

# Двигателестроение

Свидетельство о регистрации средства массовой информации ПИ № ФС77-83251 от 12 мая 2022 г. ISSN 0202-1633

**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  
press@bmstu.ru, <https://press.bmstu.ru>**Редакция:**МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва,  
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1  
dvs@bmstu.ru  
<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 машиностроению, академик Академии военных наук РФ**Ответственный секретарь:** А.Б. Сорокина**Редактор:** С.А. Серебрякова**Компьютерная верстка:** Г.Ю. Молоткова**Дизайнер:** Я.М. Асинкритова

Издается 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 15.02.2023.Электронные 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 30.06.2026. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 13,5.

## Содержание

**Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей****Корнилов Г.С., Теренченко А.С., Голосов А.С., Гринев В.Н.**

Дизельные двигатели в составе двигатель-генераторных установок ..... 3

**Системы и агрегаты двигателей****Марков В.А., Барченко Ф.Б., Поздняков Е.Ф., Остроухов А.А.**

Экспериментальные исследования дизельного двигателя с макетом силовой турбины и эжектором ..... 16

**Онищенко Д.О., Блинов А.С., Бобылев Т.В.**

Экспериментальное исследование гидравлических характеристик каталитического нейтрализатора отработавших газов для автомобильного двигателя ..... 38

**Рыжов В.А., Марков В.А., Ткачев В.Т., Ионин В.Е., Варшавский А.А.**

Совершенствование схем очистки масла в системах смазки среднеоборотных дизелей ..... 48

**Альтернативные топлива****Кулешов А.А.**

Анализ детальных кинетических механизмов и методик для расчета задержки самовоспламенения аммиака ..... 59

**Лиханов В.А., Лопатин О.П.**

Характеристики сажевыделения в дизельном двигателе на скоростных режимах при полном замещении нефтяного топлива альтернативными моторными топливами ..... 79

**Плотников С.А., Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю., Смольников М.В.**

Расчетно-теоретические исследования работы дизельного двигателя с добавками газового топлива во впускной трубопровод ..... 90

**Эксплуатация и ремонт двигателей****Гасанов А.Б.**

Оценка качества ремонта двигателей зарубежных автомобилей на примере Range Rover Discovery ..... 101

# Engines Construction

Certificate of registration of mass media PI No. FS77-83251 dated May 12, 2022. ISSN 0202-1633

**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

press@bmstu.ru, <https://press.bmstu.ru>

**Editorial Office:**

105005, Moscow, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,

Bauman Moscow State Technical University

dvs@bmstu.ru

<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 Mechanical Engineering, Aca-

demician of the Academy of Military Sciences of the Russian Federation

**Executive secretary:** A.B. Sorokina

**Editor:** S.A. Serebryakova

**Layout:** G.Yu. Molotkova

**Design:** Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

The journal is included in the list of periodicals approved by RF Higher Attestation Commission for publication of research results submitted for the degrees of Candidate of Sciences and Doctor of Sciences

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

**Kornilov G.S., Terenchenko A.S., Golosov A.S., Grinev V.N.**

Diesel engines for motor-generator-sets ..... 3

### Engine Systems and Aggregates

**Markov V.A., Barchenko F.B., Pozdnyakov E.F., Ostroukhov A.A.**

Experimental studies of a diesel engine with a power turbine mock-up and an ejector ..... 16

**Onishchenko D.O., Blinov A.S., Bobylev T.V.**

Experimental study of the hydraulic characteristics of a catalytic converter of exhaust gas  
for an automobile engine ..... 38

**Ryzhov V.A., Markov V.A., Tkachev V.T., Ionin V.E., Varshavskiy A.A.**

Improvement of oil cleaning schemes in lubrication systems of medium-speed diesel engines ..... 48

### Alternative Fuel

**Kuleshov A.A.**

Analysis of detailed kinetic mechanisms for and methods for calculating the ignition delay  
of ammonia mixtures ..... 59

**Likhanov V.A., Lopatin O.P.**

Characteristics of soot emission in a diesel engine at different speeds when oil fuel  
is completely replaced by alternative motor fuels ..... 79

**Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Malyshev P.Yu., Smolnikov M.V.**

Calculation and theoretical studies of the operation of a diesel engine with gas fuel additives  
in the intake pipeline ..... 90

