начальное содержание в цилиндре сажи (попавшей в КС с остаточными газами);  $dN_o/d\varphi$  — скорость образования зародышей частиц сажи.

Скорость образования зародышей определяется путем решения прямой задачи химической кинетики с учетом переменного характера температуры, давления и концентрации активных центров в зоне горения топлива.

## Результаты и обсуждение

Функция скорости тепловыделения  $dX/d\varphi$  представлена на рис. 6. Выделим на графике функции три участка сгорания, спроецировав их на результаты моделирования процесса сажевыделения: I — участок кинетического горения топлива; II — участок диффузионного сгорания топлива; III — участок догорания.

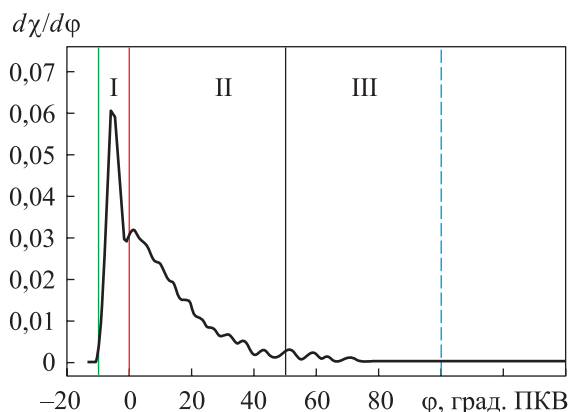


**Рис. 6.** Скорость тепловыделения в цилиндре дизеля на номинальном режиме работы

Продолжительность участков определяется условно по характеру сгорания и тепловыделения. Граница между II и III участками расположена в зоне сгорания 99 % топлива в КС. Левая граница III участка проведена пунктиром, поскольку после достижения этой границы (приблизительно 100 град. ПКВ) процессы газификации и коагуляции частиц сажи не вносят существенного изменения в конечное сажевыделение дизеля.

В результате численного моделирования получаем зависимости от угла ПКВ среднемассового диаметра частиц сажи в цилиндре дизеля (рис. 7, а), количества частиц сажи (рис. 7, б), массового содержания сажи в цилиндре (рис. 7, в), концентрации сажи в цилиндре (рис. 7, г). Охарактеризуем каждый участок с точки зрения процессов, влияющих на конечную дымность дизеля.

I. Участок зарождения частиц, формирование твердой поверхности частиц. Видно, что этот этап скоротечен, высокая скорость формирования частиц сажи наблюдается до верхней мертвой точки в цилиндре в период начала активного тепловыделения. Происходит уменьшение среднемассового диаметра частиц сажи, вызванное бурным ростом числа частиц в этой фазе. Существенного роста массы дисперсного углерода  $M$  в этот период не происходит, что объясняется кинетическим режимом горения топлива.

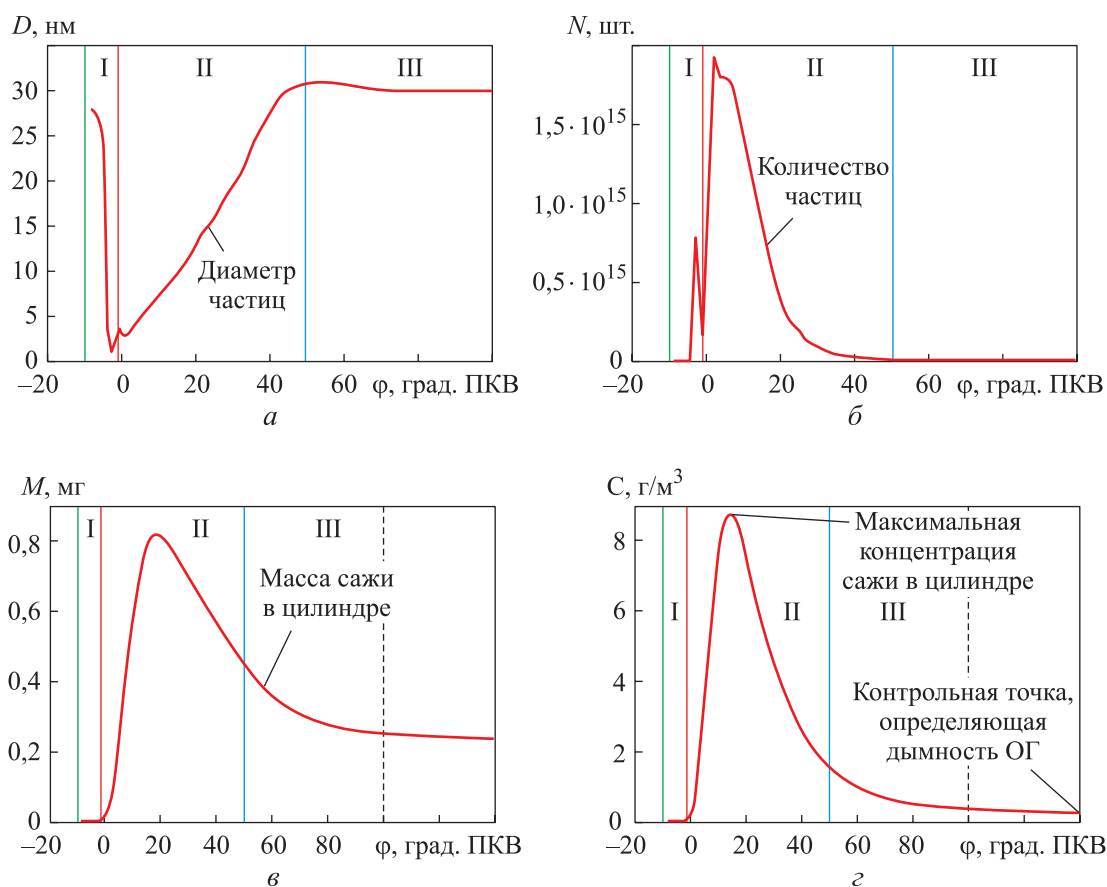


**Рис. 7.** Характеристики сажесодержания в цилиндре дизеля

II. Участок роста диаметра  $D$  и массы частиц  $M$  в предпламенной зоне и зоне диффузионного пламени. Рост наблюдается в течение процесса сгорания в ядре факела в предпламенной зоне и тем интенсивнее, чем больше концентрация углеводородного сырья. На участке роста после перехода частицы через фронт пламени в зону продуктов сгорания происходит снижение массы частицы в результате гетерогенных реакций окисления. Участок характеризуется протеканием одновременно двух процессов: газификации и коагуляции частиц.

III. Участок чистой газификации. Газификация происходит преимущественно в заключительной стадии сгорания и очагового догорания остатков топливоздушной смеси в камере сгорания. Общая масса дисперсного углерода снижается. Концентрация сажи падает, растет физическое расстояние между частицами, уменьшаются температура газов и давление, снижается реакционная способность поверхности частиц сажи, уменьшается вероятность коагуляции.

### Заключение

Верификация модели осуществлялась на основе экспериментальных исследований определения дымности отработавших газов дизеля на различных режимах работы. На рис. 8 представлены результаты моделирования динамики концентрации сажи  $C$  в цилиндре на различных нагрузочных режимах работы на

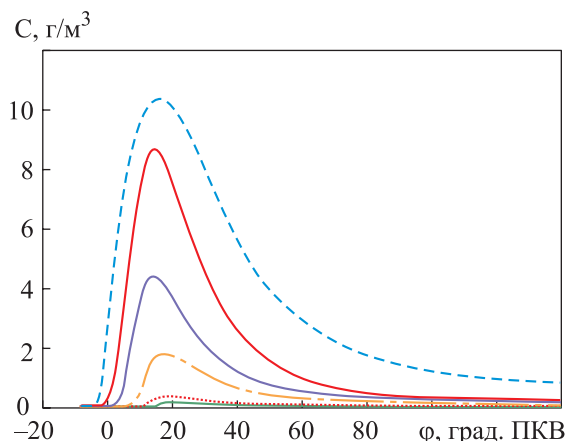


**Рис. 8.** Результат моделирования концентрации сажи в цилиндре дизеля в зависимости от нагрузочного режима на номинальной частоте вращения:

—  $p_e = 0,115$  МПа; .....  $p_e = 0,231$  МПа; —·—·—  $p_e = 0,346$  МПа;  
—  $p_e = 0,462$  МПа; —  $p_e = 0,587$  МПа; —·—·—  $p_e = 0,692$  МПа

номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Результат моделирования имеет высокую сходимость с экспериментальными данными [21]. Полученная модель позволяет численно оценивать влияние параметров процесса сгорания и испарения топлива в цилиндре на процесс сажеобразования. При включении в расчетную часть модели процедуры испарения и химического разложения углеводородов альтернативных топлив модель позволит удовлетворительно прогнозировать дымность дизелей при работе на нетрадиционных топливах [20].

### Литература

- [1] Пушнин В.П., Заонегин Д.О. Изменение дисперсности дизельной сажи при замене сорта топлива и введении присадок. *Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока*, 2013, № 2, с. 187–189.
- [2] Yehliu K., Vander Wal R.L., Armas O., Boehman A.L. Impact of Fuel Formulation on the Nanostructure and Reactivity of Diesel Soot. *Combustion and Flame*, 2012, vol. 159, pp. 3597–3606. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2012.07.004>
- [3] Rohani B., Bae C. Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) and Multiple Injections on Diesel Soot Nanostructure and Reactivity. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 116, pp. 160–169. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.116>
- [4] Palazzo N., Zigan L., Huber F.J.T., Will S. Impact of Oxygenated Additives on Soot Properties during Diesel Combustion. *Energies*, 2021, vol. 14 (1), 147. <https://doi.org/10.3390/en14010147>
- [5] Vander Wal R.L., Mueller C.J. Initial Investigation of Effects of Fuel Oxygenation on Nanostructure of Soot from a Direct-Injection Diesel Engine. *Energy Fuels*, 2006, vol. 20 (6), pp. 2364–2369. <https://doi.org/10.1021/ef060201>
- [6] Ассад М.С., Пенязьков О.Г. *Продукты сгорания жидких и газообразных топлив: образование, расчет, эксперимент*. Минск, Беларуская наука, 2010, 305 с.
- [7] Кульчицкий А.Р. *Исследование процессов образования и разработка методов снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей внедорожных машин*. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Владимир, 2006, 35 с.

- [8] Кузьмин В.А. *Тепловое излучение в двигателях и энергетических установках*. Киров, Вятский государственный университет, 2004, 231 с.
- [9] Лиханов В.А., Россохин А.В. Физико-химические свойства, морфология, структура и реакционная способность частиц сажи отработавших газов дизелей. *Двигателестроение*, 2022, № 3 (289), с. 64–69. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.64-69>
- [10] Wang X., Wang Y., Bai Y., Wang P., Zhao Y. An Overview of Physical and Chemical Features of Diesel Exhaust Particles. *Journal of the Energy Institute*, 2018, vol. 92 (6), pp. 1864–1888. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2018.11.006>
- [11] Matti Maricq M. Chemical Characterization of Particulate Emissions from Diesel Engines: a Review. *J. Aerosol Sci.*, 2007, vol. 38, pp. 1079–1118. <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2007.08.001>
- [12] Торопов А.Е. *Улучшение экологических показателей дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на метано-топливной эмульсии путем снижения дымности отработавших газов*. Дис. ... канд. техн. наук. Киров, 2010, 172 с.
- [13] Бакиров Ф.Г., Захаров В.М., Поleshук И.З. и др. *Образование и выгорание сажи при сжигании углеводородных топлив*. Москва, Машиностроение, 1989, 128 с.
- [14] Раздьяконова Г.И. *Дисперсный углерод*. Омск, ОмГТУ, 2013, 231 с.
- [15] Пушнин В.П. Строение сферических наноразмерных частиц дизельной сажи. *Двигателестроение*, 2015, № 1 (259), с. 19–25.
- [16] Батурин С.А. *Физические основы и математическое моделирование процессов сажевыделения и теплового излучения в дизелях*. Дис. ... д-ра техн. наук. Ленинград, 1982, 441 с.
- [17] Ложкин В.Н. *Исследование динамики и термических условий сажеобразования при сгорании распыленного топлива в цилиндре дизелей*. Дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1978, 228 с.
- [18] Кожин Д.В. *Физико-химические основы математического моделирования процесса образования и выгорания сажи в дизельных ДВС*. Йошкар-Ола, Поволжский государственный технологический университет, 2015, 176 с.
- [19] Kittelson D., Kraft M. *Particle Formation and Models in Internal Combustion Engines*. Cambridge, University of Cambridge, 2014, 39 p.
- [20] Лиханов В.А., Козлов А.Н. *Снижение дымности отработавших газов дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на рапсовом масле и этаноле с двойной системой топливоподачи*. Киров, Вятская ГСХА, 2017, 134 с.
- [21] Лиханов В.А., Козлов А.Н., Лопатин О.П. Моделирование сажеобразования в цилиндре дизеля. *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*, 2019, т. 25, № 1, с. 47–59. <https://doi.org/10.18721/JEST.25105>

## References

- [1] Pushnin V.P., Zaonegin D.O. Alterations Size of Particles the Diesel Engine Soot Under Sort of Fuel Substitute and Additives Introduce. *Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dal'nego Vostoka*, 2013, no. 2, pp. 187–189. (In Russ.).
- [2] Yehliu K., Vander Wal R.L., Armas O., Boehman A.L. Impact of Fuel Formulation on the Nanostructure and Reactivity of Diesel Soot. *Combustion and Flame*, 2012, vol. 159, pp. 3597–3606. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2012.07.004>
- [3] Rohani B., Bae C. Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) and Multiple Injections on Diesel Soot Nanostructure and Reactivity. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 116, pp. 160–169. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.116>
- [4] Palazzo N., Zigan L., Huber F.J.T., Will S. Impact of Oxygenated Additives on Soot Properties during Diesel Combustion. *Energies*, 2021, vol. 14 (1), 147. <https://doi.org/10.3390/en14010147>
- [5] Vander Wal R.L., Mueller C.J. Initial Investigation of Effects of Fuel Oxygenation on Nanostructure of Soot from a Direct-Injection Diesel Engine. *Energy Fuels*, 2006, vol. 20 (6), pp. 2364–2369. <https://doi.org/10.1021/ef060201>
- [6] Assad M.S., Penyz'kov O.G. *Produkty sgoraniya zhidkikh i gazoobraznykh topliv: obrazovanie, raschet, eksperiment* [Combustion Products of Liquid and Gaseous Fuels: Formation, Calculation, Experiment]. Minsk, Belaruskaya nauka Publ., 2010, 305 p. (In Russ.).
- [7] Kulchitskiy A.R. *Issledovanie protsessov obrazovaniya i razrabotka metodov snizheniya vybrosov vrednykh veshchestv s otrabotavshimi ga-zami dizeley vnedorozhnykh mashin* [Study of Formation Processes and Development of Methods for Reducing Emissions of Harmful Substances with Exhaust Gases of Off-Road Diesel Engines]. Abs. Dr. Sci. Diss. Vladimir, 2006, 35 p. (In Russ.).

- [8] Kuz'min V.A. *Teplovoe izluchenie v dvigatelyakh i energeticheskikh ustanovkakh* [Thermal Radiation in Engines and Power Plants]. Kirov, Vyatskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2004, 231 p. (In Russ.).
- [9] Likhanov V.A., Rossokhin A.V. Physical and Chemical Properties, Morphology, Structure and Reactivity of Soot Particles of Diesel Exhaust Gases. *Engines Construction*, 2022, no. 3 (289), pp. 64–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.64-69>
- [10] Wang X., Wang Y., Bai Y., Wang P., Zhao Y. An Overview of Physical and Chemical Features of Diesel Exhaust Particles. *Journal of the Energy Institute*, 2018, vol. 92 (6), pp. 1864–1888. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2018.11.006>
- [11] Matti Maricq M. Chemical Characterization of Particulate Emissions from Diesel Engines: a Review. *J. Aerosol Sci.*, 2007, vol. 38, pp. 1079–1118. <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2007.08.001>
- [12] Toropov A.E. *Uluchshenie ekologicheskikh pokazateley dizelya 4Ch 11.0/12.5 pri rabote na metanolo-toplivnoy emulsii putem snizheniya dymnosti otrabotavshikh gazov* [Improving the Environmental Performance of a 4Ch 11.0/12.5 Diesel Engine when Operating on a Methanol-Fuel Emulsion by Reducing Exhaust Smoke]. Ph. D. Diss. Kirov, 2010, 172 p. (In Russ.).
- [13] Bakirov F.G., Zakharov V.M., Poleschchuk I.Z. et al. *Obrazovanie i vygo-ranie sazhi pri szhiganii uglevodorodnykh topliv* [Formation and Burnout of Soot During Combustion of Hydrocarbon Fuels]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989, 128 p. (In Russ.).
- [14] Razd'yakonova G.I. *Dispersnyy uglerod* [Dispersed Carbon]. Omsk, OmSTU Publ., 2013, 231 p. (In Russ.).
- [15] Pushnin V.P. Structure of Nanoscale Spherical Soot Particles. *Engines Construction*, 2015, no. 1 (259), pp. 19–25. (In Russ.).
- [16] Baturin S.A. *Fizicheskie osnovy i matematicheskoe modelirovanie protsessov sazhevydeleniya i teplovogo izlucheniya v dizelyakh* [Physical Foundations and Mathematical Modeling of the Processes of Soot Emission and Thermal Radiation in Diesel Engines]. Abs. Dr. Sci. Diss. Leningrad, 1982, 441 p. (In Russ.).
- [17] Lozhkin V.N. *Issledovanie dinamiki i termicheskikh usloviy sazhe-obrazovaniya pri sgoranii raspylnogo topliva v tsilindre dizeley* [Investigation of the Dynamics and Thermal Conditions of Soot Formation during the Combustion of Atomized Fuel in a Diesel Engine Cylinder]. Ph. D. Diss. Leningrad, 1978, 228 p. (In Russ.).
- [18] Kozhin D.V. *Fiziko-khimicheskie osnovy matematicheskogo modelirovaniya protsessa obrazovaniya i vygoraniya sazhi v dizel'nykh DVS* [Physical and Chemical Foundations of Mathematical Modeling of the Process of Soot Formation and Burnout in Diesel Internal Combustion Engines]. Yoshkar-Ola, Povolzhskiy gosudarstvennyy tekhnologicheskii universitet Publ., 2015, 176 p. (In Russ.).
- [19] Kittelson D., Kraft M. *Particle Formation and Models in Internal Combustion Engines*. Cambridge, University of Cambridge, 2014, 39 p.
- [20] Likhanov V.A., Kozlov A.N. *Snizhenie dymnosti otrabotavshikh ga-zov dizelya 2Ch 10.5/12.0 pri rabote na rapsovom masle i etanole s dvoynoy sistemoy toplivopodachi* [Smoke Reduction of Exhaust Gases of a Diesel Engine 2Ch 10.5/12.0 when Operating on Rapeseed Oil and Ethanol with a Dual Fuel Supply System]. Kirov, Vyatskaya GSKhA Publ., 2017, 134 p. (In Russ.).
- [21] Likhanov V.A., Kozlov A.N., Lopatin O.P. Modeling Soot Formation in Cylinder of Diesel Engine. *St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*, 2019, vol. 25, no. 1, pp. 47–59. (In Russ.). <https://doi.org/10.18721/JEST.25105>

Материалы получены редакцией 13.07.2023

**Сведения об авторах**

**Лиханов Виталий Анатольевич** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, Вятский государственный агротехнологический университет, Киров, Российская Федерация. E-mail: lihanov.va@mail.ru

**Козлов Андрей Николаевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых двигателей автомобилей и тракторов, Вятский государственный агротехнологический университет, Киров, Российская Федерация. E-mail: dnka59@mail.ru

**Information about the authors**

**Likhanov Vitaliy Anatolievich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Heat Engines of Automobiles and Tractors, Vyatsk State Agrotechnological University, Kirov, Russian Federation.

E-mail: lihanov.va@mail.ru

**Kozlov Andrey Nikolayevich** — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Heat Engines of Automobiles and Tractors, Vyatsk State Agrotechnological University, Kirov, Russian Federation.

E-mail: dnka59@mail.ru

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Лиханов В.А., Козлов А.Н. Моделирование сажевыделения в дизельном двигателе. *Двигателестроение*, 2023, № 3 (293), с. 51–60. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.51-60>

**Please cite this article in English as:**

Likhanov V.A., Kozlov A.N. Simulating Soot Emissions in a Diesel Engine. *Engines Construction*, 2023, no. 3 (293), pp. 51–60. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.51-60>

УДК 621.43.019

DOI: 10.18698/jec.2023.3.61-70

## Снижение токсичности отработавших газов двигателя внутреннего сгорания с помощью керамического покрытия на деталях камеры сгорания\*

Н.Ю. Дударева, В.М. Ситдилов

Уфимский университет науки и технологий (УУНИТ)

## Reducing Toxicity in the Internal Combustion Engine Exhaust Gases by Using Ceramic Coating on the Combustion Chamber Components

N.Y. Dudareva, V.M. Sitdikov

Ufa University of Science and Technology (UUST)

Одна из самых актуальных проблем поршневого двигателестроения — токсичность отработавших газов двигателей внутреннего сгорания. В последнее время рассматриваются возможности применения каталитических нейтрализаторов непосредственно в камере сгорания двигателя. Такие нейтрализаторы можно создать путем нанесения специальных покрытий на поверхности деталей камеры сгорания. Наиболее перспективным способом является микродуговое оксидирование, благодаря которому на деталях из алюминиевых сплавов можно сформировать керамические покрытия с высокой адгезионной прочностью. Многие экспериментальные исследования показали эффект снижения количества отдельных компонентов отработавших газов в камере сгорания благодаря применению таких покрытий. Поскольку теоретические обоснования использования таких покрытий для снижения токсичности отработавших газов не разработаны, целью данной работы стали теоретическое обоснование, разработка и верификация математической модели нейтрализации компонентов отработавших газов посредством покрытия деталей камеры сгорания методом микродугового оксидирования. Разработанная математическая модель снижения количества отдельных компонентов отработавших газов в камере сгорания двигателя учитывает множество факторов: геометрические параметры и рабочие характеристики двигателя; свойства покрытия и состав отработавших газов. На основе ранее полученных экспериментальных данных на двигателе РМЗ-551i проведена верификация разработанной математической модели в широком диапазоне скоростей (2000...6000 мин<sup>-1</sup>) и величины открытия дроссельной заслонки (25...100 %). Верификация по СО показала, что математическая модель позволяет проводить расчеты с достаточно высокой сходимостью — на уровне порядка величин и ее можно использовать для предварительной оценки влияния различных факторов на количество токсичных компонентов в отработавших газах двигателя.

**Ключевые слова:** математическая модель, двигатель внутреннего сгорания, токсичность, отработавшие газы, катализатор, камера сгорания, покрытие, керамика

Toxicity of the internal combustion engine exhaust gases is one of the most pressing problems in the piston engine manufacturing. Recently, possibilities of using catalytic converters directly in the engine combustion chamber stay under consideration. Such neutralizers could be created by applying special coatings to the combustion chamber parts' surfaces. The most promising method is the micro-arc oxidation making it possible to form ceramic coatings with the high adhesive strength on components made of the aluminum alloys. Many experimental studies demonstrated the effect of reducing amount of the separate exhaust gas components in the combustion chamber due to introducing such coatings. Since theoretical foundations for introduction of such coatings to reduce the exhaust gases toxicity were not elaborated, the purpose of this work is theoretical justification, development and verification of a mathematical model for neutralizing the exhaust gas components by coating the combustion chamber

\* Исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках Государственного задания № FEUE-2023-0007 (УУНИТ).

components with the micro-arc oxidation. The developed mathematical model for reducing the separate exhaust gas components amount in the engine combustion chamber takes into account many factors: the engine geometric parameters and performance characteristics; coating properties and the exhaust gas composition. Based on the previously obtained experimental data with the RMZ-551i engine, the elaborated mathematical model was verified in a wide range of speeds ( $2000...6000 \text{ min}^{-1}$ ) and the throttle valve opening values (25...100 %). The CO verification demonstrated that mathematical model allows calculations with a fairly high convergence at the order of the magnitude level, and it could be used in preliminary assessment of the various factors influence on the amount of toxic components in the engine exhaust gases.

**Keywords:** mathematical model, internal combustion engine, toxicity, exhaust gases, catalyst, combustion chamber, coating, ceramics

## Введение

Мировое автомобилестроение тесно связано с развитием поршневого двигателестроения. Современные тенденции характеризуются активной автомобилизацией населения, а также увеличением количества машин специального назначения. Во всех странах мира с передовой экономикой, промышленностью и сельским хозяйством наблюдается активный рост применения автомобильной техники, что сопровождается и ростом числа двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Самым серьезным недостатком ДВС является токсичность. Работа ДВС сопровождается выбросом в атмосферу отработавших газов (ОГ), состав которых характеризуется следующими составляющими: CO — угарный газ,  $C_nH_m$  — несгоревшие углеводороды,  $NO_x$  — оксиды азота,  $CO_2$  — углекислый газ [1, 2]. Также в ОГ содержится вода, которая попадает в атмосферу в виде пара. Вода и углекислый газ являются нетоксичными компонентами, а остальные составляющие представляют опасность как для человека, так и для окружающей среды [3, 4]. По этой причине актуальна проблема снижения токсичности ОГ, заключающаяся в уменьшении доли продуктов неполного сгорания топлива ( $CO$ ,  $C_nH_m$  и  $NO_x$ ).

К решению проблемы токсичности ДВС подходят комплексно: проводят конструкторские доработки двигателей, совершенствуют рабочий процесс, ужесточают требования к качеству топлива, снижают количество потребляемого топлива, используют специальные устройства по дожиганию компонентов ОГ — каталитические нейтрализаторы [5, 6]. Для стимулирования работ в этом направлении были введены нормы ЕВРО, которые нормируют постепенное с течением времени снижение токсичности ОГ автомобильных ДВС [7, 8].

Только на практике оказалось сложно добиться выполнения этих норм. На сегодняшний день автомобильные двигатели не выпускаются без каталитических нейтрализаторов, топливо производится по самым современным технологиям нефтепереработки, однако требуемые значения норм ЕВРО все еще не достигнуты. Уже признан тот факт, что потенциал каталитических нейтрализаторов практически исчерпан.

В последнее время все чаще рассматривают возможность частичного снижения токсичности ОГ непосредственно внутри камеры сгорания (КС) ДВС. Для этого используют различные покрытия, состоящие из оксидов алюминия, кремния, циркония, марганца, никеля, платины, палладия и др. Такие покрытия обычно керамические, их можно наносить на детали камеры сгорания с целью защиты поверхностей от температурных и механических нагрузок, а также для снижения количества токсичных составляющих в ОГ [9, 10]. Однако большая проблема этих покрытий — их недостаточная адгезионная прочность в условиях циклических механических и тепловых воздействий, которым подвержены детали КС ДВС. Покрытия отслаиваются, скалываются с поверхностей, в результате это вызывает поломку всего двигателя.

Известен способ нанесения керамических покрытий, обладающих высокой адгезионной прочностью, — микродуговое оксидирование (МДО) [11]. Такие покрытия характеризуются высокой микротвердостью (до 22 ГПа) и состоят из высокотемпературных оксидов алюминия:  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ ,  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ , муллита, силлимани-та [12]. Анализ литературы показывает, что ранее проведенные исследования таких покрытий на деталях ДВС были направлены на изучение их влияния на износостойкость, теплостойкость и коррозионную стойкость деталей, а также на процесс сгорания топлива в двигателе [13–15].

Однако при использовании МДО-покрытий на деталях КС во время проведения моторных испытаний наблюдалось снижение эмиссии некоторых токсичных компонентов в ОГ [16]. Особый эффект от МДО-покрытий отмечается в направлении снижения эмиссии окиси углерода — СО. Это было зафиксировано и в моторных испытаниях, проведенных авторами настоящей статьи и описанных в работе [17], и в лабораторных исследованиях, выполненных в условиях, приближенных к условиям работы ДВС [18].

Как уже отмечалось выше, состав МДО-покрытий характеризуется оксидами алюминия и алюмосиликатами (муллитом, силлиманитом и др.), а эти вещества на практике часто используются в качестве катализатора или его носителя [12, 19]. Структура МДО-покрытия отличается достаточно высокой пористостью (до 30 %), что обеспечивает развитую поверхность и важно для катализаторов [20, 21]. Низкий коэффициент теплопроводности этих покрытий (1–5 Вт/(м · К)) способствует повышению температуры в КС, что вызывает активизацию процессов окисления компонентов ОГ [22]. Однако анализ научной литературы показывает, что на настоящий момент теоретические обоснования возможности применения МДО-покрытий на деталях КС ДВС в качестве катализатора отсут-

ствуют. Поэтому разработка прогнозной математической модели, позволяющей описать каталитический эффект МДО-покрытий на деталях КС ДВС, является актуальной. В результате была сформулирована **цель работы** — теоретическое обоснование, разработка и верификация математической модели процесса нейтрализации компонентов ОГ посредством МДО-покрытия деталей камеры сгорания ДВС.