### Operation and Repair of Engines

**Gasarov A.B.**

Assessment of the quality of engine repair of foreign cars using the example of the Range Rover Discovery ... 101

## РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436

### Дизельные двигатели в составе двигатель-генераторных установок

Г.С. Корнилов, А.С. Теренченко, А.С. Голосов, В.Н. Гринев

ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация

### Diesel engines for motor-generator-sets

G.S. Kornilov, A.S. Terenchenko, A.S. Golosov, V.N. Grinev

FSUE "NAMI", Moscow, Russian Federation

Статья посвящена актуальной проблеме разработки дизелей для автономных генераторных установок мощностью до 25 кВт, широко используемых на подвижных платформах. Проведен сравнительный анализ ключевых конструктивных решений: компоновочных схем (рядная и V-образная), систем охлаждения (воздушная и жидкостная) и типов камер сгорания (разделенная и неразделенная). На основе анализа существующих аналогов выявлено, что V-образная компоновка, несмотря на преимущества в балансировке и компактности, недостаточно распространена в дизелях данного класса. В работе предложена концепция двигателя, в которой обоснован выбор V-образной схемы с углом развала  $90^\circ$ , жидкостной системы охлаждения и неразделенной камеры сгорания. Данная конфигурация позволяет достичь оптимального баланса между низким уровнем вибраций, топливной экономичностью, соответствием экологическим нормам и адаптивностью к условиям эксплуатации на подвижных объектах.

**Ключевые слова:** двухцилиндровый дизель, дизель-генераторная установка, компоновочная схема, система охлаждения, камера сгорания, v-образный двигатель, непосредственный впрыск, подвижная платформа

This paper addresses the critical issue of developing diesel engines for stand-alone generator sets with a capacity of up to 25 kW, which are widely used in mobile applications. A comparative analysis of key design concepts is provided, including engine configurations (in-line and V-type), cooling systems (air- and water-cooled), and combustion chamber types (direct injection and indirect injection). An analysis of existing analogs reveals that the V-type configuration, despite its advantages in balancing and compactness, is underrepresented in this class of diesel engines. The paper proposes an engine concept justifying the choice of a V-type configuration with a  $90^\circ$  V-angle, a water-cooling system, and a direct-injection combustion chamber. This configuration achieves an optimal balance between low vibration levels, fuel efficiency, compliance with emission standards, and adaptability to mobile operating conditions.

**Keywords:** two-cylinder diesel, diesel motor-generator set, configuration, cooling system, combustion chamber, V-engine, direct injection, mobile application

## Введение

Дизели малой мощности являются критически важным элементом систем автономного и резервного энергоснабжения в условиях роста потребностей в надежной электроэнергии. Они широко применяются в стационарной и мобильной технике, от резервных генераторов до бортовых систем спецтранспорта. Особую значимость приобретает разработка компактных и эффективных двухцилиндровых дизелей для мобильных генераторных установок мощностью 15...25 кВт, где ключевыми критериями служат надежность, экономичность и адаптивность к различным условиям эксплуатации. Однако проектирование таких двигателей сопряжено с необходимостью поиска компромисса между массогабаритными показателями, эффективностью систем охлаждения и соот-

ветствием все более ужесточающимся экологическим нормам. В связи с этим актуален анализ существующих технических решений и выявление оптимальных конфигураций.

Анализ литературы и рыночных предложений показывает, что в данном классе доминируют рядные двигатели с воздушным или жидкостным охлаждением, тогда как V-образная компоновка, обладающая потенциалом для улучшения балансировки и компактности, остается малораспространенной в дизелях. При этом отсутствуют комплексные исследования, обосновывающие выбор компоновочной схемы именно для мобильных генераторных установок с учетом совокупности эксплуатационных требований. В данной статье представлена концепция двухцилиндрового дизельного двигателя для применения в качестве генератора