### Материалы и методы

Очевидно, что математическая модель нейтрализации ОГ в КС с помощью МДО-покрытия должна учитывать комплекс факторов: 1) геометрические параметры камеры сгорания ДВС; 2) свойства МДО-покрытия; 3) свойства и состав ОГ; 4) эксплуатационные характеристики двигателя. Комплекс этих факторов более подробно представлен на рис. 1.

За основу математической модели был взят первый закон Фика, согласно которому количество вещества, перенесенного за счет диффузии в единицу времени через поверхность  $S$ , перпендикулярную направлению переноса, пропорционально градиенту концентрации этого вещества в данный момент времени  $t$  [23]:

$$dq = -DS \left( \frac{\partial C}{\partial x} \right) dt, \quad (1)$$

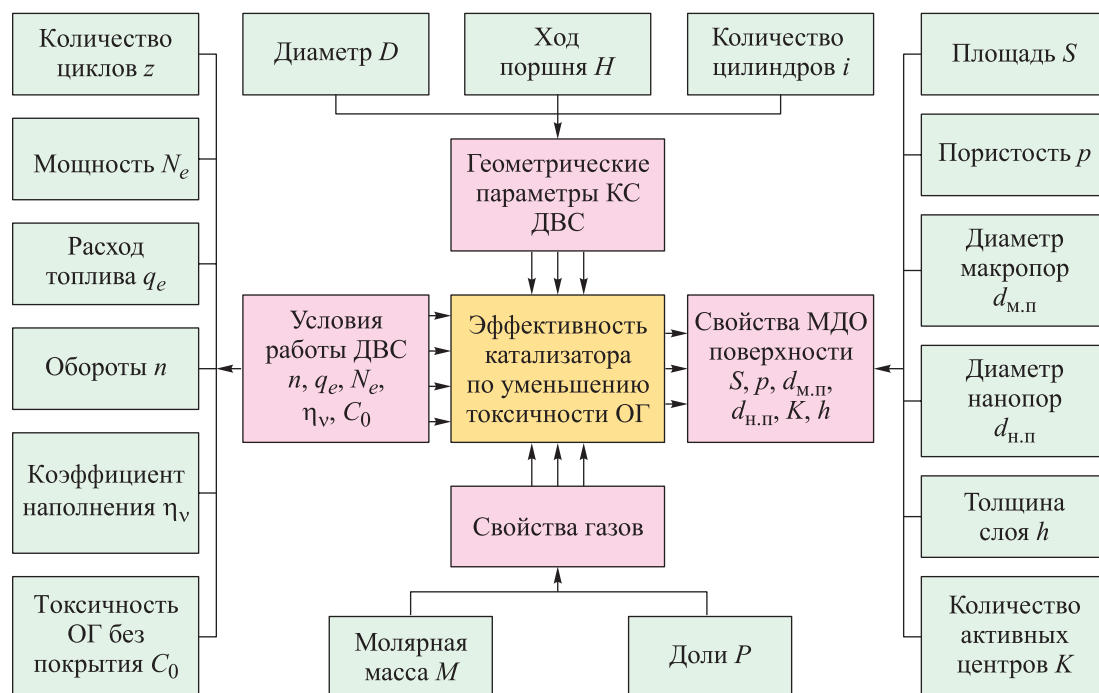


Рис. 1. Факторы, влияющие на химическую реакцию нейтрализации

где  $dq$  — уменьшение количества компонента ОГ в результате контакта с катализатором, мг/с;  $D$  — коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с;  $S$  — площадь катализатора, м<sup>2</sup>;  $C$  — исходная концентрация компонентов газа, мг/м<sup>3</sup>;  $x$  — расстояние перпендикулярное поверхности катализатора, м;  $t$  — продолжительность контакта газов с катализатором, с.

Общее снижение концентрации отдельных компонентов ОГ можно определить по формуле

$$\Delta c = \frac{dq}{Q_{o.g}}, \quad (2)$$

где  $Q_{o.g}$  — средний объем отработавших газов, м<sup>3</sup>/с.

При разработке модели было сделано предположение, что процесс нейтрализации компонентов ОГ происходит исключительно в порах МДО-покрытия. В связи с тем что такие покрытия имеют значительную пористость, которая представлена как микропорами, которые фиксируются на микрошлифах покрытия, так и наноразмерными порами [20, 21, 24], коэффициент диффузии представили формулой

$$D = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{8RT}{\pi M_i}} (d_{н.п} p_{н.п} + d_{м.п} p_{м.п}), \quad (3)$$

где  $R$  — универсальная газовая постоянная, Дж/(моль · К);  $T$  — температура, К;  $M_i$  — молекулярная масса  $i$ -го компонента, кг/моль;  $d_{н.п}$  — диаметр нанопор, м;  $p_{н.п}$  — пористость нанопор, доли;  $d_{м.п}$  — диаметр макропор, м;  $p_{м.п}$  — пористость макропор, доли.

МДО-покрытия отличаются развитой поверхностью, поэтому для расчета реальной площади поверхности предложена формула, которая учитывает неровность поверхности и количество активных центров катализа:

$$S = S_{\pi} i L^2 K, \quad (4)$$

где  $S_{\pi}$  — площадь поверхности детали в камере сгорания с МДО-покрытием, м<sup>2</sup>;  $i$  — количество цилиндров (поршней) в двигателе;  $L$  — коэффициент учитывающий неровность поверхности;  $K$  — доля активных центров катализатора.

Поскольку при разработке модели было сделано предположение, что процесс нейтрализации ОГ в основном происходит в порах покрытия, градиент концентрации компонента ОГ в порах можно представить уравнением:

$$\frac{\partial c}{\partial x} = \frac{C_{oi}}{h}, \quad (5)$$

где  $C_{oi}$  — концентрация отдельного компонента ОГ в камере сгорания до нейтрализации, мг/м<sup>3</sup>;  $h$  — толщина МДО-покрытия, м.

Было принято условное допущение, что контакт ОГ с МДО-покрытием происходит только на выпуске, то есть время контакта ОГ с катализатором равно половине цикла двигателя. С учетом тактности двигателя это время можно описать формулой

$$dt = \frac{15z}{n}, \quad (6)$$

где  $n$  — частота вращения коленчатого вала, с<sup>-1</sup>;  $z$  — тактность ДВС.

С учетом уравнений (3)–(6) уравнение (1) приобрело вид

$$dq = -5 \sqrt{\frac{8RT}{\pi M_i}} (d_{н.п} p_{н.п} + d_{м.п} p_{м.п}) \times \\ \times S_{\pi} L^2 i z K \frac{C_{oi}}{h n} n P, \quad (7)$$

где  $P$  — коэффициент, учитывающий долю отдельных компонентов ОГ в общем объеме ОГ.

Объемный расход ОГ находили согласно формуле [25]

$$Q_{o.g} = \frac{G_{o.g}}{\gamma} = \frac{G_B + G_T}{\gamma}, \quad (8)$$

где  $G_{o.g}$  — расход ОГ, кг/с;  $\gamma$  — удельная плотность воздуха ( $\gamma = 1,204$  кг/м<sup>3</sup> при температуре 20 °С), кг/м<sup>3</sup>;  $G_B$  — расход воздуха, кг/с;  $G_T$  — расход топлива, кг/с.

Расход воздуха определяли по формуле

$$G_B = \gamma Q_B, \quad (9)$$

где  $Q_B$  — объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/с.

Объемный расход воздуха можно найти по формуле [25]

$$Q_B = \frac{\pi D_{\pi}^2 H i n}{4} \eta_v, \quad (10)$$

где  $D_{\pi}$  — диаметр поршня, м;  $H$  — ход поршня, м;  $\eta_v$  — коэффициент наполнения.

Весовой расход топлива рассчитывали по формуле

$$G_T = \frac{g_i N_i}{3600}, \quad (11)$$

где  $N_i$  — индикаторная мощность, кВт;  $g_i$  — удельный индикаторный расход топлива, кг/(Вт · ч).

С учетом выражений (8)–(11) было получено уравнение, позволяющее определить количество ОГ:

$$Q_{ог} = \frac{\pi D_{п}^2 H i n \eta_v}{4} + \frac{g_i N_i}{3600 \gamma}. \quad (12)$$

После подстановки выражений (7) и (12) в уравнение (2) была получена итоговая формула

$$\Delta c = \frac{-5 \sqrt{\frac{8RT}{\pi M_i}} (d_{н.п} p_{н.п} + d_{м.п} p_{м.п}) S_{п} L^2 i z K \frac{C_{0i}}{h n} P}{\frac{\pi D_{п}^2 H i n \eta_v}{4} + \frac{g_i N_i}{3600 \gamma}}. \quad (13)$$

### Результаты верификации и обсуждения

Разработанная математическая модель была верифицирована на основе данных, полученных авторами настоящей работы при стендовых моторных испытаниях двигателя марки РМЗ-551i. Это двигатель является двухтактным, двухцилиндровым, бензиновым, с жидкостным охлаждением. Мощность двигателя составляет 36,78 кВт при номинальной частоте вращения 6250 мин<sup>-1</sup>. Диаметр поршня 76 мм, ход поршня 61 мм. Для расчетов и верификации математической модели приняты данные по токсичности ОГ, мощности и расходу топлива, которые были получены при моторных испытаниях с использованием штатных поршней без покрытия (рис. 2, а) и поршней с МДО-покрытием на днище (рис. 2, б) [17].

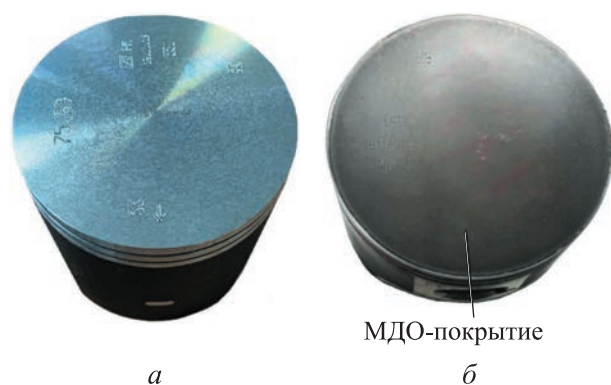


Рис. 2. Поршни двигателя:  
а — без покрытия (штатный поршень);  
б — с МДО-покрытием

Площадь покрытия поршня составляла 4071,5 мм<sup>2</sup> (рис 2, б). Для измерения микропористости был предварительно подготовлен микрошлиф покрытия, сформированного на образце-свидетеле. Микропористость определяли на фотографии микрошлифа, выполненного с помощью сканирующего электронного микроскопа JEOL JSM-6490LV (рис. 3), с использованием программы ImageJ, которая позволяет рассчитывать пористость в автоматическом режиме [26]. В итоге микропористость покрытия составила 28,7 ± 11,1 % [21]. Для расчетов использовали также значение нанопористости, которое, по предварительной оценке, составляет 6 % [24]. Толщину покрытия измеряли на днище поршня вихретоковым толщиномером неразрушающего типа ТТ-210, она составила 118,4 ± 1,64 мкм, в расчетах использовали значение толщины 120 мкм. Температуру на днище поршня с МДО-покрытием принимали равной 667 К. Это значение было получено в результате 3D-моделирования теплового состояния поршня модельного двигателя с учетом МДО-покрытия толщиной 120 мкм на его днище [27].

Для определения коэффициента  $L$  (уравнение (4)), учитывающего истинную площадь поверхности с МДО-покрытием, на фотографиях микрошлифов с помощью программы Corel DRAW была измерена истинная длина поверхности (с учетом пористости и неровностей), а также номинальная длина. Измерения были выполнены на трех фотографиях микрошлифов МДО-покрытия, сформированного на образце-свидетеле (см. рис. 3). Коэффициент  $L$  вычисляли как отношение истинной длины

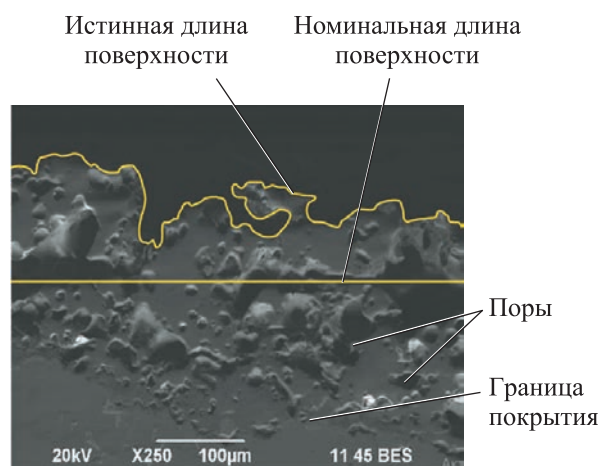


Рис. 3. Микрошлиф участка МДО-покрытия

поверхности к номинальной, его значение составило  $1,74 \pm 0,45$ . В расчетах также принимали, что доля активных центров катализатора  $K = 0,04$  (4 %), как для катализаторов из оксида алюминия [28].

Расчеты по разработанной математической модели выполняли для оксида углерода — компонента ОГ, снижение содержания которого было отмечено при моторных испытаниях [17]. Соответственно, долю  $P$  компонента в общем количестве ОГ принимали равной количеству СО при моторных испытаниях со штатными поршнями.

В расчетах для малых скоростей (2000 и 4000  $\text{мин}^{-1}$ ) принимали значение коэффициента наполнения 0,4, для скоростей 4000 и 5000  $\text{мин}^{-1}$  — 0,5, а для режима 6000  $\text{мин}^{-1}$  — 0,8. Эти значения коэффициента наполнения

были получены в результате предварительной оценки экспериментальных параметров модельного двигателя.

Расчеты снижения эмиссии оксида углерода ( $\Delta C_{\text{CO}}$ ) с учетом разработанной модели выполняли для различных скоростных режимов работы двигателя от 2000 до 6000  $\text{мин}^{-1}$ . При этом на каждом режиме расчеты проводили с учетом различных значений открытия дроссельной заслонки: 25, 50, 75 и 100 %. Количество СО в ОГ у двигателя с покрытием рассчитывали по формуле

$$C_{\text{CO}} = C_{\text{CO}}^* - \Delta C_{\text{CO}},$$

где  $C_{\text{CO}}^*$  — количество СО в ОГ двигателя с поршнем без покрытия;  $\Delta C_{\text{CO}}$  — расчетное значение снижения эмиссии оксида углерода благодаря покрытию, вычисленное по формуле (13).

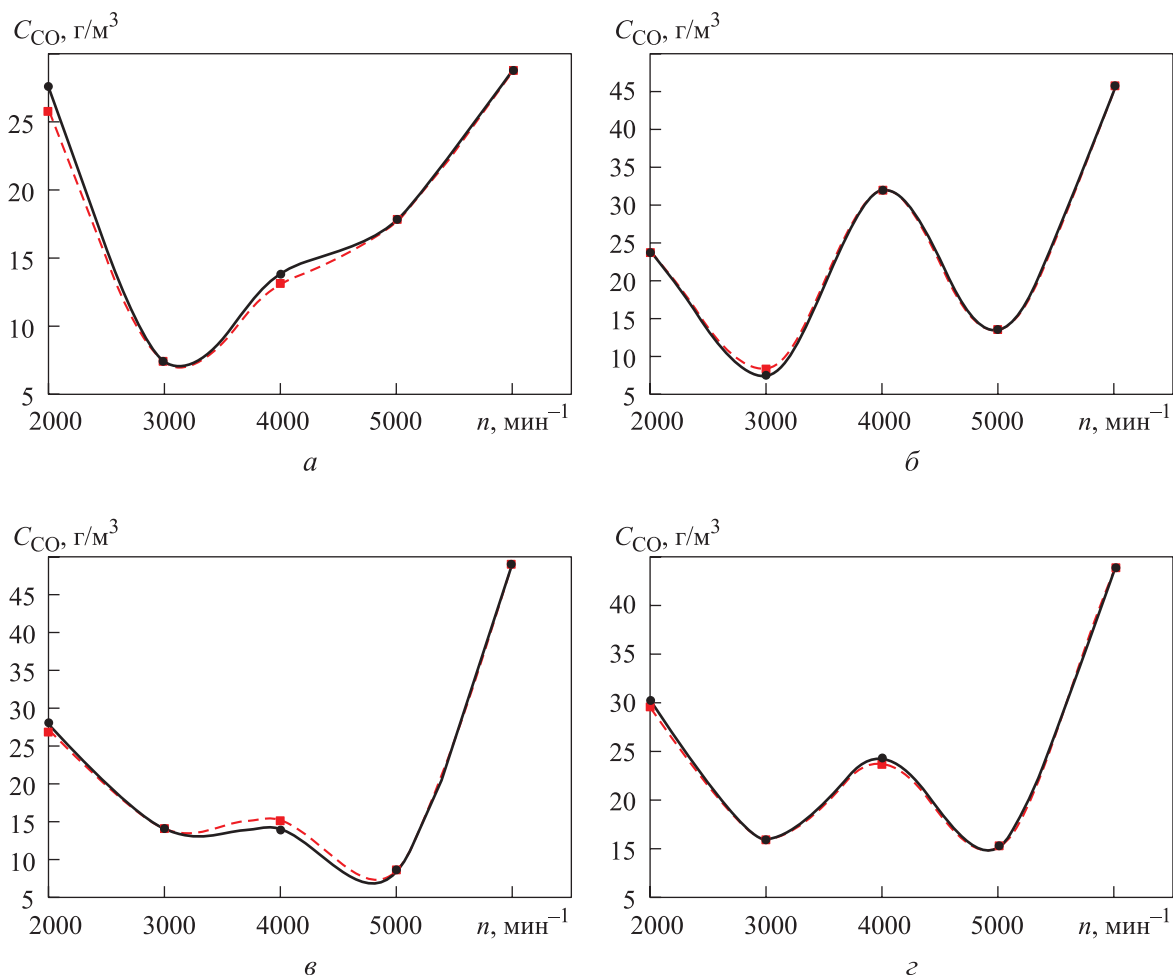


**Рис. 4.** Расчетное и экспериментальное содержание СО при различных вариантах открытия дроссельной заслонки:  
 а — 25%-ное открытие; б — 50%-ное открытие; в — 75%-ное открытие; г — 100%-ное открытие;  
 —■— расчетное; —●— экспериментальное

Экспериментальные и расчетные результаты приведены на рис. 4.

Анализ данных, представленных на рис. 4, позволяет сделать вывод, что с учетом погрешностей экспериментальных данных разница между экспериментальными и расчетными значениями содержания оксида углерода в ОГ является незначительной: минимальная разница составляет 0,006 %, а максимальная — 11,5 %. Таким образом, разработанную математическую модель можно применять для расчета эмиссии СО в ОГ.

### Выводы и заключение

Разработана математическая модель, позволяющая оценивать величину снижения эмиссии оксидов углерода в ОГ ДВС посредством МДО-покрытия, формируемого на поверхностях деталей КС. Математическая модель основана на первом законе Фика и учитывает множество факторов: геометрические параметры двигателя и КС ДВС; свойства и структуру

МДО-покрытия; состав и свойства ОГ; эксплуатационные параметры двигателя.

В ходе исследования математическая модель была использована для расчета снижения эмиссии оксида углерода в ОГ двигателя РМЗ-551i. Для верификации модели использовали экспериментальные данные моторных испытаний этого двигателя. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что разработанная математическая модель позволяет рассчитать эмиссию СО при наличии МДО-слоя на поверхности деталей КС с погрешностью не более 11,5 %.

Результаты данных исследований могут найти применение при разработке и проектировании поршневых ДВС с целью снижения их токсичности. Кроме того, данную методику можно использовать для предварительной оценки влияния различных факторов (толщины, площади и пористости покрытия, температуры поверхности деталей и других эксплуатационных показателей ДВС) на содержание токсичных компонентов в ОГ.

### Литература

- [1] Кульчицкий А.Р. О новых требованиях к экологическим показателям сельскохозяйственных тракторов в таможенном союзе. *Тракторы и сельхозмашины*, 2022, т. 89, № 3, с. 167–174. <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106047>
- [2] Чернецов Д.А. Токсичность отработавших газов дизелей и их антропогенное воздействие. *Вопросы современной науки и практики*, 2010, № 10–12 (31), с. 54–59.
- [3] Байбарин В.А., Божко А.В. Влияние отработавших газов двигателей МЭС на экологию и их состав. *Вестник аграрной науки Дона*, 2014, № 4 (18), с. 81–84.
- [4] Кривопапов В.В., Максакова И.В., Фомин В.В. Образование оксидов азота в камерах сгорания современных ДВС и способы снижения их содержания в отработавших газах. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение*, 2012, № 12, с. 86–92.
- [5] Кузнецов И.В., Бажанов В.И. Улучшение экологических показателей двигателя внутреннего сгорания с каталитическим нейтрализатором. *Машиностроение и инженерное образование*, 2011, № 3 (28), с. 13–17.
- [6] Кукис В.С., Омельченко Е.А. Определение и обеспечение целесообразного уровня температуры отработавших газов на входе в каталитический нейтрализатор для повышения эффективности его работы. *Sciences of Europe*, 2016, № 5–2 (5), с. 85–90.
- [7] Regulation (EU) 2020/852 of the European parliament and of the Council of 18 June 2020 on the establishment of a framework to facilitate sustainable investment, and amending Regulation (EU) 2019/2088. *Official Journal of the European Union*, 2020, L 198/13.
- [8] Regulation of the European Parliament and of the Council no. 715/2007. *Official Journal of the European Union*, 2007, L. 171.
- [9] Парсаданов И.В., Рыкова И.В., Маклаков А.Н. Особенности внутрицилиндрового экологического катализа в ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2013, № 1, с. 84–87.
- [10] Andrych-Zalewska M., Chłopek Z., Merksiz J., Pielecha J. Assessment of the Internal Catalyst Efficiency in a Diesel Engine of a Vehicle under the Conditions Simulating Real Driving. *Energies*, 2020, vol. 13, art. 6569. <https://doi.org/10.3390/en13246569>
- [11] Kuznetsov Yu.A., Markov M.A., Krasikov A.V. et al. Formation of Wear-and Corrosion-Resistant Ceramic Coatings by Combined Technologies of Spraying and Micro-Arc Oxidation. *Russian Journal of Applied Chemistry*, 2019, vol. 92, no. 7, pp. 875–882. <https://doi.org/10.1134/S1070427219070012>

- [12] Dudareva N.Yu., Ivashin P.V., Gallyamova R.F. et al. Structure and Thermophysical Properties of Oxide Layer Formed by Microarc Oxidation on AK12D Al – Si Alloy. *Metal Science and Heat Treatment*, 2021, vol. 62, pp. 701–708. <https://doi.org/10.1007/s11041-021-00625-5>
- [13] Шпаковский В.В. Внедрение поршней с корундовым слоем при ремонте дизелей тепловозов ЧМЭ-3. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2013, № 2, с. 112–115.
- [14] Марченко А.П., Шпаковский В.В. Влияние корундового слоя на рабочих поверхностях поршней на процесс сгорания в ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2011, № 2, с. 24–28.
- [15] Шпаковский В.В. Продление ресурса двигателя внутреннего сгорания установкой поршней с корундовым слоем. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2014, № 1, с. 123–126.
- [16] Валеев В.С., Еникеев Р.Д., Сакулин Р.Ю. Повышение стойкости поршней двухтактных двигателей к прогару посредством нанесения МДО покрытий. *Двигателестроение*, 2020, № 2, с. 30–34.
- [17] Ситдилов В.М., Дударева Н.Ю., Ишемгузин А.А. и др. Снижение токсичности отработавших газов в камере сгорания ДВС. *Труды НАМИ*, 2022, № 4, с. 83–95. <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2022-4-83-95>
- [18] Osipov A.R., Mukhin V.A., Borisov V.A. et al. Catalytic Coatings for Improving the Environmental Safety of Internal Combustion Engines. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 152, pp. 59–66. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.626>
- [19] Zhao X., Jun X., Deng F. Solid-State NMR for Metal-Containing Zeolites: from Active Sites to Reaction Mechanism. *Frontiers of Chemical Science and Engineering*, 2020, no. 14 (2), pp. 159–187. <https://doi.org/10.1007/s11705-019-1885-1>
- [20] Curran J.A., Clyne T.W., Physics J. Porosity in Plasma Electrolytic Oxide Coatings. *Acta Materialia*, 2006, vol. 54, pp. 1985–1993. <https://doi.org/10.1016/j.actamat.2005.12.029>
- [21] Dudareva N.Yu., Kolomeichenko A.V., Deev V.B. et al. Porosity of Oxide Ceramic Coatings Formed by Micro-Arc Oxidation on High-Silicon Aluminum Alloys. *Journal of Surface Investigation: X-ray, Synchrotron and Neutron Techniques*, 2022, vol. 16, no. 6, pp. 1308–1314. <https://doi.org/10.1134/S1027451022060362>
- [22] Curran J.A., Clyne T.W. The Thermal Conductivity of Plasma Electrolytic Oxide Coatings on Aluminium and Magnesium. *Surface & Coatings Technology*, 2005, no. 199, pp. 177–183. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2004.11.045>
- [23] Лешаков И.А., Кравченко И.Н., Ерофеев М.Н. Математическая модель расчета основных параметров каталитических нейтрализаторов. *Современные наукоемкие технологии*, 2013, № 5, с. 76–80.
- [24] Ивашин П.В., Криштал М.М., Твердохлебов А.Я. и др. Разноразмерная пористость и теплопроводность оксидных слоев, сформированных плазменно-электролитическим оксидированием на силумине АК12Д. *Frontier Materials & Technologies*, 2022, vol. 4, pp. 49–69. <https://doi.org/10.18323/2782-4039-2022-4-49-69>
- [25] Шароглазов Б.А., Клементьев В.В. *Теория рабочих процессов ДВС*. Челябинск, ЮУрГУ, 2003, 33 с.
- [26] Image J. *Research Services Branch of the National Institute of Mental Health*. URL: <https://imagej.nih.gov/ij/> (accessed March 25, 2022).
- [27] Musin N., Dudareva N. Investigation of the Effect of the Coating Formed by Microarc Oxidation on the Piston Top on the Thermal State of the Internal Combustion Engine Parts. *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 224, art. 03008. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822403008>
- [28] Чукин Г.Д. *Строение оксида алюминия и катализаторов гидрообессеривания. Механизмы реакций*. Москва, ООО «Принта», 2010, 288 с.

## References

- [1] Kulchitskiy A.R. On New Requirements for the Environmental Indicators of Agricultural Tractors in the Customs Union. *Tractors and Agricultural Machinery*, 2022, vol. 89, no. 3, pp. 167–174. (In Russ.). <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106047>
- [2] Chernetsov D.A. Toxicity of the Fulfilled Gases of Diesel Engines and their Anthropogenous Effect. *Voprosy sovremennoy nauki i praktiki*, 2010, no. 10–12 (31), pp. 54–59. (In Russ.).
- [3] Baybarin V.A., Bozhko A.V. The Influence of Exhaust Gases from MES Engines on the Environment and their Composition. *Vestnik agrarnoy nauki Dona*, 2014, no. 4 (18), pp. 81–84. (In Russ.).
- [4] Krivopalov V.V., Maksakova I.V., Fomin V.V. Formation of Nitrogen Oxide in Chambers of Modern Internal Combustion Engines and Ways of Decrease in their Maintenance in the Fulfilled Gases. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2012, no. 12, pp. 86–92. (In Russ.).

- [5] Kuznetsov I.V., Bazhanov V.I. Improving the Environmental Performance of an Internal Combustion Engine with a Catalytic Converter. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie*, 2011, no. 3 (28), pp. 13–17. (In Russ.).
- [6] Kukis V.S., Omelchenko E.A. The Definition and Provision of a Suitable Level of Ex-Haust Gas Temperature at the Entrance to Catalytic Converter to Increase its Performance. *Sciences of Europe*, 2016, no. 5–2 (5), pp. 85–90. (In Russ.).
- [7] Regulation (EU) 2020/852 of the European parliament and of the Council of 18 June 2020 on the establishment of a framework to facilitate sustainable investment, and amending Regulation (EU) 2019/2088. *Official Journal of the European Union*, 2020, L 198/13.
- [8] Regulation of the European Parliament and of the Council no. 715/2007. *Official Journal of the European Union*, 2007, L 171.
- [9] Parsadanov I.V., Rykova I.V., Maklakov A.N. The Features of In-Cylinder Ecological Catalysis in Ice. *Internal Combustion Engines*, 2013, no. 1, pp. 84–87. (In Russ.).
- [10] Andrych-Zalewska M., Chłopek Z., Merksiz J., Pielecha J. Assessment of the Internal Catalyst Efficiency in a Diesel Engine of a Vehicle under the Conditions Simulating Real Driving. *Energies*, 2020, vol. 13, art. 6569. <https://doi.org/10.3390/en13246569>
- [11] Kuznetsov Yu.A., Markov M.A., Krasikov A.V. et al. Formation of Wear-and Corrosion-Resistant Ceramic Coatings by Combined Technologies of Spraying and Micro-Arc Oxidation. *Russian Journal of Applied Chemistry*, 2019, vol. 92, no. 7, pp. 875–882. <https://doi.org/10.1134/S1070427219070012>
- [12] Dudareva N.Yu., Ivashin P.V., Gallyamova R.F. et al. Structure and Thermophysical Properties of Oxide Layer Formed by Microarc Oxidation on AK12D Al – Si Alloy. *Metal Science and Heat Treatment*, 2021, vol. 62, pp. 701–708. <https://doi.org/10.1007/s11041-021-00625-5>
- [13] Shpakovskiy V.V. Introduction of Pistons with Corundum Layer at Repair of Diesel Engines of Diesel Locomotives Chme-3. *Internal Combustion Engines*, 2013, no. 2, pp. 112–115. (In Russ.).
- [14] Marchenko A.P., Shpakovskiy V.V. Corundum Layer Influence on Working Surfaces of Pistons on Process of Combustion in Ice. *Internal Combustion Engines*, 2011, no. 2, pp. 24–28. (In Russ.).
- [15] Shpakovskiy V.V. Prolongation of the Resource of the Internal Combustion Engine by Installation of Pistons with Corundum Layer. *Internal Combustion Engines*, 2014, no. 1, pp. 123–126. (In Russ.).
- [16] Valeev V.S., Enikeev R.D., Sakulin R.Yu. Micro-Weld Oxidation as a Means to Prevent Burnout of 2-Stroke Engine Piston. *Engines Construction*, 2020, no. 2, pp. 30–34. (In Russ.).
- [17] Sitdikov V.M., Dudareva N.Yu., Ishemguzhin A.A. et al. Control and Reduction in the Combustion Chamber of an Internal Combustion Engine. *Trudy NAMI*, 2022, no. 4, pp. 83–95. (In Russ.). <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2022-4-83-95>
- [18] Osipov A.R., Mukhin V.A., Borisov V.A. et al. Catalytic Coatings for Improving the Environmental Safety of Internal Combustion Engines. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 152, pp. 59–66. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.626>
- [19] Zhao X., Jun X., Deng F. Solid-State NMR for Metal-Containing Zeolites: from Active Sites to Reaction Mechanism. *Frontiers of Chemical Science and Engineering*, 2020, no. 14 (2), pp. 159–187. <https://doi.org/10.1007/s11705-019-1885-1>
- [20] Curran J.A., Clyne T.W., Physics J. Porosity in Plasma Electrolytic Oxide Coatings. *Acta Materialia*, 2006, vol. 54, pp. 1985–1993. <https://doi.org/10.1016/j.actamat.2005.12.029>
- [21] Dudareva N.Yu., Kolomeichenko A.V., Deev V.B. et al. Porosity of Oxide Ceramic Coatings Formed by Micro-Arc Oxidation on High-Silicon Aluminum Alloys. *Journal of Surface Investigation: X-ray, Synchrotron and Neutron Techniques*, 2022, vol. 16, no. 6, pp. 1308–1314. <https://doi.org/10.1134/S1027451022060362>
- [22] Curran J.A., Clyne T.W. The Thermal Conductivity of Plasma Electrolytic Oxide Coatings on Aluminium and Magnesium. *Surface & Coatings Technology*, 2005, no. 199, pp. 177–183. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2004.11.045>
- [23] Leshakov I.A., Kravchenko I.N., Erofeev M.N. A Mathematical Model to Calculate the Main Parameters of Catalytic Converters. *Sovremennyye naukoemkie tekhnologii*, 2013, no. 5, pp. 76–80. (In Russ.).
- [24] Ivashin P.V., Krishtal M.M., Tverdokhlebov A.Ya. et al. Different-Sized Porosity and Thermal Conductivity of Oxide Layers Formed by Plasma-Electrolytic Oxidation on the AK12D Silumin. *Frontier Materials & Technologies*, 2022, vol. 4, pp. 49–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.18323/2782-4039-2022-4-49-69>
- [25] Sharoglazov B.A., Klement'ev V.V. *Teoriya rabochikh protsessov DVS* [Workflow Theory of ICE]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2003, 33 p. (In Russ.).

- [26] Image J. *Research Services Branch of the National Institute of Mental Health*. Available at: <https://imagej.nih.gov/ij/> (accessed March 25, 2022).
- [27] Musin N., Dudareva N. Investigation of the Effect of the Coating Formed by Microarc Oxidation on the Piston Top on the Thermal State of the Internal Combustion Engine Parts. *MATEC Web of Conferences*, 2018, vol. 224, art. 03008. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201822403008>
- [28] Chukin G.D. *Stroenie oksida alyuminiya i katalizatorov gidroobesserivaniya. Mekhanizmy reaktsiy* [The Structure of Aluminum Oxide and Hydrodesulfurization Catalysts. Reaction Mechanisms]. Moscow, Printa Publ., 2010, 288 p. (In Russ.).

*Материалы получены редакцией 30.06.2023*

### Сведения об авторах

**Дударева Наталья Юрьевна** — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания, Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: [dudareva.nyu@ugatu.su](mailto:dudareva.nyu@ugatu.su)

**Ситдилов Венер Мунирович** — начальник цикла, старший преподаватель военного учебного центра, Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Российская Федерация. E-mail: [ven\\_s80@mail.ru](mailto:ven_s80@mail.ru)

### Information about the authors

**Dudareva Natalya Yurievna** — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Professor, Department of Internal Combustion Engines, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: [dudareva.nyu@ugatu.su](mailto:dudareva.nyu@ugatu.su)

**Sitdikov Vener Munirovich** — Head of the Cycle, Senior Lecturer, Military Training Center, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation. E-mail: [ven\\_s80@mail.ru](mailto:ven_s80@mail.ru)

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Дударева Н.Ю., Ситдилов В.М. Снижение токсичности отработавших газов двигателя внутреннего сгорания с помощью керамического покрытия на деталях камеры сгорания. *Двигателестроение*, 2023, № 3 (293), с. 61–70. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.61-70>

### Please cite this article in English as:

Dudareva N.Y., Sitdikov V.M. Reducing Toxicity in the Internal Combustion Engine Exhaust Gases by Using Ceramic Coating on the Combustion Chamber Components. *Engines Construction*, 2023, no. 3 (293), pp. 61–70. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.61-70>

## АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

DOI: 10.18698/jec.2023.3.71-93

### Расчетные исследования параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему

А.С. Кулешов<sup>1</sup>, А.А. Кулешов<sup>1</sup>, В.А. Марков<sup>1</sup>, В.В. Фурман<sup>2</sup>, С.В. Плахов<sup>2</sup><sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана<sup>2</sup>ООО «ППП Дизельавтоматика»

### Computational Studies of the Diesel Engine Working Process Parameters with Ammonia Additives in the Intake System

A.S. Kuleshov<sup>1</sup>, A.A. Kuleshov<sup>1</sup>, V.A. Markov<sup>1</sup>, V.V. Furman<sup>2</sup>, S.V. Plakhov<sup>2</sup><sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)<sup>2</sup>LLC Manufacturing Enterprise Dieselvatomatika

Рассмотрена возможность использования аммиака в качестве топлива в дизельных двигателях. Проанализированы физико-химические свойства ряда нефтяных и альтернативных моторных топлив, включая аммиак. Установлено, что воспламенение аммиака в цилиндрах дизельного двигателя целесообразно организовать от запальной дозы нефтяного дизельного топлива. Проведены расчетные исследования дизельного двигателя типа Д-245, работающего на нефтяном дизельном топливе с подачей аммиака во впускную систему. Принято, что дизельное топливо подавалось в камеру сгорания штатной топливной системой, а аммиак в газовой фазе поступал во впускную систему двигателя после турбокомпрессора. Исследован номинальный режим работы двигателя с мощностью 83,8 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2400 мин<sup>-1</sup>. На этом режиме энергетическая доля аммиака в общей подаче топлива варьировалась в диапазоне 0...80 %. Расчеты показали, что с увеличением доли аммиака до 20 % эффективный КПД двигателя возрастает на 3,2 % по сравнению с КПД дизельного цикла. При дальнейшем росте доли аммиака до 80 % КПД двигателя падает примерно на 10 %. В указанном диапазоне увеличения доли аммиака выброс углекислого газа снижается с 731,7 до 160,8 г/(кВт · ч). Окончательный вывод о рациональной доле аммиака в общей подаче топлива должен быть сделан с учетом не только достижения наилучших показателей топливной экономичности двигателя, но и с учетом минимизации вредных выбросов с отработавшими газами и ограничений, накладываемых на показатели динамики процесса сгорания.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, газодизельный двигатель, камера сгорания, дизельное топливо, аммиак, воспламенение, топливная экономичность

The paper considers possibility of introducing ammonia as the diesel engine fuel. Physicochemical properties of a number of petroleum and alternative motor fuels, including ammonia, were analyzed. It was established that it is advisable to ignite ammonia in the diesel engine cylinders using a pilot dose of the petroleum diesel fuel. Calculation studies were performed on the D-245 diesel engine running on the petroleum diesel fuel with ammonia supplied into the intake system. It was accepted that diesel fuel was supplied to the combustion chamber by the standard fuel system, while ammonia in the gas phase entered the engine intake system after the turbocharger. Nominal operating mode of an engine with power of 83.8 kW and crankshaft speed of 2400 rpm was studied. In this mode, the ammonia energy share in the total fuel supply was varying in the range of 0...80 %. Calculations demonstrated that with an increase in the ammonia proportion of up to 20 %, the engine efficiency increased by 3.2 % compared to the diesel cycle efficiency. With further increase in the ammonia proportion of up to 80 %, the engine efficiency dropped by approximately 10 %. In the specified range of ammonia proportion increase, the carbon dioxide emissions were decreasing from 731.7 to 160.8 g/(kW · h). The final conclusion on the

rational share of ammonia in the total fuel supply should be made taking into account not only achieving the engine fuel efficiency best indicators, but also minimizing the harmful emissions from exhaust gases and the restrictions imposed on the combustion process dynamics.

**Keywords:** internal combustion engine, diesel engine, gas-diesel engine, combustion chamber, diesel fuel, ammonia, ignition, fuel efficiency

## Введение

Несмотря на начавшуюся электрификацию транспортной отрасли, двигатели внутреннего сгорания (ДВС) остаются основным типом энергетических установок для различных транспортных средств. Этому способствуют постоянное совершенствование этих двигателей и уже достигнутые приемлемые экологические показатели. При этом с точки зрения топливной экономичности наиболее эффективными ДВС являются дизельные двигатели. Предполагается их широкое использование в мобильных силовых установках различного назначения, но их наиболее массовое применение планируется на автомобилях различного класса. В частности, в соответствии с данными ежегодного энергетического отчета, опубликованными министерством энергетики США, прогнозируется рост потребления нефтяных топлив грузовыми автомобилями большой грузоподъемности на период до 2040 г. (рис. 1) [1]. Что касается малотоннажных автомобилей с дизельными двигателями, то и они сохраняют небольшую, но устойчивую долю продаж вплоть до 2050 г. (рис. 2) [1].

Как отмечено выше, дизельные двигатели отличаются от бензиновых более эффективным сжиганием топлива и его меньшим удель-

ным потреблением на единицу вырабатываемой энергии. В связи с этим автомобили с дизельными двигателями имеют меньший удельный выброс основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа  $\text{CO}_2$ ), однако проводимая декарбонизация мировой экономики требует кардинального сокращения его выбросов в атмосферу [2–4]. Это достигается при использовании в дизельных двигателях альтернативных безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив [5]. К безуглеродным моторным топливам в первую очередь относят водород ( $\text{H}_2$ ) и аммиак ( $\text{NH}_3$ ) [6–8].

При использовании водорода в качестве моторного топлива возникает ряд проблем, которые на сегодняшний день окончательно не решены. Среди них высокая стоимость известных технологий получения водорода, сложность его хранения на заправочных станциях и на борту транспортных средств, его взрывоопасность, жесткое сгорание в цилиндрах ДВС, его негативное воздействие на конструкционные материалы и ряд других проблем. Одной из основных является проблема хранения водорода: его можно хранить в жидкой фазе при атмосферном давлении и глубокой отрицательной температуре ( $-253\text{ }^\circ\text{C}$ ) или в газовой фазе при нормальной температуре ( $+20\text{ }^\circ\text{C}$ ) под очень большим давлением (около 70 МПа) (табл. 1) [5, 8–10]. Часть указанных проблем решается при использовании в качестве моторного топлива аммиака. При этом аммиак можно рассматривать как носитель водорода, обеспечивающий его безопасное хранение [11–14]. Молекулы аммиака отличаются высоким содержанием атомов водорода — каждый моль аммиака содержит 1,5 моля молекулярного водорода. Жидкий аммиак можно хранить при небольшой отрицательной температуре ( $-33\text{ }^\circ\text{C}$ ) или при нормальной температуре под давлением около 0,9 МПа. Это значительно упрощает хранение и транспортировку этого энергоносителя.

Первые работы по использованию аммиака в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания относятся еще к 1930–1940-м годам.

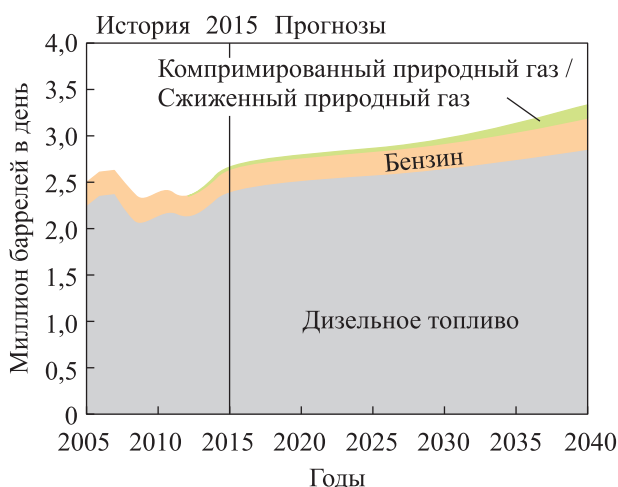


**Рис. 1.** История и прогнозы потребления топлива грузовыми автомобилями большой грузоподъемности

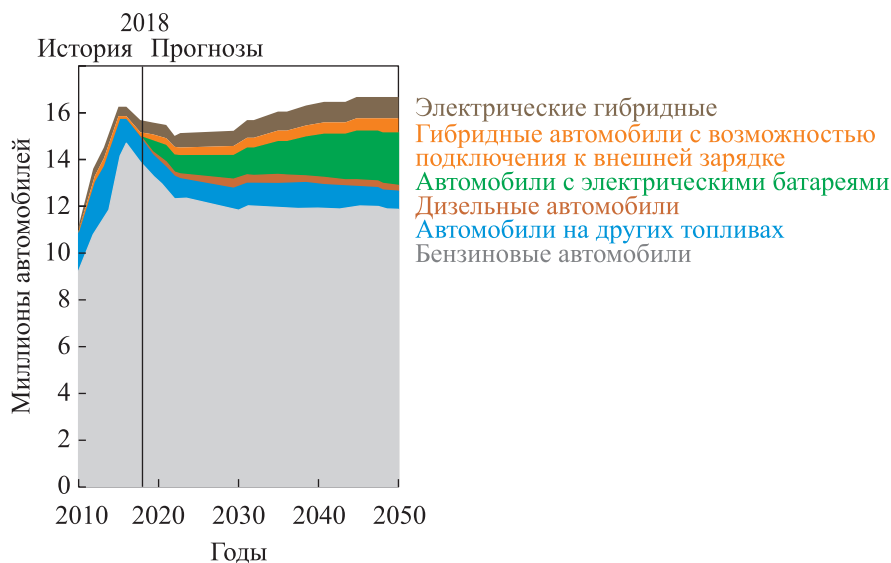


**Рис. 2.** История и прогнозы продаж новых малотоннажных автомобилей и их разбивка по видам топлива

**Таблица 1.** Свойства нефтяных и альтернативных моторных топлив при нормальных условиях ( $p = 0,1$  МПа и  $T = 300$  К)

| Свойства                                                                                               | Топлива                |                               |                               |                                |                             |                        |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|------------------------|
|                                                                                                        | Аммиак                 | Водород                       | Метан                         | ДТ                             | Бензин                      | Метанол                |
| Формула состава                                                                                        | $\text{NH}_3$          | $\text{H}_2$                  | $\text{CH}_4$                 | $\text{C}_{12}\text{H}_{26}^*$ | $\text{C}_8\text{H}_{17}^*$ | $\text{CH}_3\text{OH}$ |
| Молекулярная масса                                                                                     | 17,03                  | 2,02                          | 16,04                         | 172*                           | 114*                        | 32,04                  |
| Фаза хранения при температуре $T = 300$ К и давлении $p$ , МПа                                         | Жидкость ( $p = 1,1$ ) | Компримированный ( $p = 70$ ) | Компримированный ( $p = 25$ ) | Жидкость ( $p = 0,1$ )         | Жидкость ( $p = 0,1$ )      | Жидкость ( $p = 0,1$ ) |
| Плотность при указанных условиях хранения, $\text{кг/м}^3$                                             | 600                    | 39,1                          | 187                           | 840*                           | 740*                        | 784,6                  |
| Массовая теплота сгорания низшая, МДж/кг                                                               | 18,8                   | 120                           | 50                            | 42,5*                          | 44,5*                       | 19,9                   |
| Скорость распространения пламени в смесях с воздухом при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ м/с | 0,08                   | 2,50                          | 0,38                          | 0,30*                          | 0,35*                       | 0,36                   |
| Температура самовоспламенения, К                                                                       | 930                    | 850                           | 859                           | 550*                           | 650*                        | 712                    |
| Цетановое число                                                                                        | Около 0                | Около 1                       | 3                             | 45–55                          | 8–15                        | 5                      |
| Октановое число по исследовательскому методу                                                           | 130                    | Более 100                     | 120                           | –                              | 90–98                       | 119                    |
| Пределы воспламенения горючей смеси по коэффициенту избытка воздуха, % (об.)                           | 15,0–28,0              | 4,7–75,0                      | 5,0–15,0                      | 0,7–7,0                        | 0,6–8,0                     | 6,7–36,0               |
| * Указаны значения для нефтяных топлив среднего состава.                                               |                        |                               |                               |                                |                             |                        |

За рубежом широкомасштабные исследования возможностей использования аммиака в качестве моторного топлива для дизельных двигателей начались в 60-х годах прошлого века [15–18]. Проводились подобные исследования и в СССР [19–22]. Возобновившийся интерес к использованию аммиака в качестве альтернативного топлива для ДВС обусловлен необходимостью решения современных экологических проблем, в первую очередь необходимостью кардинального снижения выбросов в атмосферу углекислого газа [23–26].

Отметим, что в настоящее время аммиак производится в значительных количествах. В 2021 г. мировое производство аммиака достигло порядка 180 млн т. За период с 2017 по 2021 г. объем выпуска аммиака в России увеличился от 17,1 до 19,9 млн т (на 16 %) [27]. На рис. 3 показано соотношение потребления различных сырьевых ресурсов для производства аммиака [1]. Почти 72 % мирового производства аммиака обеспечивается за счет природного газа.

Возможны различные направления использования аммиака в качестве моторного топлива. Его можно использовать в качестве самостоятельного моторного топлива или в сочетании с другими жидкими и газообразными нефтяными и альтернативными топливами (включая биотоплива и водород) [28–31]. При этом наиболее простым способом организации работы ДВС на аммиаке служит его подача во впускную систему двигателя [32]. Водород и аммиак относятся к низкоцетановым топливам, отличающимся плохой самовоспламеняемостью в условиях камеры сгорания (КС) дизельного двигателя. Температуры их самоспламенения равны соответственно 850 и 930 К (см. табл. 1), а цетановые числа — соответственно около 1 и около 0. Наиболее эффективным способом на-

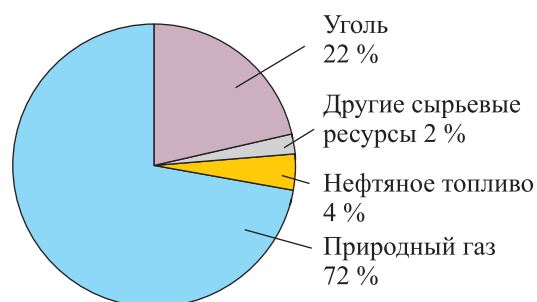


**Рис. 3.** Виды сырья, используемые мировой аммиачной промышленностью для производства аммиака

дежного воспламенения водородно-воздушных и аммиачно-воздушных смесей в КС в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов является организация двухтопливной работы двигателя. При этом воспламенение этих смесей осуществляется от теплоты сгорания впрыскиваемого в КС запального нефтяного дизельного топлива (ДТ) [33–36].

На первом этапе исследование работы дизельного двигателя при такой организации рабочего процесса целесообразно проводить с использованием расчетных методов. Известны публикации, посвященные кинетике сгорания аммиачно-воздушных смесей в КС дизельных двигателей [37–39] и моделированию рабочего процесса этих двигателей [40–42]. Вместе с тем процессы сгорания аммиачно-воздушных смесей в КС дизельных двигателей еще недостаточно изучены. Цель представленного исследования — расчет газодизельного цикла двигателя транспортного назначения при его работе с добавками аммиака во впускную систему при воспламенении аммиачно-воздушных смесей от запальной дозы нефтяного дизельного топлива.

В исследовании проведен сравнительный анализ параметров рабочего процесса газодизельного цикла при изменении доли аммиака в общей подаче топлива. Исследование проведено с использованием программного комплекса (ПК) «Дизель-РК», разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана проф. А.С. Кулешовым. В этом ПК реализовано несколько современных математических моделей, позволяющих моделировать как традиционные двигатели, так и перспективные, включая многотопливные. К таким математическим моделям ПК «Дизель-РК» можно отнести многозонную модель процессов смесеобразования и сгорания в дизеле, трехзонную модель сгорания в газодизеле, несколько моделей теплообмена, одномерную модель газообмена, модель двухступенчатого турбонаддува с охлаждением наддувочного воздуха, модели расчета выбросов вредных веществ.

### Объект исследования

В качестве объекта исследования выбран дизельный двигатель типа Д-245 (4Н 11/12,5) с исходной мощностью  $N_e = 83,8$  кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n = 2400$  мин<sup>-1</sup>. Этот двигатель с турбонаддувом (без охлаждения наддувочного воздуха) имеет степень сжатия

$\epsilon = 15$ , чугунную головку цилиндра и алюминиевый поршень с глубокой камерой сгорания типа ЦНИДИ (Центральный научно-исследовательский дизельный институт), рис. 4. Конфигурация распылителя и его расположение в камере сгорания показаны на рис. 5. Параметры распылителя форсунки приведены ниже. Расположение распыливающих отверстий форсунки этого двигателя представлено в табл. 2.

#### Параметры распылителя форсунки дизельного двигателя типа Д-245

|                                                                                          |       |
|------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Диаметр распыливающих отверстий $d_p$ , мм ...                                           | 0,34  |
| Число распыливающих отверстий $i_p$ .....                                                | 5     |
| Максимальный ход иглы $h_{\text{и max}}$ , мм .....                                      | 0,32  |
| Суммарная эффективная площадь распылителя<br>в сборе $\mu_p f_p$ , мм <sup>2</sup> ..... | 0,270 |

*Примечание.* Значения  $\mu_p f_p$  даны при максимальном подъеме иглы форсунки  $h_{\text{и max}} = 0,32$  мм; указаны значения  $h_{\text{и}}$  и  $\mu_p f_p$  средние для комплекта распылителей.

При расчетах в ПК «Дизель-РК» за топливную систему А принята штатная система впрыска ДТ (см. рис. 5). В связи с тем что рассматриваемый двигатель практически не имеет перекрытия клапанов, была принята схема питания его аммиаком с подачей газа во впускной

коллектор. Система подачи аммиака обозначена как система В (см. рис. 5). Давление аммиака в магистрали его подачи в клапанные каналы задавали на 0,1 МПа выше, чем давление наддува. При этом максимальный расход газа рассчитан исходя из геометрии проточной части клапана и перепада давлений в нем. Форма характеристики подачи аммиака от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) принята трапецевидной. Начало подачи газа принято равным 300 град. ПКВ до верхней мертвой точки (ВМТ), цикловые подачи нефтяного ДТ и аммиака представлены в табл. 3.

Таким образом, в работе принято, что впрыскивание запального дизельного топлива (ДТ) в камеру сгорания обеспечивалась штатной топливной системой, а подача аммиака в газовой фазе осуществлялась во впускную систему двигателя после турбокомпрессора. Цикловая порция дизельного топлива и аммиака для разных расчетных условий определены с учетом теплотворной способности ДТ и аммиака и представлены в табл. 3. Характеристики впрыска запальных порций ДТ представлены на рис. 6.

По рис. 6 необходимо отметить, что во всех рассматриваемых случаях начало подачи запальной дозы ДТ (угол опережения впрыскивания

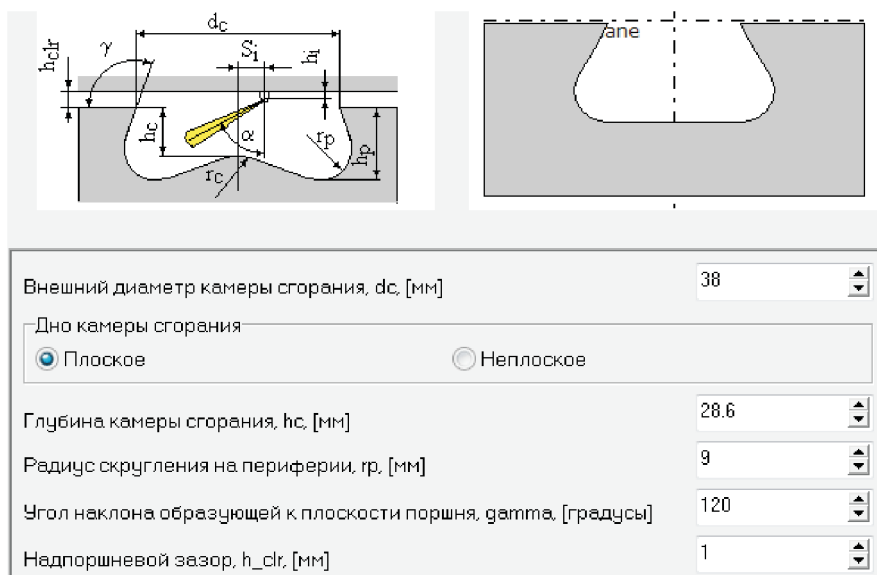


**Рис. 4.** Форма и размеры КС дизельного двигателя типа Д-245:

глубина КС  $h_c = 28,6$  мм; внешний диаметр КС  $d_c = 38$  мм; угол наклона образующей стенки КС к плоскости (днищу) поршня  $\gamma = 120^\circ$ ; радиус скругления на периферии  $r_p = 9$  мм; надпоршневой зазор  $h_{\text{clr}} = 1$  мм; смещение оси форсунки относительно оси цилиндра  $s_i = 10$  мм; угол наклона оси струи топлива относительно оси распылителя  $\alpha$  (см. табл. 2); угловое расположение струй топлива относительно штифта распылителя  $\beta$  (см. табл. 2)

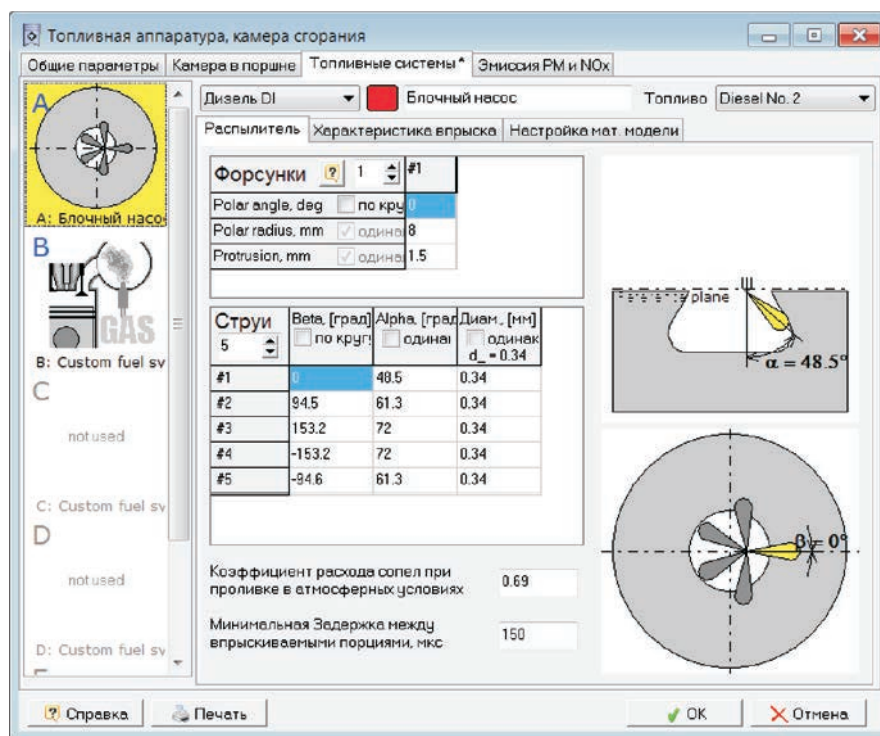


Рис. 5. Конфигурация распылителя и его расположение в камере сгорания

Таблица 2. Расположение распыляющих отверстий форсунки дизельного двигателя типа Д-245

| Номер отверстия | Угол наклона отверстия относительно оси распылителя $\alpha$ , град. | Угловое расположение отверстия относительно штифта $\beta$ , град. |
|-----------------|----------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------|
| 1               | 48,5                                                                 | 0                                                                  |
| 2               | 61,3                                                                 | 94,5                                                               |
| 3               | 72,0                                                                 | 153,2                                                              |
| 4               | 72,0                                                                 | -153,2                                                             |
| 5               | 61,3                                                                 | -94,6                                                              |

Таблица 3. Соотношения цикловых подач ДТ и аммиака (газ), рассчитанные для номинального режима работы двигателя

| Параметры                   | Номер режима (расчета)* |         |         |         |         |         |         |
|-----------------------------|-------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
|                             | 1                       | 2       | 3       | 4       | 5       | 6       | 7       |
| Доля аммиака (в абс. долях) | 0                       | 0,05    | 0,1     | 0,2     | 0,4     | 0,6     | 0,8     |
| Доля ДТ (в абс. долях)      | 1                       | 0,95    | 0,9     | 0,8     | 0,6     | 0,4     | 0,2     |
| $g_{\text{ДТ}}$ , г         | 0,06610                 | 0,06280 | 0,05950 | 0,05290 | 0,03970 | 0,02640 | 0,01322 |
| $g_{\text{газ}}$ , г        | 0                       | 0,00747 | 0,01494 | 0,02989 | 0,05977 | 0,08966 | 0,11954 |

Примечание. В расчетных исследованиях принято, что низшая теплотворная способность нефтяного ДТ  $H_u = 42,5$  МДж/кг, низшая теплотворная способность аммиака  $H_u = 18,8$  МДж/кг; во всех расчетах принято, что общая энергия подаваемого за цикл топлива (нефтяное ДТ + аммиак) равна 2,80925 кДж.

\* Под режимом понимаются номера расчетных исследований с различными подачами нефтяного ДТ и аммиака в КС (при этом исследован один и тот же номинальный режим работы двигателя с мощностью  $N_e = 83,8$  кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n = 2400$  мин<sup>-1</sup>).

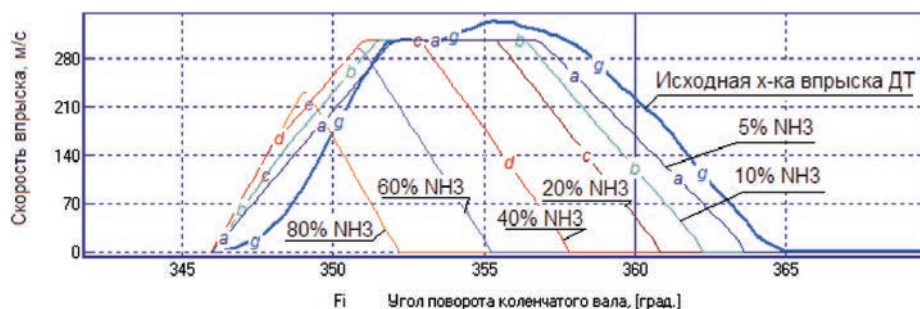


Рис. 6. Характеристики впрыска запальных порций нефтяного ДТ при разных энергетических долях добавленного аммиака

топлива  $\theta$ ) соответствует углу поворота коленчатого вала  $\varphi = 346$  град. ПКВ до ВМТ ( $\theta = 14$  град. ПКВ до ВМТ), а максимальная скорость впрыскивания ДТ составляет около 300 м/с.

#### Математические модели для расчета параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему

Схема подачи газа и настройки трехзонной модели сгорания в газодизельном двигателе представлена на рис. 7. Суть этой трехзонной модели сгорания поясняет рис. 8. Более подробное описание трехзонной модели сгорания в исследуемом газодизельном двигателе дано ниже и приведено в работе [10].

Используемая в расчетных исследованиях трехзонная модель сгорания предполагает разбивку объема цилиндра на три характерные зоны (рис. 8, а).

1. **Зона запальной струи:** объем, занимаемый развивающимися и горящими струями запального (дизельного) топлива. При расчете процессов тепломассообмена и испарения внутри струи запального топлива также используется многозонная модель дизельной струи [43–46] — рис. 8, б. Согласно представлениям, предложенным Н.Ф. Разлейцевым, в свободной струе выделяются зоны осевого ядра, переднего фронта и разреженной оболочки струи. В осевом ядре имеет место уплотненный поток газа и капель, летящих от распылителя к фронту струи. По пути часть капель отбрасывается на периферию струи и образует разреженную оболочку струи. Одновременно часть воздуха и капель из оболочки струи вовлекается опять в осевое ядро, увеличивая его температуру и интенсифицируя испарение капель. Достигнув переднего фронта

струи, капли тормозятся и частично отбрасываются в оболочку струи. Благодаря смешению относительно холодного ядра струи с относительно горячим окружающим струю газом капли во фронте и в оболочке струи интенсивно прогреваются и испаряются. Из уравнений сохранения импульса, энергии и состояния, записанных для каждой из этих трех зон, в каждой из них вычисляются в функции от времени: температура, средний диаметр капель, масса паров испарившегося топлива и масса жидких капель. Все это позволяет вычислить скорость тепловыделения в струе запального топлива как функцию от времени:  $d\chi/dt = f(t)$ .

2. **Основная зона:** остальной объем цилиндра (за вычетом зоны струй), в котором происходит сгорание гомогенной смеси воздуха, остаточных продуктов сгорания и топливного газа (ТГ).

3. **Зона активации:** зона, в которой оценивается разогрев рабочего тела до состояния готовности к воспламенению в основной зоне. Ниже приведено описание основных принципов расчета параметров каждой из указанных трех характерных зон камеры сгорания.

**Зона запальной струи** (см. рис. 8, а) имеет коническую форму и переменный объем, вычисляемый на каждом шаге расчета через геометрию развивающейся дизельной струи. Задержку воспламенения запального дизельного топлива можно оценить с использованием различных методик [47, 48]. В данном исследовании скорость сгорания ДТ в зоне струи рассчитывают в рамках РК-модели, реализованной в ПК «Дизель-РК». Период задержки самовоспламенения ДТ оценивают путем пошагового накопления интеграла Ливенгуда —  $\text{Vu} (LW)$  с определением мгновенной задержки само-

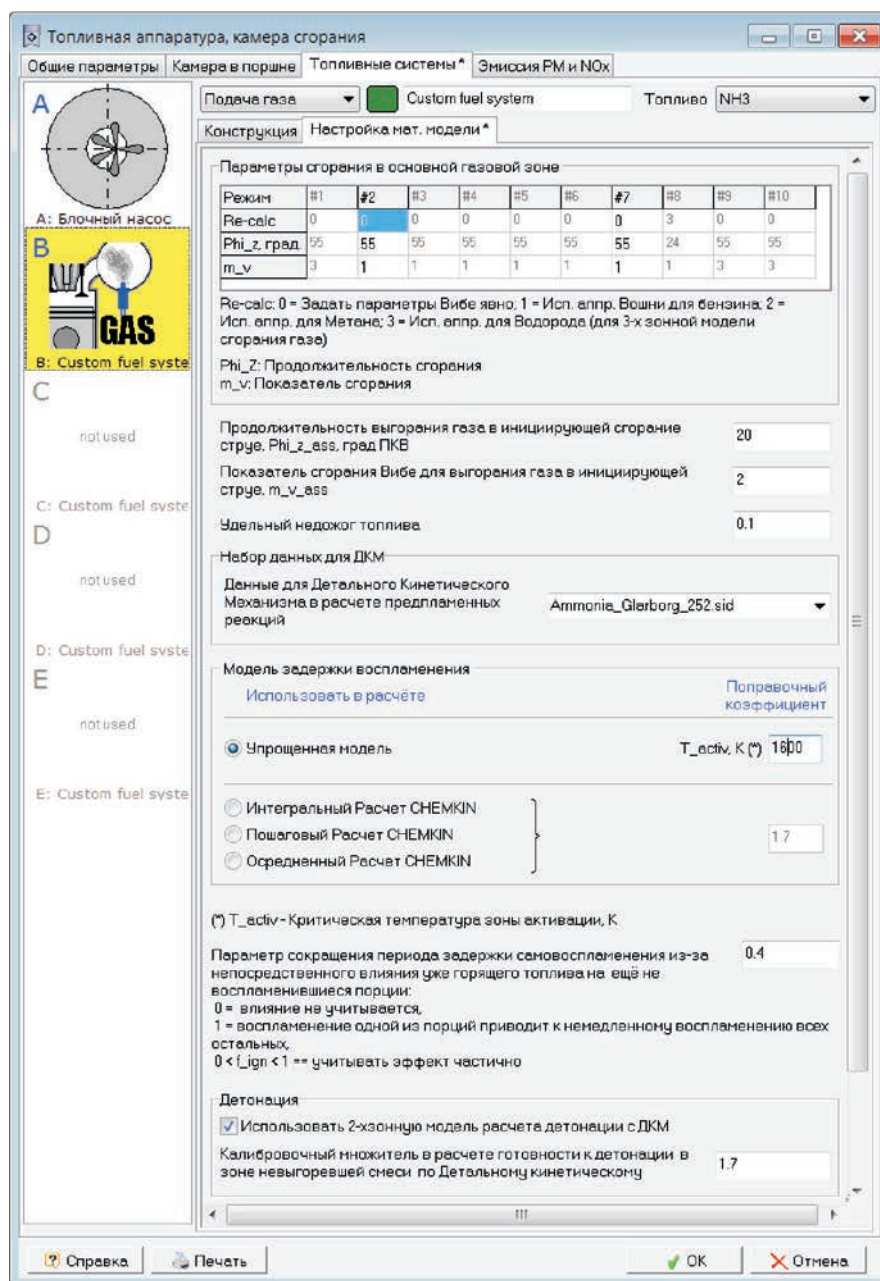


Рис. 7. Настройки трехзонной модели сгорания в исследуемом двигателе

воспламенения  $\tau_{iT}$  путем расчета детальной химической кинетики предпламенных реакций в ПК CHEMKIN:

$$LW = \int_0^{\tau_i} \frac{d\tau}{\tau_{iT}}. \quad (1)$$

здесь  $d\tau$  — расчетный шаг по времени, с;  $\tau_i$  — период задержки самовоспламенения, с;  $\tau_{iT}$  — теоретический период задержки самовоспламенения, с, зависящий от мгновенных значений

параметров газа в зоне активации:  $p$  — давление;  $T_{act}$  — температура;  $\alpha_{act}$  — коэффициент избытка воздуха;  $BGF_{act}$  ( $BGF$  — массовая доля продуктов сгорания — Burn Gas Fraction).

В последнем случае для ДТ используется допущение  $\alpha = 1$ , поскольку предполагается, что наиболее быстро реакции идут в стехиометрической области вокруг испаряющихся капель. Если же период задержки большой и до вспышки все капли в струе успевают полностью испариться, то после полного испарения запального топли-

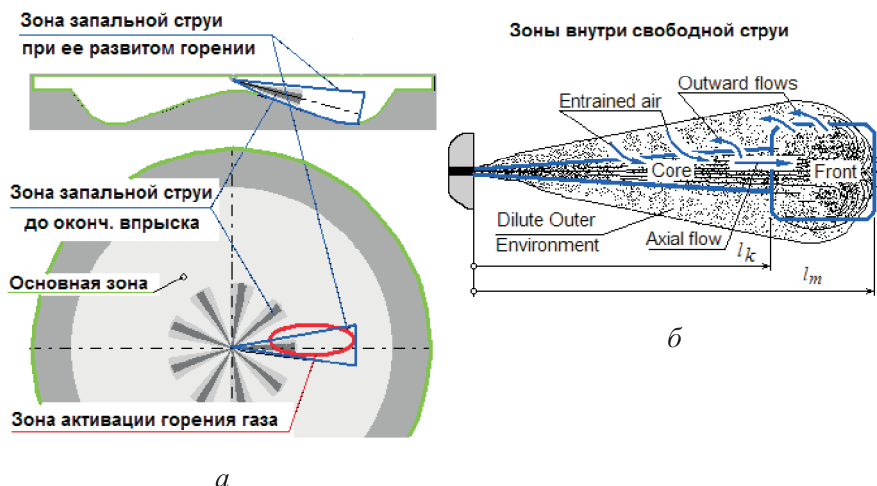


Рис. 8. Схема трехзонной модели сгорания в исследуемом газодизельном двигателе:

*a* — схема расположения струй топлива и зон сгорания; *б* — схема развития струи запального дизельного топлива; Entrained air — вовлеченный воздух; Outward flows — внешние потоки; Core — ядро струи; Front — фронт струи; Dilute Outer Environment — разреженная внешняя среда; Axial flow — осевой поток;  $l_k$  — длина ядра струи;  $l_m$  — расстояние от выходного сечения распыливающего отверстия до фронта струи

ва  $\alpha$  принимается равным его среднему значению по цилиндру. В качестве данных для расчета химической кинетики в ПК CHEMKIN используется кинетический механизм LLNL-MI-536391 (n-heptane mechanism ver. 3.1 2012-03-30) [49], который при традиционной организации рабочего процесса в дизеле дает близкий результат к формуле А.И. Толстова в виде

$$\tau_{ign} = 3,8 \cdot 10^{-6} \left(1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n\right) \left(\frac{T}{p}\right)^m \times \exp\left(\frac{E_a}{8,312T}\right) C_C C_T,$$

где  $T$  — температура, К;  $p$  — давление, МПа;  $n$  — частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>; показатель степени  $m$  определяют как  $m = 0,64 \dots 0,035$ , или приблизительно  $m = 0,5$ ;  $E_a = 22,3$  кДж/моль — условная энергия активации предпламенных реакций;  $C_C$  — коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания BGF (остаточных газов);  $C_T$  — коэффициент, учитывающий динамику температуры во время периода задержки (актуален для рабочих процессов типа HCCI и RCCI) [48].

Запальная струя ДТ обычно впрыскивается очень быстро и до интенсивного своего горе-

ния (когда доля выделившейся теплоты от сгорания ДТ станет равной примерно  $\chi \approx 0,5$ ) она успевает занять довольно большой объем. Для экстраполяции дальнобойности струи после окончания впрыска применяют упрощенную формулу Куо [50]. Пока горение не началось, объем струи (ее дальнобойность и угол раскрытия) рассчитывают по критериальным уравнениям Лышевского [51], учитывающим свойства топлива, давление впрыска, диаметр сопловых отверстий и параметры окружающей среды. После начала сгорания струя значительно расширяется, на этом этапе расчет ее размеров проводят с помощью уравнений Абрамовича для неизотермических затопленных струй [52].

Температуру в зоне горения запальной порции рассчитывается из системы уравнений баланса массы, энергии, концентрации и состояния записанных для открытой термодинамической системы в виде

$$\begin{aligned} U_2 - U_1 &= - \int_{V_1}^{V_2} p dV + \sum I_j^* + Q_x - Q_w; \\ G_2 - G_1 &= \sum \Delta G_j; \\ G_2 C_{i2} - G_1 C_{i1} &= \sum \Delta G_j C_{ij}; \\ pV &= GRT, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\int_{V_1}^{V_2} p dV$  — механическая работа, совершае-

мая рабочим телом;  $I_j^*$  — энтальпия рабочего тела, подведенная к системе в результате добавления массы  $\Delta G_j$  от  $j$ -го источника массы;  $Q_x$  — количество теплоты, подведенной к рабочему телу на расчетном шаге от постороннего источника (вследствие сгорания запального топлива и топливного газа в объеме струи);  $Q_w$  — количество теплоты, отведенной в стенки, если зона ее касается;  $p, T, G, V, U, R$  — давление, температура, масса, объем, внутренняя энергия и газовая постоянная рабочего тела;  $C_i$  — массовая доля  $i$ -го компонента в соответствующей массе рабочего тела.

Принимают, что рабочее тело состоит из четырех компонентов ( $i_{\max} = 4$ ): чистый воздух, стехиометрические продукты сгорания ДТ, топливный газ, стехиометрические продукты сгорания газа. Индексы 1 и 2 относятся соответственно к началу и концу расчетного шага. Предполагается, что топливный газ гомогенно распределен в заряде цилиндра и масса топливного газа, который выгорит в зоне струй, определяется долей объема струй в объеме всего цилиндра. Разрешающая система алгебраических уравнений, позволяющая решить систему уравнений (2), приведена в работе [46]. Анализ опубликованных экспериментальных данных показывает, что топливный газ в зоне струй выгорает достаточно быстро. Для расчета скорости тепловыделения метано-воздушной смеси можно использовать аппроксимацию Вибе с параметрами  $m_v = 3$  и  $\varphi_z = 8$  град. ПКВ. Аммиак горит значительно медленнее. На основе анализа опубликованных экспериментальных данных для расчета скорости тепловыделения смеси воздуха с аммиаком в зоне дизельной струи принято  $m_v = 2$  и  $\varphi_z = 20$  град. ПКВ, удельный недожог аммиака принят равным 0,1 (10 %).

**Основная зона** цилиндра (см. рис. 8, а) содержит гомогенную смесь воздуха, остаточных газов и топливного газа. Параметры в ней рассчитывают по той же системе уравнений баланса массы, энергии, концентрации и состояния — формулы (3), но записанной для основной зоны. Скорость тепловыделения в основной зоне рассчитывают с помощью аппроксимации Вибе для цикловой массы топливного газа (ТГ) за вычетом массы выгорающей в зоне запальной струи.

Для корректного выбора показателя сгорания Вибе  $m_{v,mz}$  и продолжительности выгорания  $\varphi_{z,mz}$  для смеси аммиака с воздухом были проанализированы результаты экспериментов разных авторов. К сожалению, опубликованные данные носят обрывочный характер, и их анализ не позволил сформулировать системные рекомендации для выбора параметров сгорания для аммиачно-воздушных смесей разного состава давления и температуры. Однако удалось установить, что для сгорания аммиака в двигателе требуется степень сжатия  $\varepsilon = 14 \dots 17$ , аммиак имеет большую длительность по сравнению с метаном и сопровождается недожогом до 15 % топливного газа [53]. Показатель сгорания Вибе для основной зоны зависит от интенсивности подвода энергии от системы поджига. В рассматриваемом случае, когда сгорание инициируется высокоэнергетической штатной топливной системой дизельного двигателя с большой долей цикловой подачи, показатель сгорания Вибе был принят постоянным  $m_{v,mz} = 1$ . Продолжительность сгорания  $\varphi_{z,mz}$ , град., в основной зоне сильно зависит от коэффициента избытка воздуха по газу  $\alpha_{gas}$  и температуры в момент начала подачи запального топлива  $T_n$ , К. Путем анализа экспериментальных данных разных авторов [1, 53, 54] принято  $\varphi_{z,mz} = 55$  град. ПКВ.

**Зона активации сгорания газа** (см. рис. 8, а) служит для оценки момента начала сгорания ТГ в основной зоне; принято, что она имеет постоянный объем порядка  $0,01 D_{cyl}^3$ , расположенный внутри зоны запальной струи. Коэффициент пропорциональности 0,01 служит для калибровки математической модели воспламенения ТГ в основной зоне. Если объем зоны запальной струи меньше, чем объем зоны активации, то недостающая часть объема активации отбирается из основной зоны. Температура и BGF (состав смеси) в зоне активации рассчитывают по уравнениям аддитивности, куда входят температуры, теплоемкости, объемы и плотности основной зоны и зоны запальной струи. Таким образом, чем больше зона активации, тем медленнее в ней нарастает температура, тем позже начинается сгорание в основной зоне. Момент воспламенения ТГ в основной зоне можно оценивать по достижению в зоне активации некой наперед заданной температуры  $T_{activ}$ , принятой равной 1100 К, либо путем накопления интеграла  $LW$  (см. уравнение (1)) по текущим параметрам зоны активации. Последний метод оценки

момента воспламенения более обоснован, поскольку учитывает не только температуру смеси, но и ее состав. Считается, что воспламенение наступает, когда интеграл  $LW$  станет равным единице. На каждом расчетном шаге  $\tau_{IT}$  определяется путем расчета детальной химической кинетики предпламенных реакций. Как только в зоне активации регистрируется выполнение условия воспламенения ТГ, так сразу начинается учет тепловыделения от сгорания газа в основной зоне.

В процессе выгорания ТГ основная зона теряет объем и массу рабочего тела: прореагировавшая смесь переносится из этой зоны в зону продуктов сгорания, которая вырастает из первоначальной зоны запальной струи. В процессе расчета сгорания учитывают эффект расширения зоны сгорания и «поджатия» основной зоны (несгоревшего заряда) путем итерационного уточнения приращения объема зон для достижения равенства давлений в этих зонах. Процесс разделения на зоны продолжается до тех пор, пока основная зона не станет меньше 1...2 % текущего объема цилиндра. Перечень кинетических механизмов, реализованных в ПК «Дизель-РК» для расчета предпламенных реакций для разных топлив, представлен в табл. 4.

**Расчет детонации** начинается с самого начала процесса сжатия, когда сгорание еще не началось даже в зоне запальной струи. По параметрам заряда в основной зоне:  $p$ ,  $T_{m.z}$ ,  $\alpha_{gas}$ ,  $BGF_{m.z}$  осуществляется расчет мгновенной задержки самовоспламенения  $\tau_{IT}$  и накопление интеграла  $LW$  (см. формулу (1)) с тем, чтобы оценить готовность смеси к самовоспламенению, по которой затем оценивается склонность к детонации.

Если значение интеграла  $LW$  достигло единицы, а смесь ТГ с воздухом в основной зоне еще не выгорела, значит, детонация имеет место. Такой подход к расчету детонации Shell knock model был предложен фирмой Ricardo еще в 1997 г. [60] применительно к бензиновым двигателям с искровым зажиганием.

В данной работе для дизеля с добавками аммиака теоретический период задержки самовоспламенения  $\tau_{IT}$  в основной зоне определяют на каждом расчетном шаге путем расчета детальной химической кинетики предпламенных реакций с помощью механизма Гларборга [59]. Пример результатов расчета тепловыделения и детонации в газодизеле Д-245 с долей аммиака 60 % от всей подведенной в цикле энергии представлен на рис. 9.

Полученная в расчете величина  $LW > 1$  в основной зоне (оранжевая кривая на рис. 9) представляется не соответствующей реальности. Действительно, трудно представить, что детонация развивается в зоне, где коэффициент избытка воздуха для аммиачно-воздушной среды приближается к значению, примерно равному  $\alpha = 3$ . Опубликованные результаты экспериментов не подтверждают возможность детонации при таких условиях. Все это указывает на то, что механизм окисления аммиака Гларборга [59] работает некорректно. Для проверки кинетического механизма были рассчитаны зависимости периода задержки самовоспламенения аммиака при давлении 9 МПа и разных значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в диапазоне от 1 до 10. Результаты расчета представлены на рис. 10 в зависимости от параметра  $1000/T$  (комплекс, обратный температуре  $T$ ).

**Таблица 4.** Кинетические механизмы для расчета предпламенных реакций в ПК «Дизель-РК»

| Топливо                                                                                                                               | Механизм                  | Ссылка на источник                            |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------|-----------------------------------------------|
| Дизельное топливо                                                                                                                     | LLNL-ver. 3.1             | [49]                                          |
| Биодизельное топливо                                                                                                                  | Rolf Reitz                | Данные получены от автора в частной переписке |
| Метанол                                                                                                                               | Aramco 3.0                | [55]                                          |
| Метан                                                                                                                                 | AramcoMech 3.0 (2018)     | [56]                                          |
| Метан                                                                                                                                 | GRI-Mech ver. 3.0 7/30/99 | [57]                                          |
| Водород                                                                                                                               | LLNL-ver. 1 ab            | [58]                                          |
| Аммиак                                                                                                                                | P. Glarborg*              | [59]                                          |
| * Механизм имеет дефекты в виде пропусков воспламенения при высоких температурах (исправлены) и нечувствительность к обеднению смеси. |                           |                                               |

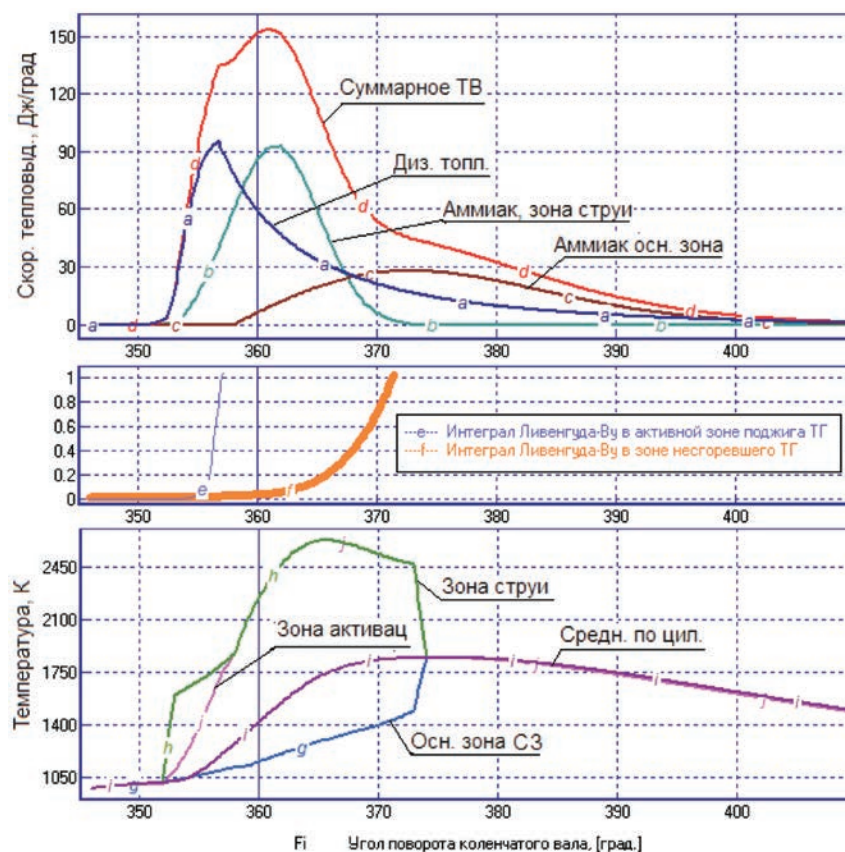


**Рис. 9.** Результаты расчета тепловыделения и детонации в дизельном двигателе типа Д-245 с долей подаваемого аммиака, равной 60 % всей подведенной в цикл энергии

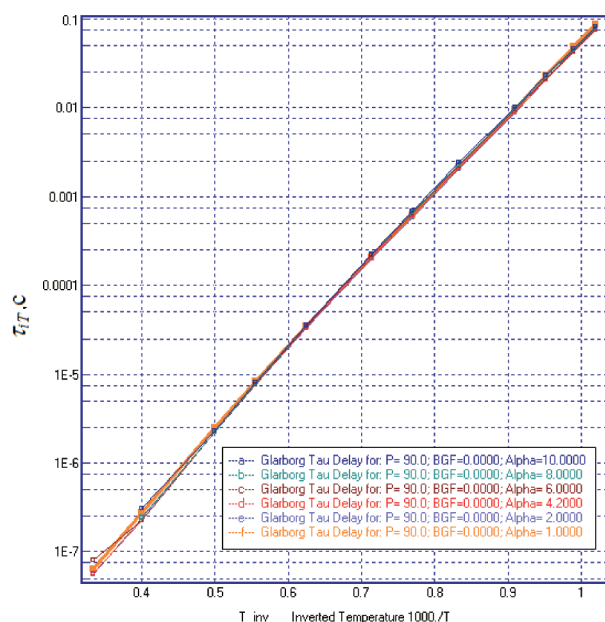


**Рис. 10.** Результаты расчета периода задержки самовоспламенения аммиака по кинетическому механизму Гларборга при давлении  $p = 90$  бар и значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1...10$

Анализ результатов расчета, представленных на рис. 10, показывает, что рассчитанный таким образом период задержки самовоспламенения аммиака не зависит от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , что не соответствует физическим представлениям о природе горения. Следовательно, механизм окисления аммиака Гларборга [59] работает некорректно и его нельзя использовать в расчетах исследуемого двигателя. Последующие расчеты проводили с оценкой момента воспламенения газозооной смеси основной зоны по достижению температуры 1800 К в зоне активации.

### Расчет параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему

Как отмечено выше, дизель типа Д-245 (4Ч 11/12,5) исследован на номинальном режиме (режим максимальной мощности) с мощностью  $N_e = 83,8$  кВт при  $2400$  мин $^{-1}$ . На этом режиме в чисто дизельном цикле удельный эффективный расход топлива составил  $227,1$  г/(кВт · ч),

а эффективный КПД двигателя  $\eta_e = 0,373$ . При этом давление наддува было равно  $p_k = 0,196$  МПа (абс.), температура наддувочного воздуха  $T = 372$  К ( $99^\circ\text{C}$ ), коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 2$ , максимальное давление сгорания  $p_z = 9,7$  МПа, степень сжатия  $\epsilon = 15$ , угол опережения впрыска топлива  $\theta = 14$  град. ПКВ до ВМТ. Кривые скорости тепловыделения в характерных зонах КС и соответствующие суммарные кривые скорости тепловыделения, а также температуры в характерных зонах КС, полученные в расчетах рабочего процесса исследуемого двигателя на режиме максимальной мощности с разными массовыми долями аммиака, представлены на рис. 11–14.

На рис. 16 представлены результаты расчета с настройками математической модели оценки начала сгорания ТГ в основной зоне по достижению температуры в зоне активации 1800 К. Видно, что такая температура не достигается в силу малой массы запальной дозы ДТ и плохих условий распыливания (среднее давление впрыска 11 МПа). Топливный газ сгорает только в зоне запальной струи, которая очень мала, и доля выгорающего ТГ составляет всего 4,5 % от массы всего аммиака в цилиндре. Такая ситуация вполне возможна, ведь коэффициент избытка воздуха аммиачно-воздушной смеси и период задержки самовоспламенения смеси могут быть достаточно большими, чтобы наблюдались про-

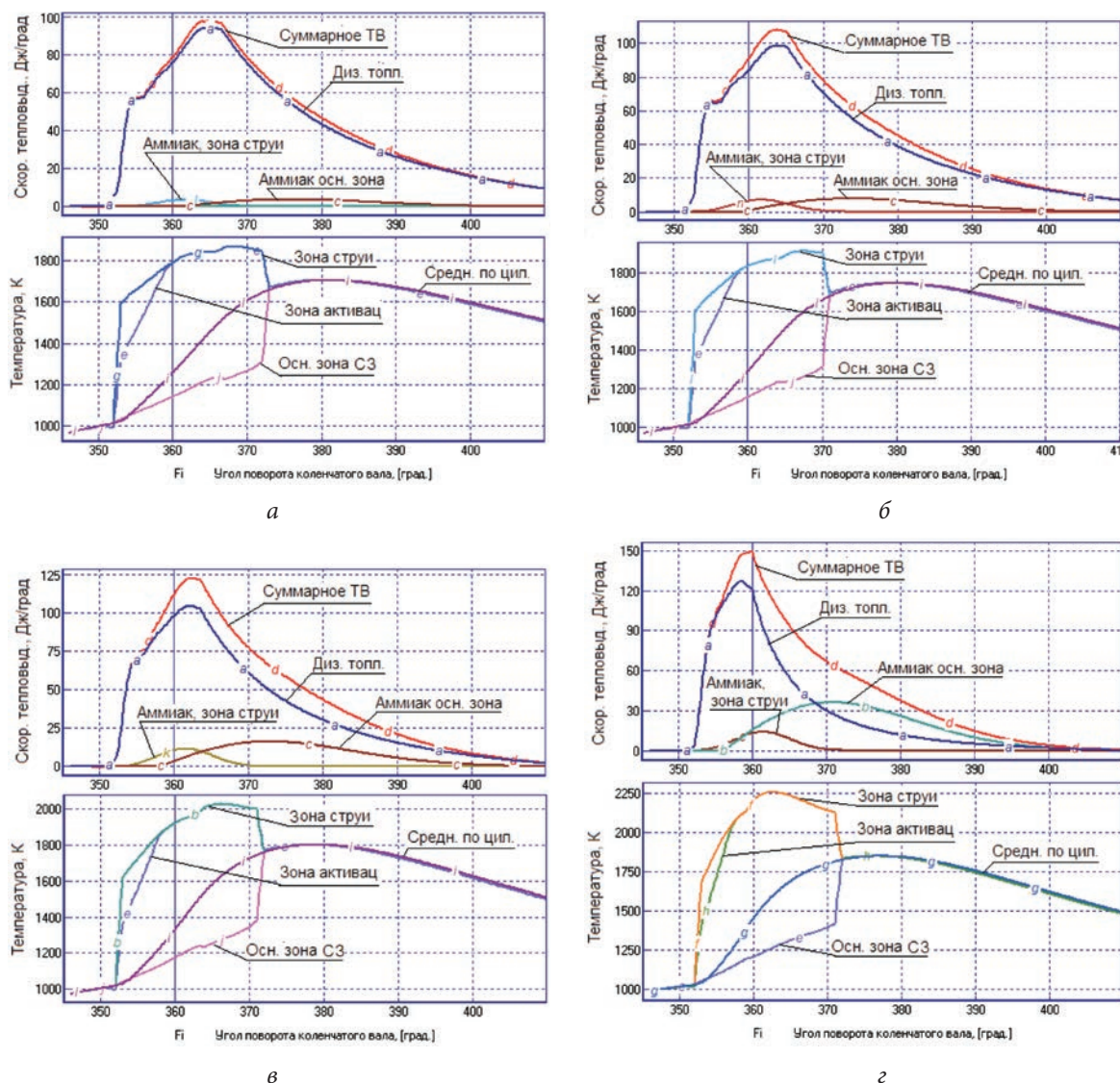


Рис. 11. Результаты расчета тепловыделения в газодизельном двигателе типа Д-245 с энергетической долей аммиака в общей подаче топлива:  
а — 5 %; б — 10 %, в — 20 %; г — 40 %

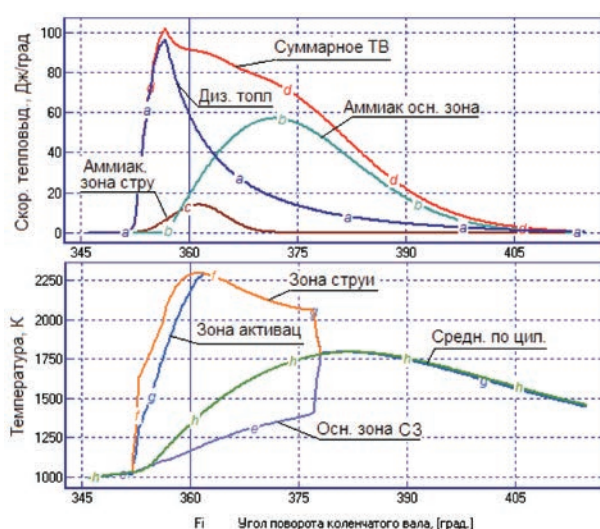


Рис. 12. Результаты расчета тепловыделения в газодизельном двигателе типа Д-245 с энергетической долей аммиака в общей подаче топлива, равной 60 %

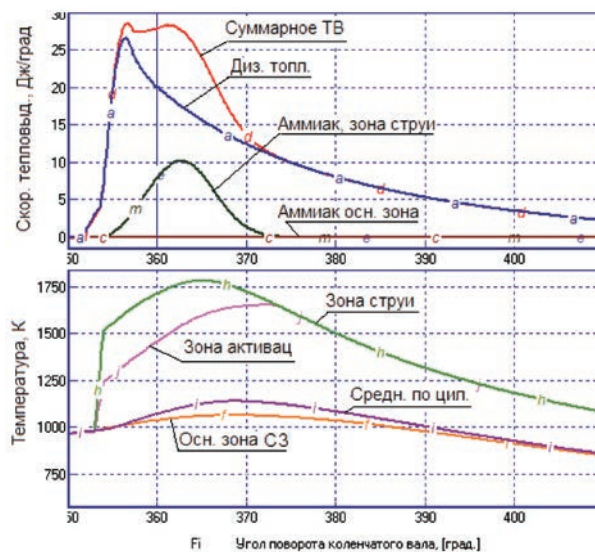


Рис. 13. Результаты расчета тепловыделения в газодизельном двигателе типа Д-245 с энергетической долей аммиака в общей подаче топлива, равной 80 % (пропуск вспышки)

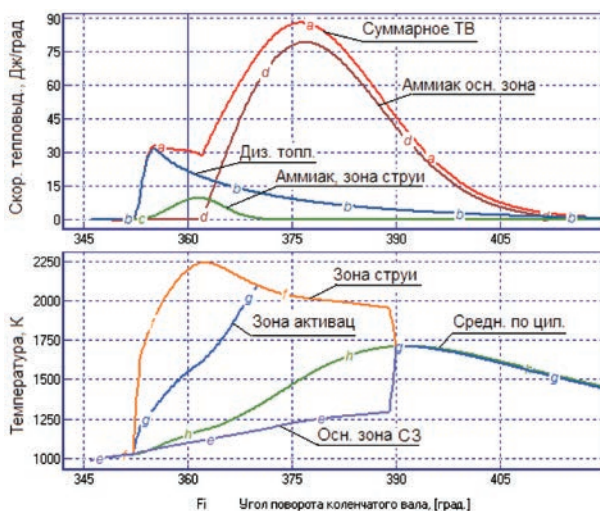


Рис. 14. Результаты расчета тепловыделения в газодизельном двигателе типа Д-245 с энергетической долей аммиака в общей подаче топлива, равной 80 %

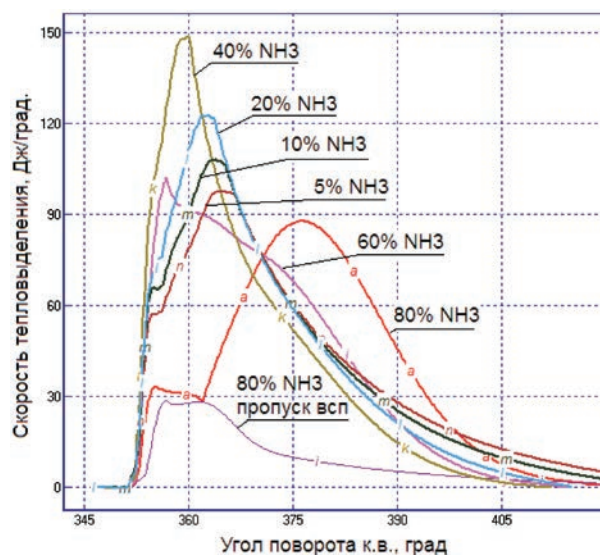


Рис. 15. Зависимость скорости тепловыделения от энергетической доли аммиака в общей подаче топлива газодизельного двигателя типа Д-245 на режиме максимальной мощности

пуски вспышек. Для того чтобы получить функцию тепловыделения и параметры рабочего процесса при содержании 80 % аммиака в заряде цилиндра, расчет на этом режиме выполняли с более мягкими настройками модели воспламенения: пороговая температура воспламенения в зоне активации была принята 1600 К. Результат расчета представлен на рис. 14.

Сравнительная оценка кривых суммарной скорости тепловыделения газодизельном двигателе типа Д-245 при изменении энергетической доли аммиака в диапазоне от 5 до 80 % показана на рис. 15. Сравнительные параметры рабочего процесса газодизельного двигателя типа Д-245 на режиме максимальной мощности с разными добавками аммиака представлены в табл. 5.

**Таблица 5. Сравнительная оценка параметров рабочего процесса газодизельного двигателя типа Д-245 на режиме максимальной мощности с различными энергетическими долями аммиака в общей подаче топлива**

| Параметры                                                                                                                                    | Номер режима (расчета) |       |       |       |       |       |       |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                                                                                                                              | 1                      | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     |
| Энергетическая доля аммиака, %                                                                                                               | 0                      | 5     | 10    | 20    | 40    | 60    | 80    |
| Общий коэффициент избытка воздуха $\alpha$                                                                                                   | 2,00                   | 1,98  | 1,97  | 1,95  | 1,92  | 1,90  | 1,87  |
| Коэффициент избытка воздуха по газу (без учета нефтяного ДТ) $\alpha_{gas}$                                                                  | –                      | 40,90 | 20,50 | 9,93  | 4,77  | 3,05  | 2,20  |
| Эффективная мощность двигателя $N_e$ , кВт                                                                                                   | 83,8                   | 85,0  | 85,9  | 86,2  | 83,9  | 80,2  | 74,6  |
| Максимальное давление сгорания $p_z$ , МПа                                                                                                   | 9,7                    | 9,8   | 10,0  | 10,4  | 10,9  | 9,7   | 7,6   |
| Максимальная скорость нарастания давления при сгорании $dp/d\phi$ , МПа/град.                                                                | 0,211                  | 0,265 | 0,290 | 0,319 | 0,396 | 0,301 | 0,165 |
| Момент (угол) достижения максимального давления сгорания, $\phi_{z_{NH_3+DT}}$ , град. ПКВ за ВМТ                                            | 8                      | 8     | 8     | 8     | 7     | 7     | 8     |
| Максимальная температура сгорания $T_{max}$ , К                                                                                              | 1650                   | 1705  | 1746  | 1801  | 1851  | 1794  | 1712  |
| Средний диаметр капель распыливаемого нефтяного ДТ $d_{32}$ , мкм                                                                            | 30,3                   | 30,2  | 29,9  | 30,4  | 31,7  | 34,8  | 41,0  |
| Доля ТГ, сгорающего в струе ДТ                                                                                                               | –                      | 0,255 | 0,251 | 0,207 | 0,126 | 0,082 | 0,044 |
| Эффективный КПД двигателя $\eta_e$                                                                                                           | 0,373                  | 0,380 | 0,384 | 0,385 | 0,375 | 0,359 | 0,333 |
| Суммарный удельный эффективный расход топлива $g_e$ , г/(кВт · ч)                                                                            | 227,1                  | 222,9 | 220,6 | 219,8 | 225,9 | 236,1 | 254,0 |
| Эмиссия диоксида углерода $e_{CO_2}$ , г/(кВт · ч)                                                                                           | 731,7                  | 685,2 | 642,4 | 568,5 | 439,4 | 308,4 | 160,8 |
| <i>Примечание.</i> Удельный эффективный расход топлива приведен к низшей теплоте сгорания нефтяного ДТ, принятой равной $H_U = 42,5$ МДж/кг. |                        |       |       |       |       |       |       |

Сравнительная оценка параметров рабочего процесса газодизельного двигателя типа Д-245 (4ЧН 11/12,5) на режиме максимальной мощности с различными энергетическими долями аммиака в общей подаче топлива представлены в табл. 5. Здесь  $\alpha_{gas}$  — коэффициент избытка воздуха, рассчитанный по топливному газу без учета запального ДТ. Параметр  $\alpha_{gas}$  актуален для основной зоны выгорания топливного газа, где ТГ равномерно распределен по объему; и по этому объему распространяется пламя после воспламенения в зоне активации. Рабочее тело объема основной зоны разогревается в результате поджата со стороны зоны запальной струи и за счет теплообмена с зоной запальной струи. В зону запальной струи по мере развития процесса горения включаются ранее выгоревшие части топливного газа основной зоны со своими продуктами сгорания.

Результаты расчета показывают, что при малых добавках аммиака ( $\leq 20$  %) и больших порциях ДТ струи топлива занимают значительную часть объема КС и до 25 % аммиака относительно быстро сгорает в зоне запальных струй (см. табл. 5). С увеличением доли аммиака в общей подаче топлива до 20 % эффективность рабочего процесса двигателя (его эффективный КПД) возрастает на 3,2 % по сравнению с дизельным циклом. При дальнейшем увеличении доли аммиака в общей подаче топлива до 80 % КПД двигателя падает примерно на 10 %. Таким образом, при максимальной доле аммиака в общей подаче топлива (80 %) КПД двигателя заметно снижается (режим 7, см. табл. 5). Поскольку воспламенение аммиака (ТГ) в основной зоне происходит позже, чем воспламенение запального ДТ, и горит аммиак медленно, эффективность цикла падает. В отличие от мета-

на и тем более водорода горение аммиака происходит как минимум с вдвое меньшей скоростью, поэтому диаграмма скорости тепловыделения растягивается во времени и КПД двигателя уменьшается. Анализ данных табл. 5 показывает, что оптимальной с точки зрения топливной экономичности добавкой аммиака является значение 20 %. При дальнейшем увеличении добавки аммиака происходит ухудшение процесса сгорания из-за низкой скорости горения газовой смеси и ухудшения смесеобразования в дизельных струях по причине слишком короткого впрыска малых цикловых подач ДТ. В этом случае для улучшения рабочего процесса требуется увеличить опережение впрыска запального ДТ.

В диапазоне изменения энергетической доли аммиака в общей подаче топлива от 0 до 80 % эмиссия диоксида углерода (углекислого газа) снижается с 731,7 до 160,8 г/(кВт · ч). Окончательный вывод о рациональной доле аммиака в общей цикловой подаче топлива должен быть сделан с учетом не только достижения наилучших показателей топливной экономичности двигателя, но и минимизации вредных выбросов с отработавшими газами и ограничений, накладываемых на показатели динамики процесса сгорания.

## Выводы

Анализ результатов проведенных аналитических и расчетных исследований позволяет сделать следующие выводы.

1. При выборе перспективных альтернативных моторных топлив для транспортных двигателей аммиак рассматривают как альтернативу водороду. Он не требует кардинального изменения конструкции двигателя, отличается приемлемыми условиями хранения и более мягким сгоранием в цилиндрах. Воспламенение аммиака в цилиндрах дизельного двигателя целесообразно организовать от запальной дозы нефтяного ДТ, т. е. в газодизельном цикле.

2. Объектом исследования являлся газодизельный двигатель типа Д-245 с турбонаддувом,

без охлаждения наддувочного воздуха со степенью сжатия 15 и КС типа ЦНИДИ. Принято, что запальное дизельное топливо впрыскивалось в КС штатной топливной системой, а аммиак в газовой фазе подавался во впускную систему двигателя после турбокомпрессора. Исследован номинальный режим работы двигателя с мощностью 83,8 кВт при 2400 мин<sup>-1</sup>. На этом режиме варьировалась подачи аммиака в диапазоне от нуля (дизельный цикл работы двигателя) до 80 % с учетом различий теплотворной способности этих топлив.

3. К настоящему времени не проведены всесторонние эксперименты по адаптации дизельного двигателя типа Д-245 к работе на аммиаке. В связи с этим при проведении расчетных исследований работы этого двигателя с добавками аммиака на впуске с использованием ПК «Дизель-РК» принятые настройки математических моделей сгорания и детонации выполнены на основе анализа опубликованных данных по другим двигателям.

4. Расчетные исследования показали, что с увеличением доли аммиака в общей подаче топлива до 20 % эффективный КПД двигателя возрастает на 3,2 % по сравнению с дизельным циклом. При дальнейшем увеличении доли аммиака в общей подаче топлива до 80 % этот КПД падает примерно на 10 %. Таким образом, при значительной доле аммиака в общей подаче топлива эффективность сгорания аммиака заметно снижается.

5. В диапазоне изменения энергетической доли аммиака в общей подаче топлива от 0 до 80 % выброс углекислого газа снижается с 731,7 до 160,8 г/(кВт · ч). Окончательный вывод о рациональной доле аммиака в общей подаче топлива должен быть сделан с учетом не только достижения наивысшего значения эффективного КПД двигателя, но и с учетом минимизации вредных выбросов с отработавшими газами и ограничений, накладываемых на показатели динамики процесса сгорания.

## Литература

- [1] Dimitriou P., Javaid R. A Review of Ammonia as a Compression Ignition Engine Fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, vol. 45, no. 11, pp. 7098–7118. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.12.209>
- [2] Абакумов А.М. На пути к низкоуглеродной мобильности. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 47–60.
- [3] Василенко Д.В., Сараханова Н.С., Зинин В.Л. Декарбонизация транспортного сектора в странах северного измерения. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 5, с. 25–43.

- [4] Василенко Д.В., Сараханова Н.С., Зинин В.Л. Декарбонизация транспортного сектора в странах северного измерения. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 6, с. 31–47.
- [5] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] *The Future of Hydrogen: Seizing Today's Opportunities*. Report prepared by the IEA (International Energy Agency) for the G20, Japan, IEA, 2019, 203 p.
- [7] Митрова Т., Мельников Ю., Чугунов Д. Водородная экономика — путь к низкоуглеродному развитию. Москва, Центр энергетике Московской школы управления СКОЛКОВО, 2021, 63 с. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15540.91524>
- [8] Александров А.А., Архаров И.А., Багров В.В. и др. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012, 791 с.
- [9] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F., Mounaïm-Rousselle C. Combustion Characteristics of Ammonia in a Modern Spark-Ignition Engine. *Conference on Sustainable Mobility*, Catane, Italy, 2019, pp. 1–13. <https://doi.org/10.4271/2019-24-0237>
- [10] Кулешов А.С., Гордин В.М., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Карпец Ф.С. Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя. *Двигателестроение*, 2022, № 3, с. 70–96. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>
- [11] Ковалев Л.Г., Захаров С.В. Возможности использования аммиака — носителя водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Вестник КрасГАУ*, 2007, № 4, с. 158–163.
- [12] Захаров С.В. Получение водородсодержащего газа из аммиака и использование его в качестве топлива для ДВС. *Омский научный вестник*, 2007, № 2, с. 158–161.
- [13] Абызов И.Т. Модель риформинга аммиака для генерации водорода в целях использования в качестве присадки к основному виду топлива в ДВС. *Грузовик*, 2022, № 7, с. 18–21.
- [14] Lim D.K., Plymill A.B., Paik H., Qian X., Zecevic S., Chisholm C.R.I., Haile S.M. Solid Acid Electrochemical Cell for the Production of Hydrogen from Ammonia. *Joule*, 2020, vol. 4, no. 11, pp. 2338–2347. <https://doi.org/10.1016/j.joule.2020.10.006>
- [15] Cornelius W., Huellmantel L.W., Mitchell H.R. Ammonia as an Engine Fuel. *SAE Technical Paper Series*, 1965, no. 650052. <https://doi.org/10.4271/650052>
- [16] Gray J.T.J., Dimitroff E., Meckel N.T., Quillian R.D.J. Ammonia Fuel-Engine Compatibility and Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1966, no. 660156. <https://doi.org/10.4271/660156>
- [17] Pearsall T.J., Garabedian C.G. Combustion of Anhydrous Ammonia in Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1967, no. 670947. <https://doi.org/10.4271/670947>
- [18] Sawyer R.F., Starkman E.S., Muzio L., Schmidt W.L. Oxides of Nitrogen in the Combustion Products of an Ammonia Fueled Reciprocating Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1968, no. 680401. <https://doi.org/10.4271/680401>
- [19] Зайдман В.Л., Карпусенко В.В. Перспективы использования водорода и аммиака в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Физические методы исследования биологических объектов: межвузовский сб.* Москва, МФТИ, 1981, с. 36–41.
- [20] Зайдман В.Л., Карпусенко В.В., Лесняк С.А. Расчетные зависимости характеристик горения аммиака и водорода в ДВС. *Двигателестроение*, 1982, № 7, с. 15–17.
- [21] Квашин В.П., Запечалов П.П., Ковалев Л.Г. Снижение токсичности отработавших газов при добавке в топливно-воздушную смесь аммиака. *Двигателестроение*, 1987, № 6, с. 48–51.
- [22] Квашин В.П., Запечалов П.П., Шараев Н.М. Использование аммиачно-топливной смеси в двигателе 8Ч 9,2/8. *Двигателестроение*, 1988, № 3, с. 33–34.
- [23] Valera-Medina A., Xiao H., Owen-Jones M., David W.I.F., Bowen P.J. Ammonia for Power. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, vol. 69, pp. 63–102. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.07.001>
- [24] Климентьев А.Ю., Климентьев А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 3, с. 17–28.
- [25] Климентьев А.Ю., Климентьев А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики. Продолжение. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 4, с. 32–44.
- [26] Нейжмак М.Р., Епихин А.И., Модина М.А. Использование аммиака в качестве топлива для судов с целью снижения выбросов диоксида углерода в атмосферу. *Эксплуатация морского транспорта*, 2021, № 4, с. 131–137. <https://doi.org/10.34046/aumsuomtl01/19>
- [27] *Анализ рынка аммиака в России в 2017–2021 гг., прогноз на 2023–2037 гг. Перспективы рынка в условиях санкций*. URL: <https://marketing.rbc.ru/articles/13588/> (дата обращения 19.08.2023).

- [28] Ezzat M.F., Dincer I. Development and Assessment of a New Hybrid Vehicle with Ammonia and Hydrogen. *Applied Energy*, 2018, vol. 219, pp. 226–239. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.012>
- [29] Gross C.W., Kong S.C. Performance Characteristics of a Compression-Ignition Engine Using Direct-Injection Ammonia-DME Mixtures. *Fuel*, 2013, vol. 103, pp. 1069–1079. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.08.026>
- [30] Lee J.H., Park J.H., Kwon O.C. Properties of Laminar Premixed Hydrogen-added Ammonia/Air Flames. *5th Annual Ammonia Fuel Conference*, 2008, Minneapolis, MN, USA, 33 p. URL: [https://www.ammoniaenergy.org/wp-content/uploads/2021/01/kwon\\_2008.pdf](https://www.ammoniaenergy.org/wp-content/uploads/2021/01/kwon_2008.pdf) (дата обращения 19.08.2023).
- [31] Sivasubramanian R., Sajin J.B., Pillai G.O. Effect of Ammonia to Reduce Emission from Biodiesel Fuelled Diesel Engine. *International Journal of Ambient Energy*, 2022, vol. 43, art. 661. <https://doi.org/10.1080/01430750.2019.1663367>
- [32] Niki Y., Nitta Y., Sekiguchi H., Hirata K. Diesel Fuel Multiple Injection Effects on Emission Characteristics of Diesel Engine Mixed Ammonia Gas Into Intake Air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 146, no. 6, pp. 1–9. <https://doi.org/10.1115/1.4042507>
- [33] Li T., Zhou X., Wang N., Wang X., Chen R., Li S., Yi P. A Comparison between Low- and High-Pressure Injection Dual-Fuel Modes of Diesel-Pilot-Ignition Ammonia Combustion Engines. *Journal of the Energy Institute*, 2022, vol. 102, pp. 362–373.
- [34] Yousefi A., Guo H., Dev S., Lafrance S., Liko B. A Study on Split Diesel Injection on Thermal Efficiency and Emissions of an Ammonia/Diesel Dual-Fuel Engine. *Fuel*, 2022, vol. 316, art. 123412, pp. 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123412>
- [35] Frost J., Tall F., Sheriff A.M., Schönborn A., Hellier P. An Experimental and Modelling Study of Dual Fuel Aqueous Ammonia and Diesel Combustion in a Single Cylinder Compression Ignition Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 35495–35510. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.08.089>
- [36] Reiter A.J., Kong S.-C. Combustion and Emissions Characteristics of Compression-Ignition Engine Using Dual Ammonia-Diesel Fuel. *Fuel*, 2011, vol. 90, pp. 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.055>
- [37] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical Kinetic Modeling of Ammonia Oxidation with Improved Reaction Mechanism for Ammonia/Air and Ammonia/Hydrogen/Air Combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [38] Feng Y., Zhu J., Mao Y., Raza M., Qian Y., Yu L., Lu X. Low-Temperature Auto-Ignition Characteristics of  $\text{NH}_3$ /Diesel Binary Fuel: Ignition Delay Time Measurement and Kinetic Analysis. *Fuel*, 2020, vol. 281, art. 118761. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118761>
- [39] Stagni A., Cavallotti C., Arunthanayothin S. et al. An Experimental, Theoretical and Kinetic-Modeling Study of the Gas-Phase Oxidation of Ammonia. *Reaction Chemistry and Engineering*, 2020, vol. 5, pp. 696–711. <https://doi.org/10.1039/C9RE00429G>
- [40] Абызов О.В., Галышев Ю.В., Иванов А.К., Метелев А.А. Моделирование индикаторного процесса автомобильного газового двигателя при его работе на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 64–69. <https://doi.org/10.18698/жес.2023.1.64-69>
- [41] Гончар Б.М., Красовский О.Г., Матвеев В.В. О численном моделировании рабочего процесса дизелей, газодизелей и газовых двигателей. *Двигателестроение*, 1993, № 1–2, с. 38–41.
- [42] Wang Y., Znou X., Liu L. Theoretical Investigation of the Combustion Performance of Ammonia/Hydrogen Mixtures on a Marine Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 14805–14812. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.233>
- [43] Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Разлейцев Н.Ф. и др. *Процессы в перспективных дизелях*. Харьков, Основа, 1992, 352 с.
- [44] Kuleshov A., Mahkamov Kh., Kozlov A., Fadeev Yu. Simulation of Dual-Fuel Diesel Combustion with Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model. *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2014-5700*, October 19–22, 2014, Columbus, IN, USA, 14 p. <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5700>
- [45] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO<sub>x</sub> Formation Model. *SAE Technical Paper Series*, 2016, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [46] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 235 с.

- [47] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [48] Livengood J.C., Wu P.C. Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines. *5th International Symposium on Combustion*. Pittsburgh (Pennsylvania), 1955, pp. 347–356. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(55\)80047-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(55)80047-1)
- [49] Mehl M., Pitz W.J., Westbrook C.K., Curran H.J. Kinetic Modeling of Gasoline Surrogate Components and Mixtures under Engine Conditions. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2011, vol. 33, no. 1, pp. 193–200. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2010.05.027>
- [50] Kuo T.W., Bracco F.V. On the Scaling of Transient Laminar, Turbulent and Spray Jets. *SAE Technical Paper Series*, 1982, no. 820038, pp. 1–19. <https://doi.org/10.4271/820038>
- [51] Лышевский А.С. *Распыливание топлива в судовых дизелях*. Ленинград, Судостроение, 1971, 248 с.
- [52] Абрамович Г.Н. *Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 1*. Москва, Наука, 1991, 600 с.
- [53] Scharl V., Sattelmayer T. Ignition and Combustion Characteristics of Diesel Piloted Ammonia Injections. *Fuel Communications*, 2022, vol. 11, art. 100068. <https://doi.org/10.1016/j.jfueco.2022.100068>
- [54] Mounaïm-Rousselle C., Mercier A., Brequigny P., Dumand C., Bouriot J., Houillé S. Performance of Ammonia Fuel in a Spark Assisted Compression Ignition Engine. *International Journal of Engine Research*, 2021, vol. 23, no. 5, pp. 1–13. <https://doi.org/10.1177/14680874211038726>
- [55] Burke U., Metcalfe W.K., Burke S.M., Heufer K.A., Dagaut P., Curran H.J. A Detailed Chemical Kinetic Modeling, Ignition Delay Time and Jet-Stirred Reactor Study of Methanol Oxidation. *Combustion and Flame*, 2016, vol. 165, pp. 125–136. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2015.11.004>
- [56] Zhang P., Zcély I.G., Papp M., Nagy T. Comparison of Methane Combustion Mechanisms Using Laminar Burning Velocity Measurements. *Combustion and Flame*, 2022, vol. 238, art. 111867. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.111867>
- [57] *What's New in Gri-Mech 3.0*. URL: <http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/version30/text30.html> (accessed August 18, 2023).
- [58] Connaire M.O., Curran H.J., Simmie J.M., Pitz W.J., Westbrook C.K. A Comprehensive Modeling Study of Hydrogen Oxidation. *International Journal of Chemical Kinetics*, 2004, vol. 36, no. 11, pp. 603–622. <https://doi.org/10.1002/kin.20036>
- [59] Glarborg P., Miller J.A., Ruscic B., Klippenstein S.J. Modeling Nitrogen Chemistry in Combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, vol. 67, pp. 31–68. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.01.002>
- [60] Ho S.Y., Kuo T.-W. A Hydrocarbon Autoignition Model for Knocking Combustion in SI Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1997, no. 971672, pp. 1–20. <https://doi.org/10.4271/971672>

## References

- [1] Dimitriou P., Javaid R. A Review of Ammonia as a Compression Ignition Engine Fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, vol. 45, no. 11, pp. 7098–7118. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.12.209>
- [2] Abakumov A.M. Towards Low-Carbon Mobility. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 6, pp. 47–60. (In Russ.).
- [3] Vasilenko D.V., Sarakhanova N.S., Zinin V.L. Decarbonization of Transport Sector in Northern Dimension Countries. *Alternative Fuel Transport*, 2020, no. 5, pp. 25–43. (In Russ.).
- [4] Vasilenko D.V., Sarakhanova N.S., Zinin V.L. Decarbonization of Transport Sector in Northern Dimension Countries. *Alternative Fuel Transport*, 2020, no. 6, pp. 31–47. (In Russ.).
- [5] Gayvoronskiy A.I., Gordin V.M., Markov V.A. Problems and Prospects of Using Carbon-Free and Low-Carbon Motor Fuels in Various Scenarios of Transition to Carbon-Neutral Energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [6] *The Future of Hydrogen: Seizing Today's Opportunities*. Report prepared by the IEA (International Energy Agency) for the G20, Japan, IEA, 2019, 203 p.
- [7] Mitrova T., Mel'nikov Yu., Chugunov D. *Vodorodnaya ekonomika — put' k nizkouglerodnomu razvitiyu* [Hydrogen Economy — the Path to Low-Carbon Development]. Moscow, Tsentr energetiki Moskovskoy shkoly upravleniya SKOLKOVO Publ., 2021, 63 p. (In Russ.). <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15540.91524>
- [8] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Bagrov V.V. et al. *Al'ternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative Fuels for Internal Combustion Engines]. Moscow, "Inzhener" Publ., "Oniko-M" Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).

- [9] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F., Mounaïm-Rousselle C. Combustion Characteristics of Ammonia in a Modern Spark-Ignition Engine. *Conference on Sustainable Mobility*, Catane, Italy, 2019, pp. 1–13. <https://doi.org/10.4271/2019-24-0237>
- [10] Kuleshov A.S., Gordin V.M., Markov V.A., Barchenko F.B., Karpets F.S. Computational Study of the Working Process of a Dual-Fuel Hydrogen Engine. *Engines Construction*, 2022, no. 3, pp. 70–96. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>
- [11] Kovalev L.G., Zakharov S.V. Possibilities of Using Ammonia as a Carrier of Hydrogen as a Fuel for Internal Combustion Engines. *Vestnik KrasGAU*, 2007, no. 4, pp. 158–163. (In Russ.).
- [12] Zakharov S.V. Producing Hydrogenous Gas from Ammonia and Using it as Fuel for the Internal Combustion Engine. *Omsk Scientific Bulletin*, 2007, no. 2, pp. 158–161. (In Russ.).
- [13] Abyzov I.T. Model for Generating Hydrogen for Use as an Additive to the Main Type of Fuel in Internal Combustion Engines. *Gruzovik*, 2022, no. 7, pp. 18–21. (In Russ.).
- [14] Lim D.K., Plymill A.B., Paik H., Qian X., Zecevic S., Chisholm C.R.I., Haile S.M. Solid Acid Electrochemical Cell for the Production of Hydrogen from Ammonia. *Joule*, 2020, vol. 4, no. 11, pp. 2338–2347. <https://doi.org/10.1016/j.joule.2020.10.006>
- [15] Cornelius W., Huellmantel L.W., Mitchell H.R. Ammonia as an Engine Fuel. *SAE Technical Paper Series*, 1965, no. 650052. <https://doi.org/10.4271/650052>
- [16] Gray J.T.J., Dimitroff E., Meckel N.T., Quillian R.D.J. Ammonia Fuel-Engine Compatibility and Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1966, no. 660156. <https://doi.org/10.4271/660156>
- [17] Pearsall T.J., Garabedian C.G. Combustion of Anhydrous Ammonia in Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1967, no. 670947. <https://doi.org/10.4271/670947>
- [18] Sawyer R.F., Starkman E.S., Muzio L., Schmidt W.L. Oxides of Nitrogen in the Combustion Products of an Ammonia Fueled Reciprocating Engine. *SAE Technical Paper Series*, 1968, no. 680401. <https://doi.org/10.4271/680401>
- [19] Zaydman V.L., Karpusenko V.V. Prospects for the Use of Hydrogen and Ammonia as a Fuel for Internal Combustion Engines. *Fizicheskie metody issledovaniya biologicheskikh ob'ektov: mezhvuzovskiy sb.* [Physical Methods for the Study of Biological Objects: Interuniversity Collection]. Moscow, MFTI Publ., 1981, pp. 36–41. (In Russ.).
- [20] Zaydman V.L., Karpusenko V.V., Lesnyak S.A. Calculated Dependences of Characteristics of Combustion of Ammonia and Hydrogen in Internal Combustion Engines. *Engines Construction*, 1982, no. 7, pp. 15–17. (In Russ.).
- [21] Kvashin V.P., Zapevalov P.P., Kovalev L.G. Reducing the Toxicity of Exhaust Gases when Ammonia is Added to the Fuel-Air Mixture. *Engines Construction*, 1987, no. 6, pp. 48–51. (In Russ.).
- [22] Kvashin V.P., Zapevalov P.P., Sharaev N.M. The Use of Ammonia-Fuel Mixture in the Engine 8Ch 9.2/8. *Engines Construction*, 1988, no. 3, pp. 33–34. (In Russ.).
- [23] Valera-Medina A., Xiao H., Owen-Jones M., David W.I.F., Bowen P.J. Ammonia for Power. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, vol. 69, pp. 63–102. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.07.001>
- [24] Kliment'ev A.Yu., Kliment'ev A.A. Ammonia as a Promising Motor Fuel for a Carbon-Free Economy. *Alternative Fuel Transport*, 2017, no. 3, pp. 17–28. (In Russ.).
- [25] Kliment'ev A.Yu., Kliment'ev A.A. Prodolzhenie Ammonia as a Promising Motor Fuel for a Carbon-Free Economy. *Alternative Fuel Transport*, 2017, no. 4, pp. 32–44. (In Russ.).
- [26] Neyzhmak M.R., Epikhin A.I., Modina M.A. The Use of Ammonia as Fuel for Ships in Order to Reduce Carbon Dioxide Emissions into the Atmosphere. *Ekspluatatsiya morskogo transporta*, 2021, no. 4, pp. 131–137. (In Russ.). <https://doi.org/10.34046/aumsuomtl01/19>
- [27] *Analiz rynka ammiaka v Rossii v 2017–2021 gg., prognoz na 2023–2037 gg. Perspektivy rynka v usloviyakh sanktsiy* [Analysis of the Ammonia Market in Russia in 2017–2021, Forecast for 2023–2037 Market Prospects under Sanctions]. Available at: [https://businessstat.ru/images/demo/ammonia\\_russia\\_demo\\_businessstat.pdf](https://businessstat.ru/images/demo/ammonia_russia_demo_businessstat.pdf) (accessed August 19, 2023).
- [28] Ezzat M.F., Dincer I. Development and Assessment of a New Hybrid Vehicle with Ammonia and Hydrogen. *Applied Energy*, 2018, vol. 219, pp. 226–239. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.012>
- [29] Gross C.W., Kong S.C. Performance Characteristics of a Compression-Ignition Engine Using Direct-Injection Ammonia-DME Mixtures. *Fuel*, 2013, vol. 103, pp. 1069–1079. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.08.026>
- [30] Lee J.H., Park J.H., Kwon O.C. Properties of Laminar Premixed Hydrogen-added Ammonia/Air Flames. *5th Annual Ammonia Fuel Conference*, 2008, Minneapolis, MN, USA, 33 p. Available at: [https://www.ammoniaenergy.org/wp-content/uploads/2021/01/kwon\\_2008.pdf](https://www.ammoniaenergy.org/wp-content/uploads/2021/01/kwon_2008.pdf) (accessed August 19, 2023).

- [31] Sivasubramanian R., Sajin J.B., Pillai G.O. Effect of Ammonia to Reduce Emission from Biodiesel Fuelled Diesel Engine. *International Journal of Ambient Energy*, 2022, vol. 43, art. 661. <https://doi.org/10.1080/01430750.2019.1663367>
- [32] Niki Y., Nitta Y., Sekiguchi H., Hirata K. Diesel Fuel Multiple Injection Effects on Emission Characteristics of Diesel Engine Mixed Ammonia Gas Into Intake Air. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 146, no. 6, pp. 1–9. <https://doi.org/10.1115/1.4042507>
- [33] Li T., Zhou X., Wang N., Wang X., Chen R., Li S., Yi P. A Comparison between Low- and High-Pressure Injection Dual-Fuel Modes of Diesel-Pilot-Ignition Ammonia Combustion Engines. *Journal of the Energy Institute*, 2022, vol. 102, pp. 362–373.
- [34] Yousefi A., Guo H., Dev S., Lafrance S., Liko B. A Study on Split Diesel Injection on Thermal Efficiency and Emissions of an Ammonia/Diesel Dual-Fuel Engine. *Fuel*, 2022, vol. 316, art. 123412, pp. 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123412>
- [35] Frost J., Tall F., Sheriff A.M., Schönborn A., Hellier P. An Experimental and Modelling Study of Dual Fuel Aqueous Ammonia and Diesel Combustion in a Single Cylinder Compression Ignition Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 35495–35510. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.08.089>
- [36] Reiter A.J., Kong S.-C. Combustion and Emissions Characteristics of Compression-Ignition Engine Using Dual Ammonia-Diesel Fuel. *Fuel*, 2011, vol. 90, pp. 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.07.055>
- [37] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T., Iwasaki H., Yamada K. Chemical Kinetic Modeling of Ammonia Oxidation with Improved Reaction Mechanism for Ammonia/Air and Ammonia/Hydrogen/Air Combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [38] Feng Y., Zhu J., Mao Y., Raza M., Qian Y., Yu L., Lu X. Low-Temperature Auto-Ignition Characteristics of NH<sub>3</sub>/Diesel Binary Fuel: Ignition Delay Time Measurement and Kinetic Analysis. *Fuel*, 2020, vol. 281, art. 118761. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118761>
- [39] Stagni A., Cavallotti C., Arunthanayothin S. et al. An Experimental, Theoretical and Kinetic-Modeling Study of the Gas-Phase Oxidation of Ammonia. *Reaction Chemistry and Engineering*, 2020, vol. 5, pp. 696–711. <https://doi.org/10.1039/C9RE00429G>
- [40] Abyzov O.V., Galyshev Yu.V., Ivanov A.K., Metev A.A. Modeling of the Indicator Process of the Automobile Gas Engine During its Operation with Ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 64–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>
- [41] Gonchar B.M., Krasovskiy O.G., Matveev V.V. On Numerical Simulation of the Working Process of Diesel Engines, Gas Diesel Engines and Gas Engines. *Engines Construction*, 1993, no. 1–2, pp. 38–41. (In Russ.).
- [42] Wang Y., Znou X., Liu L. Theoretical Investigation of the Combustion Performance of Ammonia/Hydrogen Mixtures on a Marine Diesel Engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 14805–14812. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.233>
- [43] Shekhovtsov A.F., Abramchuk F.I., Razleytsev N.F. et al. *Protsessy v perspektivnykh dizelyakh* [Processes in Advanced Diesel Engines]. Kharkov, Osnova Publ., 1992, 352 p. (In Russ.).
- [44] Kuleshov A., Mahkamov Kh., Kozlov A., Fadeev Yu. Simulation of Dual-Fuel Diesel Combustion with Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model. *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2014-5700*, October 19–22, 2014, Columbus, IN, USA, 14 p. <https://doi.org/10.1115/ICEF2014-5700>
- [45] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO<sub>x</sub> Formation Model. *SAE Technical Paper Series*, 2016, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [46] Kuleshov A.S. *Razvitie metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS* [Development of Calculation Methods and Optimization of ICE Workflows]. Dr. Sci. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2011, 235 p. (In Russ.).
- [47] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Ther-modynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [48] Livengood J.C., Wu P.C. Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines. *5th International Symposium on Combustion*. Pittsburgh (Pennsylvania), 1955, pp. 347–356. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(55\)80047-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(55)80047-1)
- [49] Mehl M., Pitz W.J., Westbrook C.K., Curran H.J. Kinetic Modeling of Gasoline Surrogate Components and Mixtures under Engine Conditions. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2011, vol. 33, no. 1, pp. 193–200. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2010.05.027>

- [50] Kuo T.W., Bracco F.V. On the Scaling of Transient Laminar, Turbulent and Spray Jets. *SAE Technical Paper Series*, 1982, no. 820038, pp. 1–19. <https://doi.org/10.4271/820038>
- [51] Lyshevskiy A.S. *Raspylivanie topliva v sudovykh dizelyakh* [Atomization of Fuel in Marine Diesel Engines]. Leningrad, Sudostroenie, Publ. 1971, 248 p. (In Russ.).
- [52] Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika* [Applied Gas Dynamics]. Moscow, Nauka Publ., 1991, 600 p. (In Russ.).
- [53] Scharl V., Sattelmayer T. Ignition and Combustion Characteristics of Diesel Piloted Ammonia Injections. *Fuel Communications*, 2022, vol. 11, art. 100068. <https://doi.org/10.1016/j.jfueco.2022.100068>
- [54] Mounaim-Rousselle C., Mercier A., Brequigny P., Dumand C., Bouriot J., Houillé S. Performance of Ammonia Fuel in a Spark Assisted Compression Ignition Engine. *International Journal of Engine Research*, 2021, vol. 23, no. 5, pp. 1–13. <https://doi.org/10.1177/14680874211038726>
- [55] Burke U., Metcalfe W.K., Burke S.M., Heufer K.A., Dagaut P., Curran H.J. A Detailed Chemical Kinetic Modeling, Ignition Delay Time and Jet-Stirred Reactor Study of Methanol Oxidation. *Combustion and Flame*, 2016, vol. 165, pp. 125–136. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2015.11.004>
- [56] Zhang P., Zcély I.G., Papp M., Nagy T. Comparison of Methane Combustion Mechanisms Using Laminar Burning Velocity Measurements. *Combustion and Flame*, 2022, vol. 238, art. 111867. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.111867>
- [57] *What's New in Gri-Mech 3.0*. URL: <http://combustion.berkeley.edu/gri-mech/version30/text30.html> (accessed August 18, 2023).
- [58] Connaire M.O., Curran H.J., Simmie J.M., Pitz W.J., Westbrook C.K. A Comprehensive Modeling Study of Hydrogen Oxidation. *International Journal of Chemical Kinetics*, 2004, vol. 36, no. 11, pp. 603–622. <https://doi.org/10.1002/kin.20036>
- [59] Glarborg P., Miller J.A., Ruscic B., Klippenstein S.J. Modeling Nitrogen Chemistry in Combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, vol. 67, pp. 31–68. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.01.002>
- [60] Ho S.Y., Kuo T.-W. A Hydrocarbon Autoignition Model for Knocking Combustion in SI Engines. *SAE Technical Paper Series*, 1997, no. 971672, pp. 1–20. <https://doi.org/10.4271/971672>

**Материалы получены редакцией 23.08.2023**

**Сведения об авторах**

**Кулешов Андрей Сергеевич** — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: askuleshov@mail.ru

**Кулешов Алексей Андреевич** — инженер кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: alexxkuleshov@mail.ru

**Марков Владимир Анатольевич** — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

**Фурман Виктор Владимирович** — доктор технических наук, генеральный директор, ООО «ППП «Дизельавтоматика», Саратов, Российская Федерация. E-mail: dizavt@overta.ru.

**Плахов Сергей Валентинович** — кандидат технических наук, зам. генерального директора по проектным работам, главный программист, ООО «ППП Дизельавтоматика», Саратов, Российская Федерация. E-mail: plahov@dizavt.ru

**Information about the authors**

**Kuleshov Andrey Sergeevich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: askuleshov@mail.ru

**Kuleshov Aleksey Andreevich** — Engineer, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: alexxkuleshov@mail.ru

**Markov Vladimir Anatolyevich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

**Furman Viktor Vladimirovich** — Dr. Sci. (Eng.), General Director, LLC Manufacturing Enterprise Dieselvatomatika, Saratov, Russian Federation. E-mail: dizavt@overta.ru

**Plakhov Sergey Valentinovich** — Ph. D. (Eng.), Deputy General Director for Project Works, LLC Manufacturing Enterprise Dieselvatomatika, Saratov, Russian Federation. E-mail: plahov@dizavt.ru

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетные исследования параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему. *Двигателестроение*, 2023, № 3 (293), с. 71–93. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>

**Please cite this article in English as:**

Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational Studies of Parameters of Working Process of Diesel Engine with Ammonia Additives in the Intake System. *Engines Construction*, 2023, no. 3 (293), pp. 71–93. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>

УДК 621.436, 665.11

DOI: 10.18698/jec.2023.3.94-108

## Повышение эффективности работы дизельного двигателя путем замещения части моторного топлива этиловым спиртом

А.Ю. Балакин<sup>1</sup>, А.Д. Росляков<sup>1</sup>, О.Е. Валиуллина<sup>1</sup>, В.В. Анисимов<sup>1</sup>,  
П.Р. Вальехо Мальдонадо<sup>2</sup>, М.И. Шленов<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный университет путей сообщения

<sup>2</sup>Российский университет дружбы народов

<sup>3</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана

## Improving the Efficiency of the Diesel Engine by Replacing Part of the Motor Fuel with Ethyl Alcohol

A.Yu. Balakin<sup>1</sup>, A.D. Roslyakov<sup>1</sup>, O.E. Valiullina<sup>1</sup>, V.V. Anisimov<sup>1</sup>,  
P.R. Vallejo Maldonado<sup>2</sup>, M.I. Shlenov<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Samara State University of Transport

<sup>2</sup>Peoples' Friendship University of Russia

<sup>3</sup>Bauman Moscow State Technical University (BMSTU)

В ближайшей перспективе развития энергетики двигатели внутреннего сгорания останутся основными двигателями для транспортных энергетических установок. Достижение современных требований к экологическим показателям двигателей внутреннего сгорания возможно путем применения в них альтернативных моторных топлив. В качестве перспективного моторного топлива для дизельных двигателей транспортного назначения рассмотрен этиловый спирт. Возможны различные направления использования этилового спирта в качестве топлива для дизельных двигателей. Среди них непосредственное впрыскивание этилового спирта в камеру сгорания, его подача во впускную систему двигателя, использование смесей этого спирта с нефтяными и альтернативными топливами. Определенное влияние на показатели рабочего процесса дизельного двигателя оказывает технология получения спирта. Рассмотрены технология получения этилового спирта и его использования в качестве моторного топлива. Определены некоторые теплотехнические показатели технологии получения этилового спирта. Отмечена целесообразность уменьшения давления в процессе дистилляции спирта с атмосферного уровня до значения 26,7 кПа. Рассмотрена возможность работы дизеля типа ИДТ-69 на смесях этилового спирта с растительными маслами. Показана возможность значительного снижения дымности отработавших газов при использовании в качестве топлива смесей рапсового масла и этилового спирта.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, этиловый спирт, рапсовое масло, смешанное топливо, топливная экономичность, продукты сгорания

In the near future of the energy development, internal combustion engines would remain the main engines in the transport power plants. Satisfying modern requirements in the environment-friendly performance of the internal combustion engines becomes possible by introducing the alternative motor fuels. The paper considers ethyl alcohol as a promising motor fuel in diesel engines for the transport purposes. Various approaches are quite possible to using ethyl alcohol as fuel for the diesel engines. They include ethyl alcohol direct injection into the combustion chamber, its supply into the engine intake system, using mixtures of this alcohol with petroleum and alternative fuels. The alcohol production technology has a certain influence on the diesel engine performance. Ethyl alcohol production technology and its introduction as the motor fuel are considered. Certain thermal technical indicators of the ethyl alcohol production technology were determined. Reducing pressure is expedient during alcohol distillation from the atmospheric level to the 26.7 kPa value. Possibility was analyzed of the IDT-69 type diesel engine operation on the ethyl alcohol mixtures with the vegetable oils. A possibility to significantly reduce the exhaust gases opacity when using the mixtures of rapeseed oil and ethyl alcohol as fuel is demonstrated.

**Keywords:** internal combustion engine, diesel engine, petroleum diesel fuel, ethyl alcohol, rapeseed oil, mixed fuel, fuel efficiency, combustion products

## Введение

Современный этап развития промышленности, энергетики и транспорта России характеризуется увеличением потребления энергоносителей и ужесточающимися требованиями к экологическим показателям стационарных и мобильных энергоустановок. Этими факторами обусловлена разработка программ перехода к углеродно-нейтральной энергетике. В качестве основных направлений декарбонизации транспорта рассматривают переход к водородной энергетике и электрификацию транспортной отрасли [1].

Использование водорода в качестве энергоносителя для транспорта пока что очень затратно, к тому же до сих пор не удается решить проблемы его безопасного хранения и применения в мобильных энергоустановках [2]. В качестве альтернативы использования водорода в крупных городах России стали массово применять электробусы, началось производство легковых автомобилей с электроприводом. Вместе с тем необходимо отметить низкие темпы электрификации транспорта России. К началу 2023 г. число электромобилей в России достигло 20,7 тысяч единиц, что составляет лишь 0,05 % всего парка легковых автомобилей [3]. Такие невысокие темпы оснащения автомобилей электроприводом обусловлены высокой стоимостью таких транспортных средств, недостаточно развитой инфраструктурой электрозаправочных станций, длительностью заправки аккумуляторных батарей, ограниченным пробегом транспортного средства на одной зарядке, сложностями в техническом обслуживании электромобилей и утилизации аккумуляторных батарей. В связи с этим можно констатировать, что на ближайшую перспективу поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) останутся основным типом энергетических установок для мобильных энергоустановок. Такими двигателями оснащаются не только грузовые и легковые автомобили, но и сельскохозяйственные машины, тепловозы, судовые энергетические установки, объекты малой авиации, включая беспилотные летательные аппараты. Таким образом, улучшение экологических показателей таких двигателей является актуальной задачей.

В настоящее время основными топливами для транспортных ДВС служат нефтяные топлива. Добыча нефти в России составляет 530...540 млн т в год, из них на переработку

идет 270...280 млн т. Ежегодное производство дизельного топлива (ДТ) составляет 80 млн т, а автомобильного бензина — 40 млн т [4]. При этом на заправочных станциях цена ДТ и автомобильного бензина колеблется от 45 до 60 руб./л.

Следует отметить, что указанные нефтяные топлива имеют недостаточно высокие экологические свойства. Содержание в них углерода достигает 85...87 % по массе, в их состав входят канцерогенные полициклические ароматические углеводороды, другие вредные вещества. При сжигании этих топлив образуется значительное количество основного парникового газа — диоксида углерода (углекислого газа), других токсичных компонентов отработавших газов (ОГ) — оксидов азота, монооксида углерода, легких несгоревших углеводородов, твердых частиц (сажи) [5]. Одним из наиболее эффективных средств, способствующих достижению требуемых показателей токсичности ОГ, — использование в них альтернативных энергоносителей.

К перспективным энергоносителям для транспорта относится этиловый спирт (ЭС, этанол). Мировое производство этанола в 2019 г. составило 131,3 млрд л, или 110 млн т. При этом более 70 % мирового производства этанола приходится на долю США и Бразилии. В 2019 г. в России произведено около 1 млрд л этанола, или 0,8 млн т [6, 7]. Себестоимость производства этанола на лучших российских заводах составляет 12...15 руб./л, или 15 000...18 750 руб./т. Преимущество этого вида альтернативного топлива — возможность его производства практически из любого растительного сырья. В основном ЭС производят из сахарного тростника, кукурузы, сахарной свеклы, пшеницы и др.

Таким образом, имеется широкая сырьевая база для производства этанола, этот вид моторного топлива обладает хорошими экологическими качествами и сравнительно недорог, поэтому он уже достаточно широко используется в качестве моторного топлива в двигателях с принудительным воспламенением рабочей смеси и в дизельных двигателях [8–10]. Известны различные пути использования этанола в качестве моторного топлива для ДВС. Среди них непосредственное впрыскивание этанола в камеру сгорания ДВС, его подача во впускную систему двигателя, использование смесей этанола

с нефтяными и альтернативными топливами и др. [11–13]. Вместе с тем недостаточно изученными являются вопросы влияния технологии получения этанола на показатели дизеля, возможности использования этанола в качестве добавки к растительным маслам. Этим проблемам и посвящено предлагаемое исследование.

### **Влияние давления процесса дистилляции спирта на расход энергии для нагрева и поддержания температуры смеси**

Предложения по вопросам повышения эффективности получения спирта и улучшения эксплуатационных показателей работы двигателя актуальны и могут быть реализованы по следующим направлениям:

1) понижение давления процесса дистилляции спирта до 25...30 кПа для уменьшения температуры кипения смеси и тем самым уменьшение расхода энергии на нагрев и поддержание температуры смеси;

2) уменьшение потерь тепловой энергии в окружающую среду путем теплоизоляции корпуса дистиллятора;

3) установление оптимального процентного содержание спирта и топлива в смеси с нефтяным дизельным топливом, а также с альтернативными топливами, отработка методов и схем подачи указанных смесей в дизельный двигатель с улучшением эксплуатационных показателей работы двигателя;

4) оценка возможностей использования этанола в качестве его добавки к биотопливам, получаемым из растительных масел.

Необходимо рассмотреть особенности процесса дистилляции спирта из сброженной массы (смеси). Обычно принимают, что эта смесь представляет собой смесь спирта и воды без учета других составляющих, в том числе летучих веществ (примесей), экстрактивных веществ и взвешенных нерастворимых твердых частиц. Процесс, происходящий в перегонном аппарате, сводится к выделению из этой сложной системы ЭС и летучих примесей. Дистиллят, полученный при перегонке, носит название спирта-сырца, а остаток после перегонки — барды. Далее смесь разделяется на спирт-сырец и барду. В некоторых типах перегонных аппаратов в процессе перегонки отбирают отдельно часть содержащихся в смеси летучих примесей — сивушное масло [14].

Чаще всего смесь сначала перегоняют без разделения фракций на спирт-сырец, а уж его затем отделяют начальные, основные и конечные фракции. Основные фракции, или дистиллят, представляют собой раствор ЭС крепостью не выше 85...90 градусов, содержащий различные примеси. Именно примеси (сложные эфиры, другие спирты и т. д.) определяют характерный вкус и аромат дистиллята. Обычно это вкус и аромат того сырья, из которого была приготовлена смесь. После очистки дистиллята получают ректификат, в котором присутствуют только этанол и вода. При перегонке на ректификационной колонне его крепость доходит до 95...96 градусов (максимально возможная крепость при нормальных условиях).

Простейший аппарат-дистиллятор для получения чистого этанола представлен на рис. 1. В этом аппарате пар сразу без промежуточных устройств попадает в холодильник и конденсируется. Давление, при котором протекает процесс испарения, равно атмосферному, и дополнительно увеличивается на значение потерь давления в конденсаторе. Поэтому для понижения давления, при котором протекает процесс парообразования, целесообразно максимально понижать потери давления в конденсаторе [15].

Одним из путей уменьшения расхода энергии, идущей на нагрев и поддержание температуры смеси, является дистилляция в вакууме. В отличие от атмосферной перегонки, дистилляция в вакууме проходит при пониженной температуре. Важно определить параметры рабочих температур и вакуума. В табл. 1 и на рис. 2 приведены зависимости температуры кипения водно-спиртовых растворов в зависимости от давления и концентрации спирта [15]. В них показано, что при атмосферном давлении  $p = 101,3$  кПа температура кипения воды равна 100 °С, а этанола — 78,15 °С. При давлении

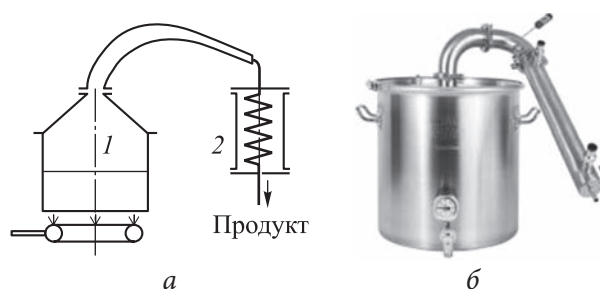
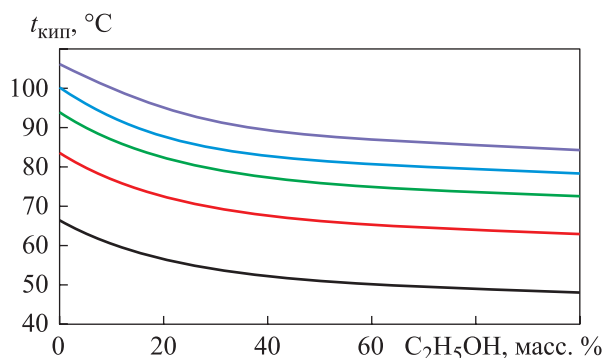


**Рис. 1.** Схема дистиллятора (а) и его внешний вид (б):  
1 — куб и паропровод; 2 — холодильник-конденсатор

**Таблица 1. Температура кипения водно-спиртовых растворов в зависимости от давления и концентрации**

| Содержание спирта в смеси |                  | Температура кипения водно-спиртовых растворов, °С, при давлении, кПа (мм рт. ст.) |            |            |             |             |              |              |              |
|---------------------------|------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------|------------|-------------|-------------|--------------|--------------|--------------|
| Массовая доля, %          | Объемная доля, % | 26,7 (200)                                                                        | 53,3 (400) | 80,0 (600) | 101,3 (760) | 125,7 (943) | 150,1 (1126) | 174,7 (1310) | 199,3 (1495) |
| 0                         | 0                | 66,5                                                                              | 83,3       | 93,2       | 100         | 106,3       | 111,4        | 115,8        | 120,1        |
| 10                        | 12,44            | 60,5                                                                              | 76,7       | 87,0       | 91,0        | 100,6       | 105,8        | 110,3        | 114,3        |
| 20                        | 24,55            | 56,2                                                                              | 72,0       | 82,0       | 87,0        | 94,7        | 100,0        | 104,5        | 108,8        |
| 30                        | 36,25            | 54,0                                                                              | 69,3       | 79,3       | 84,5        | 91,2        | 96,5         | 100,8        | 104,6        |
| 40                        | 47,40            | 53,5                                                                              | 67,7       | 77,7       | 83,0        | 89,5        | 94,3         | 98,4         | 102,2        |
| 50                        | 57,89            | 51,2                                                                              | 66,0       | 75,0       | 82,0        | 88,0        | 92,8         | 96,8         | 100,6        |
| 60                        | 67,74            | 50,5                                                                              | 64,9       | 74,6       | 81,0        | 87,0        | 91,9         | 96,0         | 99,7         |
| 70                        | 76,95            | 49,8                                                                              | 64,5       | 74,2       | 80,0        | 86,1        | 91,1         | 95,2         | 98,8         |
| 80                        | 85,49            | 49,2                                                                              | 63,8       | 73,7       | 79,5        | 85,3        | 90,4         | 94,4         | 98,0         |
| 85                        | 89,49            | 48,9                                                                              | 63,6       | 73,5       | 79,3        | 85,0        | 90,0         | 93,7         | 97,5         |
| 90                        | 93,27            | 48,6                                                                              | 63,6       | 73,2       | 79,0        | 84,8        | 89,7         | 93,5         | 97,2         |
| 95                        | 96,80            | 48,3                                                                              | 63,3       | 72,8       | 78,6        | 84,4        | 89,3         | 93,1         | 96,7         |
| 100                       | 101,90           | 48,1                                                                              | 63,2       | 72,6       | 78,4        | 84,2        | 89,0         | 92,8         | 96,4         |

**Рис. 2.** Зависимость температуры кипения водно-спиртовых растворов от давления и концентрации спирта:

— 26,7 кПа; — 53,3 кПа; — 80,0 кПа; — 101,3 кПа; — 125,7 кПа

$p = 26,7$  кПа температура кипения воды равна  $66,5$  °С, а этанола —  $48,1$  °С.

Ниже приведены представленные в виде полиномиальных зависимостей диапазоны изменения температуры кипения  $t$  от массовой концентрации спирта  $C$  (выражена в процентах):

– для атмосферного давления  $p = 101,3$  кПа

$$t = -5 \cdot 10^{-5} C^3 + 0,0104 C^2 - 0,761 C + 99,613;$$

– для давления  $p = 26,7$  кПа

$$t = -4 \cdot 10^{-5} C^3 + 0,0082 C^2 - 0,6161 C + 66,145.$$

При получении спирта-сырца из смеси крепостью 12 градусов:

– при атмосферного давление  $p = 101,3$  кПа температура кипения смеси

$$t = 91,9 \text{ °С};$$

– при пониженном давлении  $p = 26,7$  кПа температура кипения смеси

$$t = 59,9 \text{ °С}.$$

Проанализируем расход тепловой энергии для нагрева и поддержания температуры смеси при атмосферном давлении и давлении  $p = 26,7$  кПа. Для определения количества теплоты, затрачиваемой на подогрев 100 кг смеси до температуры кипения, использована формула

$$Q = (t_{\text{кип}} - t_{\text{см}}) c_p \cdot 100 \text{ кДж},$$

где  $t_{\text{кип}}$  — температура кипения смеси;  $t_{\text{см}}$  — температура смеси на входе в дистиллятор;  $c_p$  — удельная теплоемкость смеси при постоянном давлении. Расход тепловой энергии для нагрева смеси при атмосферном давлении

$$Q = (t_{\text{кип}} - t_{\text{см}}) c_p \cdot 100 = (91,9 - 20) \cdot 4,31 \cdot 100 = 31\,004 \text{ кДж},$$

где  $t_{\text{кип}} = 91,9$  °С — температура кипения смеси;  $t_{\text{см}} = 59,9$  °С — температура смеси на входе в

дистиллятор;  $c_p = 4,31$  кДж/(кг · °С) — удельная теплоемкость смеси).  $Q = 100$  кг — масса смеси, поступающей в дистиллятор.

Расход тепловой энергии для нагрева смеси при давлении  $p = 26,7$  кПа до температуры  $t = 59,9$  °С

$$Q = (t_{\text{кип}} - t_{\text{см}}) c_p \cdot 100 = (59,9 - 20) \cdot 4,31 \cdot 100 = 17\,192 \text{ кДж.}$$

Таким образом, понижение давления в процессе дистилляции спирта с атмосферного уровня до давления  $p = 26,7$  кПа уменьшает расход энергии для нагрева смеси до температуры кипения на 44,6 %. Кроме того, при пониженной температуре дистилляция обеспечивает сохранение свойств закваски и возможность использования ее повторно.

### Уменьшение потерь тепловой энергии в окружающую среду путем теплоизоляции корпуса дистиллятора

В статье оценено влияние на потери тепловой энергии в окружающую среду теплоизоляции корпуса дистиллятора (см. рис. 1), предназначенного для получения спирта-сырца из 100 кг смеси при атмосферном давлении и давлении  $p = 26,7$  кПа. Приняты следующие геометрические параметра куба: его диаметр  $d = 0,45$  м, высота  $h = 0,65$  м. Объем полости куба составил  $V = 0,1033$  м<sup>3</sup>, площадь боковой поверхности  $f_{\text{бок}} = 0,918$  м<sup>2</sup>, крышки  $f_{\text{крыш}} = 0,159$  м<sup>2</sup> и паропровода  $f_{\text{пар}} = 0,079$  м<sup>2</sup>. Далее определены потери теплоты в единицу времени с поверхности дистиллятора, который имеет цилиндрическую форму большого диаметра. Ее можно принять как вертикальную стенку с указанными выше размерами  $d = 0,45$  м и  $h = 0,65$  м и паропровод в виде трубы диаметром 0,05 м, который расположен горизонтально. Поверхности охлаждаются свободным потоком воздуха.

При вычислении потерь теплоты при атмосферном давлении  $p = 101,3$  кПа и температуре кипения смеси  $t = 91,9$  °С принято, что темпе-

ратура стенки равна температуре смеси. Температура воздуха в помещении 20 °С. Плотность теплового потока на наружной поверхности дистиллятора, Вт/м<sup>2</sup> [15]

$$q = \alpha(t_c - t_{\text{ж}}).$$

При заданных значениях температуры на поверхности стенки и окружающей среды вдали от стенки решение задачи сводится к определению коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ . Зависимость для вычисления критерия Нуссельта  $Nu$  при свободном движении жидкости имеет вид

$$Nu_{\text{ж}} = C(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}}^n, \quad (1)$$

где постоянные  $C$  и  $n$  зависят от режима движения и условий обтекания поверхности;  $Gr$  — критерий Грасгофа;  $Pr$  — критерий Прандтля. Константы  $C$  и  $n$  являются функциями критериев Грасгофа и Прандтля и определяются из табл. 2.

В формулах индексы «ж» и «с» означают, что физические свойства жидкости выбирают соответственно при температуре жидкости  $t_{\text{ж}}$  вдали от поверхности теплообмена и температуре стенки  $t_c$ . При движении вдоль вертикальной стенки за определяющий размер принимают высоту поверхности теплообмена, а для горизонтального цилиндра — его наружный диаметр. В рассматриваемом случае определяющая температура  $t_{\text{ж}} = 20$  °С. При этой температуре для воздуха

$$\nu_{\text{ж}} = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_{\text{ж}} = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°С});$$

$$\beta_{\text{ж}} = \frac{1}{t_{\text{ж}} + 273} = \frac{1}{303} \text{ К}^{-1}; Pr_{\text{ж}} = 0,703,$$

где  $\nu$  — коэффициент динамической вязкости;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности;  $\beta$  — температурный коэффициент;  $Pr$  — число Прандтля,  $Pr = \nu/a$  ( $a$  — коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с).

Тогда комплекс критериев Грасгофа и Прандтля

Таблица 2. Значения констант  $C$  и  $n$  в формуле (1)

| $(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}}$        | $C$  | $n$  | Условия движения          |
|-----------------------------------|------|------|---------------------------|
| $1 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^9$ | 0,75 | 0,25 | Вдоль вертикальной стенки |
| $\geq 6 \cdot 10^{10}$            | 0,15 | 1/3  | Вдоль вертикальной стенки |
| $1 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^9$ | 0,50 | 0,25 | На горизонтальной трубе   |

$$(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}} = \frac{g_{\text{ж}}^2 t d^3}{\nu_{\text{ж}}^2} Pr_{\text{ж}} = \\ = \frac{9,81 \cdot (91,9 - 20) \cdot 0,65^3}{303 \cdot (15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 19,78 \cdot 10^8.$$

Из табл. 2 получены значения постоянных  $C = 0,75$  и  $n = 0,25$ .

Число Нуссельта

$$Nu_{\text{ж}} = 0,75 \cdot (19,78 \cdot 10^8)^{0,25} = 158,2.$$

Откуда коэффициент теплоотдачи  $\alpha$

$$\alpha = Nu_{\text{ж}} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 158,2 \cdot \frac{2,67 \cdot 10^{-2}}{0,65} = \\ = 6,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}). \quad (2)$$

Потери теплоты (плотность теплового потока) в единицу времени с единицы боковой поверхности дистиллятора

$$q_{\text{бок}} = 6,5 \cdot (91,9 - 20) = 467,4 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Потери теплоты в единицу времени с боковой поверхности дистиллятора

$$Q_{\text{бок}} = q_{\text{бок}} \cdot f_{\text{бок}} = 467,4 \cdot 0,918 = 429,1 \text{ Вт}.$$

Формула (2) может быть применена и для расчета теплоотдачи горизонтальных плит. В этом случае за определяющий размер берется не высота, а меньшая сторона плиты. При этом, если теплоотдающая поверхность обращена кверху, то полученное из формулы значение коэффициента теплоотдачи на 30 % увеличивается; если же теплоотдающая поверхность обращена к низу, — на 30 % уменьшается [15].

Следовательно, плотность теплового потока с поверхности крышки равны

$$q_{\text{крыш}} = q_{\text{бок}} \cdot 1,3 = 467,4 \cdot 1,3 = 607,6 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Потери теплоты в единицу времени с крышки дистиллятора

$$Q_{\text{крыш}} = q_{\text{крыш}} \cdot f_{\text{крыш}} = 607,6 \cdot 0,159 = 96,6 \text{ Вт}.$$

Потери теплоты в единицу времени с единицы поверхности паропровода дистиллятора выполнены с учетом коэффициентов  $C$  и  $n$  для горизонтальной трубы. Диаметр трубы  $d_{\text{тр}} = 0,05$  м. Тогда значение комплекса

$$(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}} = \frac{g_{\text{ж}}^2 t d^3}{\nu_{\text{ж}}^2} Pr_{\text{ж}} = \\ = \frac{9,81 \cdot (91,9 - 20) \cdot 0,05^3}{303 \cdot (15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 901,925 \cdot 10^3.$$

Из табл. 2 находим, что при вычисленном значении комплекса  $(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}}$  постоянные в расчетном уравнении  $C = 0,75$  и  $n = 0,25$ .

Число Нуссельта

$$Nu_{\text{ж}} = 0,75 \cdot (901,925 \cdot 10^3)^{0,25} = 23,1.$$

Откуда коэффициент теплоотдачи  $\alpha$

$$\alpha = Nu_{\text{ж}} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 23,1 \cdot \frac{2,67 \cdot 10^{-2}}{0,05} = 12,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Плотность теплового потока в единицу времени с единицы боковой поверхности дистиллятора

$$q_{\text{пар}} = 12,3 \cdot (91,9 - 20) = 887,4 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Потери теплоты в единицу времени с боковой поверхности дистиллятора

$$Q_{\text{пар}} = q_{\text{пар}} \cdot f_{\text{бок}} = 887,4 \cdot 0,079 = 70,1 \text{ Вт}.$$

Потери теплоты в единицу времени в атмосферных условиях дистилляции с поверхности дистиллятора

$$Q = Q_{\text{бок}} + Q_{\text{крыш}} + Q_{\text{пар}} = 429,1 + 96,6 + \\ + 70,1 = 595,8 \text{ Вт}.$$

Вычислим потери теплоты при пониженном давлении  $p = 26,7$  кПа, которое обеспечивается вакуумированием. Температура воздуха в помещении также равна  $t_{\text{ж}} = 20$  °С. Теплофизические параметры воздуха такие же, как в предыдущем расчете при атмосферном давлении.

Комплекс критериев  $Gr \cdot Pr$  определяется в виде

$$(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}} = \frac{g_{\text{ж}}^2 t d^3}{\nu_{\text{ж}}^2} Pr_{\text{ж}} = \\ = \frac{9,81 \cdot (59,9 - 20) \cdot 0,65^3}{303 \cdot (15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 10 \cdot 10^8.$$

Из табл. 2 найдено, что при вычисленном значении комплекса  $(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}}$  постоянные в расчетном уравнении  $C = 0,75$  и  $n = 0,25$ .

Число Нуссельта

$$Nu_{\text{ж}} = 0,75 \cdot (10 \cdot 10^8)^{0,25} = 136,6,$$

откуда коэффициент теплоотдачи  $\alpha$

$$\alpha = Nu_{\text{ж}} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 136,6 \cdot \frac{2,67 \cdot 10^{-2}}{0,65} = 5,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Плотность теплового потока с единицы боковой поверхности дистиллятора

$$q_{\text{бок}} = 5,6 \cdot (59,9 - 20) = 223,8 \text{ Вт/м}^2.$$

Потери теплоты в единицу времени с боковой поверхности дистиллятора

$$Q_{\text{бок}} = q_{\text{бок}} \cdot f_{\text{бок}} = 223,8 \cdot 0,918 = 205,5 \text{ Вт.}$$

Формулу (2) можно применять и для расчета теплоотдачи горизонтальных плит. В этом случае за определяющий размер следует брать не высоту, а меньшую сторону плиты. Если теплоотдающая поверхность обращена кверху, то полученное из формулы (2) значение коэффициента теплоотдачи на 30 % увеличивается; если же теплоотдающая поверхность обращена книзу, — на 30 % уменьшается [15]. Тогда плотность теплового потока в крышку

$$q_{\text{крыш}} = q_{\text{бок}} \cdot 1,3 = 223,8 \cdot 1,3 = 267,1 \text{ Вт/м}^2.$$

Потери теплоты в единицу времени с крышки дистиллятора

$$Q_{\text{крыш}} = q_{\text{крыш}} \cdot f_{\text{крыш}} = 267,1 \cdot 0,159 = 42,5 \text{ Вт.}$$

Потери теплоты в единицу времени с единицы поверхности паропровода дистиллятора определены с учетом коэффициентов  $C$  и  $n$  для горизонтальной трубы. Диаметр трубы  $d = 0,05$  м. Тогда значение комплекса:

$$\begin{aligned} (Gr \cdot Pr)_{\text{ж}} &= \frac{g \beta_{\text{ж}} t d^3}{\nu_{\text{ж}}^2} Pr_{\text{ж}} = \\ &= \frac{9,81 \cdot (59,9 - 20) \cdot 0,05^3}{303 \cdot (15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,703 = 500 \cdot 10^3. \end{aligned}$$

Из табл. 2 определено, что при вычисленном значении комплекса  $(Gr \cdot Pr)_{\text{ж}}$  постоянные в расчетном уравнении  $C = 0,75$  и  $n = 0,25$ .

Число Нуссельта

$$Nu_{\text{ж}} = 0,75 (500 \cdot 10^3)^{0,25} = 19,9,$$

откуда

$$\alpha = Nu_{\text{ж}} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d} = 19,9 \cdot \frac{2,67 \cdot 10^{-2}}{0,05} = 10,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Плотность теплового потока в единицу времени с единицы боковой поверхности дистиллятора

$$q_{\text{пар}} = 10,6 (59,9 - 20) = 424,9 \text{ Вт/м}^2.$$

Потери теплоты в единицу времени с боковой поверхности дистиллятора

$$Q_{\text{пар}} = q_{\text{пар}} \cdot f_{\text{бок}} = 424,9 \cdot 0,079 = 33,6 \text{ Вт.}$$

Потери теплоты в единицу времени в атмосферных условиях дистилляции с поверхности дистиллятора

$$\begin{aligned} Q &= Q_{\text{бок}} + Q_{\text{крыш}} + Q_{\text{пар}} = 205,5 + 42,5 + \\ &+ 33,6 = 281,5 \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Уменьшение давления в процессе дистилляции спирта с атмосферного уровня до  $p = 26,7$  кПа приводит к уменьшению потерь тепловой энергии в окружающую среду на 52,8 %, т. е. с 585,9 до 281,5 Вт.

### Исследование дизельного двигателя, работающего на смесевых топливах с добавкой этанола

В связи с отмеченным выше влиянием свойств топлива на показатели дизельного двигателя определенный интерес представляет оценка возможностей использования в качестве топлива различных моторных топлив, среди которых нефтяное ДТ, рапсовое масло (РМ), смеси РМ с ЭС.

Использование указанных смесевых биотоплив позволяет решить проблему сокращения выбросов в атмосферу парниковых газов и токсичных компонентов ОГ [16–19]. Среди биотоплив для дизельных двигателей одними из наиболее перспективных представляются биотоплива на основе РМ [20–23]. Возможна различная организация работы дизеля на этих топливах. Наиболее простой и эффективной организацией рабочего процесса является работа двигателя на смесевых биотопливах, в частности, на смесях этанола и РМ. Ниже рассмотрена возможность работы дизеля на смеси ЭС и РМ.

Для оценки показателей дизеля, работающего на указанных топливах, проведены экспериментальные исследования на одноцилиндровой установке типа ИДТ-69, созданной в Российском университете дружбы народов (РУДН) [24]. Некоторые параметры этой установки, адаптированной к работе на различных альтернативных топливах, приведены в табл. 3. На этой установке можно проводить не только традиционные моторные испытания дизеля на различных топливах, но и определять параметры, характеризующие воспламеняемость этих топлив в условиях камеры сгорания (КС) дизеля.

Исследование рабочего процесса дизеля, питаемого смесями РМ и ЭС, проведено на указанной установке ИДТ-69, предназначенной для оценки воспламеняемости различных топлив

Таблица 3. Основные параметры и характеристики установки ИДТ-69

| № п/п | Параметр                                                                                                     | Единица измерения | Значение    |
|-------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|-------------|
| 1     | Частота вращения коленчатого вала                                                                            | мин <sup>-1</sup> | 900 ± 10    |
| 2     | Диаметр цилиндра/ход поршня                                                                                  | мм                | 85/115      |
| 4     | Степень сжатия                                                                                               | —                 | 7...23      |
| 5     | Расход топлива                                                                                               | кг/ч              | 0...1,3     |
| 6     | Угол опережения впрыскивания топлива (УОВТ)                                                                  | град. ПКВ до ВМТ  | 0...30      |
| 7     | Давление впрыскивания топлива                                                                                | МПа               | 10,6 ± 0,4  |
| 8     | Температура всасываемого воздуха                                                                             | °С                | 69 ± 1      |
| 9     | Температура жидкости, охлаждающей цилиндр                                                                    | °С                | 100 ± 1     |
| 10    | Температура жидкости, охлаждающей форсунку                                                                   | °С                | 30 ± 1      |
| 11    | Температура масла в картере                                                                                  | °С                | 60 ± 1      |
| 12    | Давление масла в магистрали                                                                                  | МПа               | 0,19 ± 0,02 |
| 13    | Зазор между штоками и коромыслами клапанов на холодном двигателе:<br>– впускной клапан<br>– выпускной клапан | мм                | 0,20        |
|       |                                                                                                              | мм                | 0,25        |

*Примечание.* УОВТ — угол опережения впрыскивания топлива; ПКВ — поворот коленчатого вала; ВМТ — верхняя мертвая точка.

методом совпадения вспышек (определения периода задержки воспламенения — ПЗВ или  $\tau_p$ ). Общая схема экспериментальной установки представлена на рис. 3. Для получения более точных данных по воспламеняемости моторных топлив одноцилиндровая установка оснащена устройствами, необходимыми для стабилизации внешних условий, которые обеспечивают идентичность температур в КС при воспламенении различных топлив.

Установка представляет собой стенд с одноцилиндровым вихрекамерным дизельным отсеком 43 (рис. 3), приводимым электродвигателем 48 для поддержания постоянной частоты вращения коленчатого вала и осуществления пуска. Работой установки управляют с пульта 1, имеющего органы управления и контрольно-измерительные приборы.

Для поддержания требуемой температуры воздуха на впуске установка имеет установленный во впускном коллекторе 7 (рис. 3) подогреватель 9 входящего в цилиндр воздуха, расход которого контролируется расходомером 6. Температура масла в картере двигателя стабилизируется подогревателем 26, а температура воды в системе охлаждения — с помощью теплооб-

менника 10, установленного в расширительном баке 11 с проточной водой. Изменение степени сжатия производится перемещением с помощью винтовой пары регулировочного поршня 40, размещенного в головке отсека 14. В результате изменяется объем вихревой КС цилиндрической формы, имеющей соединительный канал, расположенный тангенциально в вихревой камере и соединяющий ее с полостью над поршнем. В вихревой КС на оси ее цилиндрической части установлена форсунка 36 со штифтовым распылителем с контактным датчиком 35 контроля движения иглы распылителя. Выхлопная система 13 имеет отвод, к которому через штуцер присоединен отборник ОГ 15, предназначенный для проведения анализа ОГ по дымности выхлопа.

Для измерения содержания сажи в ОГ использовался дымомер фирмы Bosch типа EFAW-65. Зонд для отбора ОГ в дымомерное устройство 15 (см. рис. 3) представляет собой Г-образную трубку из нержавеющей стали. Входное отверстие зонда расположено по оси впускной трубы и направлено навстречу потоку ОГ. Измерительная аппаратура включала фотоэлектрический преобразователь и вторичный показывающий прибор, снабженный потен-

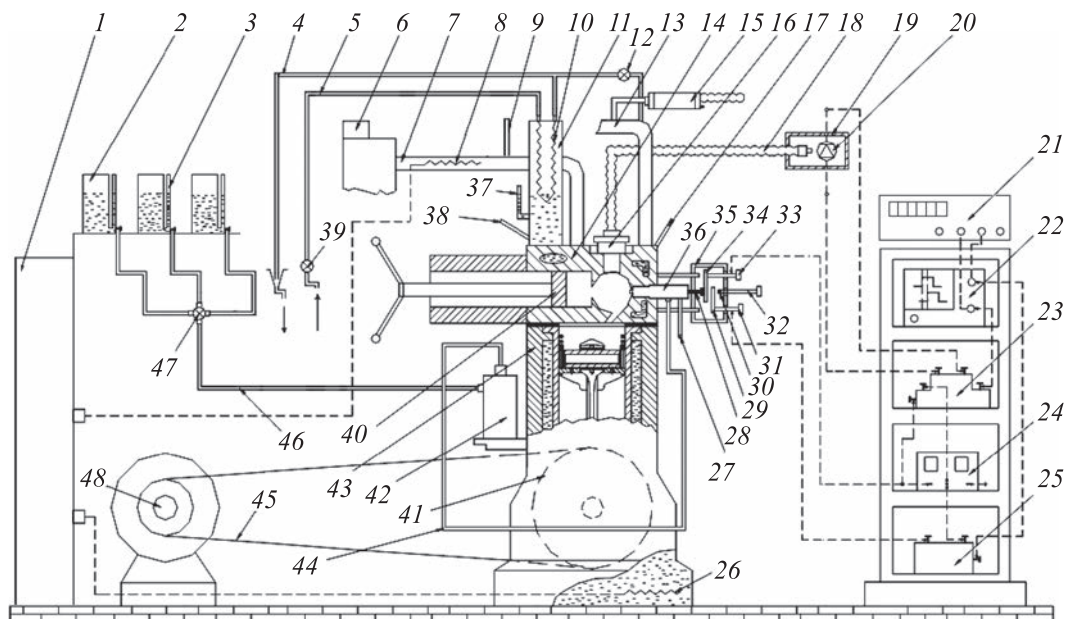


**Рис. 3.** Схема установки ИДТ-69:

1 — пульт управления; 2 — емкости исследуемых топлив; 3 — мензурка; 4 и 5 — слив и подвод охлаждающей воды; 6 — расходомер воздуха; 7 — впускной коллектор; 8, 17, 38 — термометры; 9 — подогреватель воздуха на впуске; 10 — теплообменник; 11 — расширительный бак; 12, 39 — краны воды; 13 — выхлопная трубка; 14 — головка отсека; 15 — отборник ОГ; 16 — оптический приемник; 18 — световод; 19 — фотодатчик; 20 — фотодиод; 21 — частотомер; 22 — осциллограф; 23 — усилитель; 24 — блок питания; 25 — электрический фильтр; 26 — подогреватель масла; 27 — слив топлива форсунки; 28 — изолятор; 29, 34 — контакты движения иглы форсунки; 30, 31–33 — клемма и винты регулировки зазора между контактами; 35 — датчик хода иглы форсунки; 36 — штифтовая форсунка; 37 — мензурка системы охлаждения отсека; 40 — регулировочный поршень; 41 — маховик отсека; 42 — ТНВД; 43 — одноцилиндровый отсек; 44, 46 — топливопроводы высокого и низкого давления; 45 — ременная передача; 47 — кран переключения исследуемых топлив; 48 — электродвигатель привода отсека

циометром нулевого выравнивания и микроамперметром. Дымность ОГ определяли по уровню отраженного от использованного бумажного фильтра потока света, регистрируемого цифровым прибором непосредственно в единицах Bosch.

Моторная установка ИДТ-69 выполнена с КС разделенного типа. В процессе сжатия поршень 7 (рис. 4) вытесняет воздух из надпоршневого пространства двигателя через соединительный канал 6 в вихревую камеру 3. Тангенциальное расположение канала 6 в вихревой камере 3 обеспечивает закручивание воздушного заряда в этой камере при его втекании в эту камеру. Топливо через штифтовой распылитель 4 форсунки 5 подается во вращающийся воздушный заряд КС 3. Объем вихревой камеры 3 можно изменять с помощью регулировочного поршня 1. Такое изменение объема вихревой камеры приводит к изменению общей степени сжатия двигателя.

На описанной установке типа ИДТ-69 были исследованы различные топлива: нефтяное ДТ, РМ, смесь 90 % РМ и 10 % ЭС, смесь 70 % РМ и 30 % ЭС. Исследование топлив, содержащих рапсовое масло и этиловый спирт, потребовало разработки специального смесителя для получе-

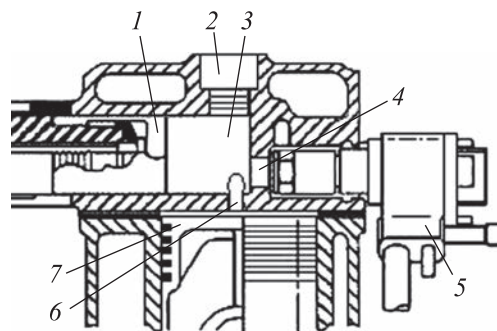


**Рис. 4.** Схема КС установки ИДТ-69:

1 — регулировочный поршень; 2 — датчик воспламенения; 3 — вихревая камера; 4 — штифтовой распылитель; 5 — форсунка; 6 — тангенциальный канал; 7 — поршень

Таблица 4. Основные физико-химические свойства исследованных топлив

| № п/п                                                                             | Топливо           | Плотность $\rho_t$ ,<br>кг/м <sup>3</sup> | Низшая теплота сгорания $H_u$ ,<br>кДж/кг | Количество воздуха,<br>необходимое для сгорания<br>1 кг топлива, $l_0$ , кг/кг |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| 1                                                                                 | ДТ                | 840                                       | 42 500                                    | 14,3                                                                           |
| 2                                                                                 | РМ                | 921                                       | 37 300                                    | 12,5                                                                           |
| 3                                                                                 | 90 % РМ + 10 % ЭС | 902                                       | 36 360                                    | 11,8                                                                           |
| 4                                                                                 | 70 % РМ + 30 % ЭС | 890                                       | 34 397                                    | 11,3                                                                           |
| Примечание. Для смеси РМ и ЭС указано объемное процентное содержание компонентов. |                   |                                           |                                           |                                                                                |

ния устойчивых смесей. Использование смеси-теля позволяло в процессе эксперимента получать смеси (эмульсии) рапсового масла и спирта без добавления эмульгаторов (поверхностно-активных веществ). Эти эмульсии сразу направлялись в двигатель. Основные физико-химические свойства исследованных топлив представлены в табл. 4.

Количество топлива, подаваемого в КС установки ИДТ-69, определялось для каждого топлива индивидуально из условия сохранения постоянства состава смеси (коэффициент избытка воздуха поддерживался на уровне  $\alpha \approx 2,25$ ). Для обеспечения этого условия цикловую подачу топлива, мм<sup>3</sup>/цикл, задавали равной

$$V_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{в}}}{3 \cdot 10^{-8} \alpha l_0 \rho_t n},$$

где  $G_{\text{в}}$  — часовой расход воздуха, кг/ч;  $\alpha$  — требуемый коэффициент избытка воздуха;  $l_0$  — стехиометрический коэффициент для исследуемого топлива;  $\rho_t$  — его плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $n$  — частота вращения вала установки, мин<sup>-1</sup>.

Характеристики топливовоздушных смесей для исследованных топлив приведены в табл. 5. Там же представлены значения количества теп-

лоты  $Q_{\text{ц}}$ , подаваемой в цилиндр установки с топливовоздушной смесью за цикл.

Испытания проводили в два этапа. На первом этапе исследовали топлива № 1, 2 и 3 (см. табл. 4) при степени сжатия  $\varepsilon = 18$  и различных углах опережения впрыскивания топлива (УОВТ)  $\theta$ . На втором этапе испытаний использовали топлива № 1, 2, 3 и 4 (см. табл. 4) при УОВТ  $\theta = 13$  град, поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ПКВ до ВМТ) и различных степенях сжатия  $\varepsilon$ .

Результаты первого этапа испытаний, представленные на рис. 5, свидетельствуют о том, что использование РМ или смеси РМ с 10 % ЭС приводит к снижению дымности ОГ по сравнению с работой на ДТ, причем во всем исследованном диапазоне изменения УОВТ ( $\theta = 10 \dots 26$  град. ПКВ до ВМТ) переход с ДТ на РМ приводит к снижению дымности  $K_{\text{х}}$  на 0,2...0,8 единиц по шкале Bosch (на 3...19 %), а добавка к РМ 10 % ЭС дополнительно снижает дымность еще на 0,3...0,7 единиц по шкале Bosch (на 7...18 %). Максимальное снижение дымности ОГ достигнуто при работе с  $\theta = 13$  град. ПКВ до ВМТ на рапсовом масле с 10 % ЭС и составило 1,6 единиц по шкале Bosch, или 24 %.

Таблица 5. Характеристики исследуемых топливовоздушных смесей при расходе воздуха  $G_{\text{в}} = 15,84$  кг/ч

| № п/п | Топливо           | Количество воздуха,<br>необходимое<br>для сгорания 1 кг<br>топлива $l_0$ , кг/кг | Цикловая подача<br>топлива $V_{\text{ц}}$ ,<br>мм <sup>3</sup> /цикл | Коэффициент<br>избытка<br>воздуха $\alpha$ | Количество теплоты,<br>подаваемой в цилиндр<br>с топливовоздушной<br>смесью за цикл $Q_{\text{ц}}$ , Дж |
|-------|-------------------|----------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1     | ДТ                | 14,3                                                                             | 22,5                                                                 | 2,17                                       | 799,6                                                                                                   |
| 2     | РМ                | 12,5                                                                             | 23,2                                                                 | 2,19                                       | 797,5                                                                                                   |
| 3     | 90 % РМ + 10 % ЭС | 11,8                                                                             | 24,2                                                                 | 2,28                                       | 790,7                                                                                                   |
| 4     | 70 % РМ + 30 % ЭС | 11,3                                                                             | 25,9                                                                 | 2,25                                       | 790,8                                                                                                   |

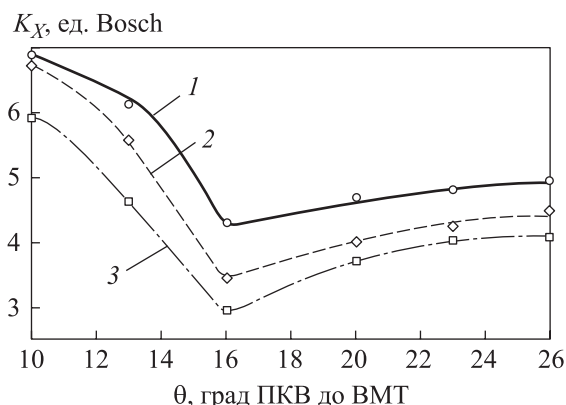


**Рис. 5.** Зависимость дымности ОГ  $K_X$  от УОВТ  $\theta$  при степени сжатия  $\epsilon = 18$  для различных топлив: 1 — нефтяное ДТ; 2 — РМ; 3 — смесь 90 % РМ и 10 % ЭС; метки  $\circ$ ,  $\square$ ,  $\diamond$ , соответствуют экспериментальным точкам

Увеличение дымности ОГ при уменьшении УОВТ до значения меньше 16 град. ПКВ до ВМТ связано со снижением количества топлива, поданного за ПЗВ, и увеличением доли топлива, сгорающей в диффузионной фазе, когда неиспарившееся топливо выбрасывается из вихревой камеры в основную и при плохом смесеобразовании превращается в сажу. На рис. 5 следует отметить излом характеристик дымности ОГ при УОВТ  $\theta = 16$  град. ПКВ до ВМТ. Увеличение дымности при УОВТ, превышающем значение 16 град. ПКВ до ВМТ, объясняется затягиванием ПЗВ при раннем впрыскивании, удлинением струй распыливаемого топлива за этот период и увеличением количества топлива, попадающего на относительно холодные стенки КС. Как результат этих процессов — плохое перемешивание топлива с воздухом, затягивание его догорания и увеличение дымности ОГ. По мере роста УОВТ до значения более 16 град. ПКВ до ВМТ (при еще более раннем впрыскивании) количество топлива, попадающего на стенки КС, возрастает, что и вызывает рост дымности ОГ.

Результаты второго этапа испытаний, представленные на рис. 6, свидетельствуют о том, что использование РМ или смеси РМ с 10 и 30 % ЭС приводит к снижению дымности ОГ по сравнению с работой на ДТ. Причем во всем исследованном диапазоне изменения степени сжатия ( $\epsilon = 18 \dots 22$ ) работа на РМ приводит к снижению дымности на 0,6...1,3 единиц по шкале Bosch, добавка к РМ 10 % ЭС дополнительно снижает дымность еще на 0,5...0,7 еди-

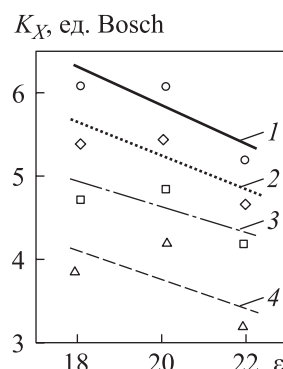


**Рис. 6.** Зависимость дымности ОГ  $K_X$  от степени сжатия  $\epsilon$  при УОВТ  $\theta = 13$  град. ПКВ до ВМТ для различных топлив: 1 — нефтяное ДТ; 2 — РМ; 3 — смесь 90 % РМ и 10 % ЭС; 4 — смесь 70 % РМ и 30 % ЭС; метки  $\circ$ ,  $\square$ ,  $\diamond$ ,  $\triangle$  соответствуют экспериментальным точкам

ниц, а добавка к РМ 30 % ЭС снижает дымность еще на 0,7...1,1 единиц по шкале Bosch. По данным рис. 6 следует также отметить, что увеличение степени сжатия  $\epsilon$  до значения более 18 приводит к улучшению качества смесеобразования как в результате роста температуры воздушного заряда, так и за счет увеличения турбулизации втекающего в КС и вытекающего из нее потока рабочей смеси. Кроме того, рост степени сжатия приводит к увеличению плотности воздушного заряда в процессе впрыскивания, что снижает дальнобойность топливной струи и вероятность попадания топлива на стенки КС. Поэтому для наибольшего снижения дымности ОГ целесообразно использовать рассматриваемые смесевые биотоплива в сочетании с увеличением степени сжатия  $\epsilon$ .

Проведенные исследования подтвердили возможность и эффективность использования смесей РМ и ЭС в качестве моторного топлива для дизелей. Следует отметить и необходимость дальнейших исследований, направленных на определение оптимального состава таких смесей. Использование смесей РМ и ЭС оптимального состава обеспечит наибольшую эффективность использования их в качестве моторного топлива.

## Заключение

1. Понижение давления в процессе дистилляции спирта с атмосферного уровня до  $p = 26,7$  кПа уменьшает расход энергии для нагрева смеси до температуры кипения на 44,6 %.

2. Уменьшение давления в процессе дистилляции спирта с атмосферного уровня до давления  $p = 26,7$  кПа приводит к уменьшению потерь тепловой энергии в окружающую среду на 52,8 %, т. е. с 585,9 до 281,5 Вт.

3. Определенный интерес представляют исследования работы дизеля на смесях этанола с растительными маслами, в частности с рапсовым. Проведенные на установке ИДТ-69 испытания показали, что использование смесевых биотоплив — смесей ЭС в количестве 10 и 30 % с РМ — приводит к снижению дымности ОГ по сравнению с работой на ДТ. При добавлении в РМ 30 % ЭС удалось достичь снижения дымности ОГ примерно в 2 раза большего, чем при добавлении 10 % ЭС.

4. При использовании рассматриваемых смесевых биотоплив эффект по снижению дымности сохраняется при изменении УОВТ от 10 до 26 град. ПКВ до ВМТ и изменении степени сжатия от 18 до 22. При работе на смесях РМ и ЭС, степени сжатия  $\epsilon = 18$  и УОВТ  $\theta = 13$  град. ПКВ до ВМТ максимальный эффект при снижении дымности ОГ достигнут при работе на РМ с 10 % ЭС и составил 1,6 единиц по шкале Bosch, или 24 % по сравнению с работой на ДТ. При использовании рассматриваемых смесевых биотоплив, степени сжатия  $\epsilon = 22$  и УОВТ  $\theta = 13$  град. ПКВ до ВМТ максимальный эффект при снижении дымности ОГ достигнут при работе на смеси РМ с 30 % ЭС и составил 2,0 единиц по шкале Bosch, или 38 % по сравнению с работой на ДТ.

## Литература

- [1] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [2] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 3–20.
- [3] Число зарегистрированных электромобилей в России превысило 20 тысяч. URL: <https://www.autostat.ru/news/54027/> (дата обращения 12.07.2023).
- [4] Производство автобензина и дизтоплива в России увеличилось за 2022 год на 4,3 % и 6 % соответственно. URL: <http://www.finmarket.ru/news/5878443> (дата обращения 12.07.2023).
- [5] Александров А.А., Марков В.А., ред. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014, 691 с.
- [6] Рынок этилового спирта России и мира 2017–2021 гг. с прогнозом до 2025 г. URL: <https://expertcc.ru/projects/proizvodstvo/marketingovoe-issledovanie-mirovogo-i-rossiyskogo-rynka-etilovogo-spirta-2017-2021-gg-s-prognozom-do/> (дата обращения 12.07.2023).
- [7] Анализ рынка этилового спирта в России в 2016–2020 гг., оценка влияния коронавируса и прогноз на 2021–2025 гг. URL: [https://businessstat.ru/images/demo/ethanol\\_russia\\_demo\\_businessstat.pdf](https://businessstat.ru/images/demo/ethanol_russia_demo_businessstat.pdf) (дата обращения 12.07.2023).
- [8] Патрахальцев Н.Н. *Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив*. Москва, РУДН, 2008, 267 с.
- [9] Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Неверов В.А., Шленов М.И. Использование этилового спирта в качестве топлива для дизельных двигателей. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 84–99. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.84-99>
- [10] Дугин Г.С. Применение биоэтанольного топлива на автотранспорте. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2010, № 5, с. 48–51.
- [11] Марков В.А., Патрахальцев Н.Н. Спиртовые топлива для дизельных двигателей. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2010, № 1, с. 22–26.
- [12] Гусаков С.В. *Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников*. Москва, РУДН, 2008, 318 с.
- [13] Бирюков В.В. *Методы повышения эффективности работы дизеля при использовании этанола в качестве экологической добавки к дизельному топливу*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 173 с.
- [14] Яровенко В.Л., Маринченко В.А. *Технология спирта*. Москва, Колос-Пресс, 2002, 464 с.
- [15] Росляков А.Д. *Теплообмен в двигателях внутреннего сгорания*. Самара, СамГУПС, 2004, 157 с.

- [16] Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. *Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания*. Москва, МАДИ (ТУ), 2000, 311 с.
- [17] Пискунов И.В., Ершов М.А., Глаголева О.Ф. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 3. Биотопливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 39–46.
- [18] Agarwal D., Kumar L., Agarwal A.K. Performance Evaluation of a Vegetable Oil Fuelled Compression Ignition Engine. *Renewable Energy*, 2008, vol. 33, pp. 1147–1156. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.06.017>
- [19] Rao N.D., Premkumar B.S., Yohan M. Study of Use of Different Methods of Using Vegetable Oil as Fuel for Compression Ignition Engine. *Global Journal of Research Engineering Mechanical & Mechanics Engine*, 2012, vol. 12, pp. 8–16.
- [20] Васильев И.П. *Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля*. Луганск, ВНУ им. В. Даля, 2009, 240 с.
- [21] Anantha Raman L., Deepanraj B., Rajakumar S., Sivasubramanian V. Experimental Investigation on Performance, Combustion and Emission Analysis of a Direct Injection Diesel Engine Fuelled with Rapeseed Oil Biodiesel. *Fuel*, 2019, vol. 246, pp. 69–74. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.02.106>
- [22] Labecki L., Cairns A., Xia J., Megaritis A., Zhao H., Ganippa L.C. Combustion and Emission of Rapeseed Oil Blends in Diesel Engine. *Applied Energy*, 2012, vol. 95, pp. 139–146. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.026>
- [23] Qi D.H., Lee C.F., Jia C.C., Wang P.P., Wu S.T. Experimental Investigations of Combustion and Emission Characteristics of Rapeseed Oil-Diesel Blends in a Two Cylinder Agricultural Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 77, pp. 227–232. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.023>
- [24] Вальехо Мальдонадо П.Р. *Энергосберегающие технологии и альтернативная энергетика*. Москва, РУДН, 2008, 204 с.

## References

- [1] Gayvoronskiy A.I., Gordin V.M., Markov V.A. Problems and Prospects of Using Carbon-Free and Low-Carbon Motor Fuels in Various Scenarios of Transition to Carbon-Neutral Energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [2] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies of Industrial Production of Hydrogen and its Use in Transport Power Plants. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 3–20. (In Russ.).
- [3] *Chislo zaregistrirovannykh elektromobiley v Rossii prevysilo 20 tysyach* [The Number of Registered Electric Vehicles in Russia Exceeded 20 Thousand]. Available at: <https://www.autostat.ru/news/54027/> (accessed July 12, 2023).
- [4] *Proizvodstvo avtobenzina i diztopliva v Rossii uvelichilos' za 2022 god na 4,3 % i 6 % sootvetstvenno* [The Production of Motor Gasoline and Diesel Fuel in Russia Increased by 4.3 % and 6 %, Respectively, in 2022]. Available at: <http://www.finmarket.ru/news/5878443> (accessed July 12, 2023).
- [5] *Neftyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Petroleum Motor Fuels: Environmental Aspects of Application]. Ed. Aleksandrov A.A., Markov V.A. Moscow, OOO NITs “Inzhener” Publ., OOO “Oniko-M” Publ., 2014, 691 p. (In Russ.).
- [6] *Rynek etilovogo spirta Rossii i mira 2017–2021 gg. s prognozom do 2025 g.* [Ethyl Alcohol Market in Russia and the World 2017–2021 with a Forecast Up to 2025]. Available at: <https://expertcc.ru/projects/proizvodstvo/marketingovoe-issledovanie-mirovogo-i-rossiyskogo-rynka-etilovogo-spirta-2017-2021-gg-s-prognozom-do/> (accessed July 12, 2023).
- [7] *Analiz rynka etilovogo spirta v Rossii v 2016–2020 gg., otsenka vliyaniya koronavirusa i prognoz na 2021–2025 gg.* [Analysis of the Ethyl Alcohol Market in Russia in 2016–2020, Assessment of the Impact of Coronavirus and Forecast for 2021–2025]. Available at: [https://businessstat.ru/images/demo/ethanol\\_russia\\_demo\\_businessstat.pdf](https://businessstat.ru/images/demo/ethanol_russia_demo_businessstat.pdf) (accessed July 12, 2023).
- [8] Patrakhal'tsev N.N. *Povyshenie ekonomicheskikh i ekologicheskikh kachestv dvigateley vnutrennego sgoraniya na osnove primeneniya al'ternativnykh topliv* [Improving the Economic and Environmental Qualities of Internal Combustion Engines Based on the Use of Alternative Fuels]. Moscow, RUDN Publ., 2008, 267 p. (In Russ.).
- [9] Balakin A.Yu., Roslyakov A.D., Neverov V.A., Shlenov M.I. Using Ethyl Alcohol as the Diesel Engine Fuel. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 84–99. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.84-99>
- [10] Dugin G.S. Bioethanol Fuel Application on the Automobile Transport. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2010, no. 5, pp. 48–51. (In Russ.).

- [11] Markov V.A., Patrakhal'tsev N.N. Alcohol Fuels for Diesel Engines. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2010, no. 1, pp. 22–26. (In Russ.).
- [12] Gusakov S.B. *Perspektivy primeneniya v dizelyakh al'ternativnykh topliv iz vozobnovlyaemykh istochnikov* [Prospects for the Use of Alternative Fuels from Renewable Sources in Diesel Engines]. Moscow, RUDN Publ., 2008, 318 p. (In Russ.).
- [13] Biryukov V.V. *Metody povysheniya effektivnosti raboty dizelya pri ispol'zovanii etanola v kachestve ekologicheskoy dobavki k dizel'nomu toplivu* [Methods for Improving the Efficiency of a Diesel Engine when Using Ethanol as an Environmental Additive to Diesel Fuel]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2017, 173 p. (In Russ.).
- [14] Yarovenko V.L., Marinchenko V.A. *Tekhnologiya spirta* [Alcohol Technology]. Moscow, Kolos-Press Publ., 2002, 464 p. (In Russ.).
- [15] Roslyakov A.D. *Teploobmen v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Heat Transfer in Internal Combustion Engines]. Samara, SamGUPS Publ., 2004, 157 p. (In Russ.).
- [16] Lotko V., Lukanin V.N., Khachiyani A.S. *Primenenie al'ternativnykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Use of Alternative Fuels in Internal Combustion Engines]. Moscow, MADI (TU) Publ., 2000, 311 p. (In Russ.).
- [17] Piskunov I.V., Ershov M.A., Glagoleva O.F. Alternative Fuels for Sustainable Development of the Transport Sector Part 3. Biofuels. *Transport na al'ternativnom toplive*, 2021, no. 6, pp. 39–46. (In Russ.).
- [18] Agarwal D., Kumar L., Agarwal A.K. Performance Evaluation of a Vegetable Oil Fuelled Compression Ignition Engine. *Renewable Energy*, 2008, vol. 33, pp. 1147–1156. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.06.017>
- [19] Rao N.D., Premkumar B.S., Yohan M. Study of Use of Different Methods of Using Vegetable Oil as Fuel for Compression Ignition Engine. *Global Journal of Research Engineering Mechanical & Mechanics Engine*, 2012, vol. 12, pp. 8–16.
- [20] Vasil'ev I.P. *Vliyanie topliv rastitel'nogo proiskhozhdeniya na ekologicheskie i ekonomicheskie pokazateli dizelya* [The Influence of Vegetable Origin Fuels on the Environmental and Economic Performance of a Diesel Engine]. Lugansk, VNU im. V. Dalya Publ., 2009, 240 p. (In Russ.).
- [21] Anantha Raman L., Deepanraj B., Rajakumar S., Sivasubramanian V. Experimental Investigation on Performance, Combustion and Emission Analysis of a Direct Injection Diesel Engine Fuelled with Rapeseed Oil Biodiesel. *Fuel*, 2019, vol. 246, pp. 69–74. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.02.106>
- [22] Labecki L., Cairns A., Xia J., Megaritis A., Zhao H., Ganippa L.C. Combustion and Emission of Rapeseed Oil Blends in Diesel Engine. *Applied Energy*, 2012, vol. 95, pp. 139–146. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.026>
- [23] Qi D.H., Lee C.F., Jia C.C., Wang P.P., Wu S.T. Experimental Investigations of Combustion and Emission Characteristics of Rapeseed Oil-Diesel Blends in a Two Cylinder Agricultural Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 77, pp. 227–232. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.09.023>
- [24] Val'ekho Mal'donado P.R. *Energoberegayushchie tekhnologii i al'ternativnaya energetika* [Energy Saving Technologies and Alternative Energy]. Moscow, RUDN Publ., 2008, 204 p. (In Russ.).

**Материалы получены редакцией 02.08.2023**

**Сведения об авторах**

**Балакин Андрей Юрьевич** — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Тяговый подвижной состав», Самарский государственный университет путей сообщения, Самара, Российская Федерация. E-mail: a.balakin@samgups.ru, baklan03@mail.ru

**Росляков Алексей Дмитриевич** — доктор технических наук, профессор кафедры «Тяговый подвижной состав», Самарский государственный университет путей сообщения, Самара, Российская Федерация. E-mail: roslykov\_ad@mail.ru

**Валиуллина Оксана Евгеньевна** — старший преподаватель, аспирант кафедры «Тяговый подвижной состав», Самарский государственный университет путей сообщения, Самара, Российская Федерация. E-mail: valiullina\_oxana@mail.ru

**Анисимов Виктор Валериевич** — аспирант кафедры «Тяговый подвижной состав», Самарский государственный университет путей сообщения, Самара, Российская Федерация. E-mail: victor2115@mail.ru

**Вальехо Мальдонадо Пабло Рамон** — кандидат технических наук, доцент кафедры энергетического машиностроения, Российский университет дружбы народов, Москва, Российская Федерация. E-mail: prvm@rambler.ru

**Шленов Матвей Ильич** — кандидат технических наук, ассистент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: matvey-job@mail.ru

**Information about the authors**

**Balakin Andrey Yurievich** — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Traction Rolling Stock, Samara State University of Transport, Samara, Russian Federation. E-mail: a.balakin@samgups.ru, baklan03@mail.ru

**Roslyakov Aleksey Dmitrievich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Traction Rolling Stock, Samara State University of Transport, Samara, Russian Federation. E-mail: roslykov\_ad@mail.ru

**Valiullina Oksana Evgenievna** — Senior Lecturer, Postgraduate, Department of Traction Rolling Stock, Samara State University of Transport, Samara, Russian Federation. E-mail: valiulli-na\_oxana@mail.ru

**Anisimov Viktor Valerievich** — Postgraduate, Department of Traction Rolling Stock, Samara State University of Transport, Samara, Russian Federation. E-mail: victor2115@mail.ru

**Vallejo Maldonado Pablo Ramon** — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Power Engineering, Peoples' Friendship University of Russia, Moscow, Russian Federation. E-mail: prvm@rambler.ru

**Shlenov Matvey Ilyich** — Ph. D. (Eng.), Assistant, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: matvey-job@mail.ru

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Балакин А.Ю., Росляков А.Д., Валиуллина О.Е., Анисимов В.В., Вальехо Мальдонадо П.Р., Шленов М.И. Повышение эффективности работы дизельного двигателя путем замещения части моторного топлива этиловым спиртом. *Двигателестроение*, 2023, № 3 (293), с. 94–108.  
<https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.94-108>

**Please cite this article in English as:**

Balakin A.Yu., Roslyakov A.D., Valiullina O.E., Anisimov V.V., Vallejo Maldonado P.R., Shlenov M.I. Improving the Efficiency of the Diesel Engine by Replacing Part of the Motor Fuel with Ethyl Alcohol. *Engines Construction*, 2023, no. 3 (293), pp. 94–108. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.94-108>