**Таблица 1. Двухцилиндровые двигатели внутреннего сгорания**

| № п/п                           | Производитель | Модель                      | Схема |
|---------------------------------|---------------|-----------------------------|-------|
| <i>С воздушным охлаждением</i>  |               |                             |       |
| 1                               | Beinei Deutz  | F2L912D                     | R     |
| 2                               | BISON         | BS2V98F                     | V     |
| 3                               | Cameo         | CP2V98F                     | V     |
| 4                               | Cooper        | 2E1D1C15.5UA                | V     |
| 5                               | Hatz          | 2L41C                       | R     |
| 6                               | Hatz          | 2G40                        | R     |
| 7                               | Kohler        | KD 625/2                    | R     |
| 8                               | Koop          | KD2V100F                    | V     |
| 9                               | Kubaoya       | HR2V98F                     | V     |
| 10                              | LISTER PETTER | TR GeneratorEngines TR2     | R     |
| 11                              | Lombardini    | 12LD 477-2                  | R     |
| 12                              | Lombardini    | 9LD 625/2                   | R     |
| <i>С жидкостным охлаждением</i> |               |                             |       |
| 13                              | Caterpillar   | C0.5                        | R     |
| 14                              | Cooper        | 2A2D1A1                     | R     |
| 15                              | Kirloskar     | 2R1040                      | R     |
| 16                              | Kohler        | KDW702                      | R     |
| 17                              | Kubota        | Z602-E4B                    | R     |
| 18                              | LISTER PETTER | ALPHA GeneratorEngines LPW2 | R     |
| 19                              | LISTER PETTER | LPWS2 Alpha 20              | R     |
| 20                              | Perkins       | 402D-05                     | R     |
| 21                              | Ricardo       | 2105D                       | R     |
| 22                              | Ricardo       | YTRC2110D                   | R     |
| 23                              | Yanmar        | 2TNV70-HGE                  | R     |
| <i>С масляным охлаждением</i>   |               |                             |       |
| 24                              | Deutz         | F2L2011                     | R     |
| 25                              | Deutz         | F2L1011F                    | R     |



**Рис. 1.** Рядные дизели:  
а — Kohler KD625-2 [1]; б — Deutz F2L1011F [2]

на подвижных платформах. Методология исследования включает сравнительный анализ компоновочных схем, систем охлаждения и типов камер сгорания на основе серийных аналогов. В результате обоснован выбор V-образной компоновки с жидкостной системой охлаждения и неразделенной камерой сгорания, обеспечивающей оптимальное сочетание компактности, низкого уровня вибраций, топливной экономичности и соответствия современным экологическим стандартам.

### Выбор компоновочной схемы двухцилиндрового дизеля

Для эксплуатации на подвижных платформах двигателя проектируются с учетом следующих факторов:

- повышенная виброустойчивость: усиленные крепления, резиновые амортизаторы, жесткий картер;
- компактность и низкий вес: использование алюминиевых сплавов, минимизация габаритов;
- устойчивость к наклонам: системы смазки с сухим картером или модифицированными маслоприемниками;
- широкий диапазон рабочих температур:  $-40...+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- защита от пыли и влаги: степень защиты IP54 и выше для генераторных установок.

Выбор компоновочной схемы двухцилиндрового дизеля является одним из ключевых этапов при проектировании компактных энергоустановок, предназначенных для применения в качестве бортовых генераторов на подвижных

платформах. Эффективность, массогабаритные характеристики, вибрационные свойства и ремонтпригодность энергоустановки в значительной степени определяются выбранной компоновочной схемой двигателя.

В данном диапазоне мощности наиболее распространены двухцилиндровые дизельные двигатели с различными схемами расположения цилиндров: рядная (линейная), V-образная и оппозитная. Каждая из этих схем имеет свои конструктивные особенности, влияющие на эксплуатационные характеристики агрегата.

Наибольшее распространение в генераторных установках с применением двухцилиндровых поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) получили две основные схемы компоновки: рядная (R) и V-образная (табл. 1). Каждая из данных конфигураций обладает определенными конструктивными, динамическими и эксплуатационными особенностями, определяющими ее применение в различных отраслях, включая малую энергетику, мобильную технику и транспортные средства.

**Рядные дизели.** Рядная схема представляет собой наиболее простую и технологически отработанную конфигурацию, при которой цилиндры расположены в единой продольной плоскости и соосно относительно коленчатого вала (рис. 1). Данная схема широко распространена в дизелях малой энергетики, что подтверждается обширным перечнем серийных моделей от таких производителей, как Hatz, Lombardini, LISTER PETTER и Kubota (см. табл. 1).

К основным преимуществам рядной компоновки относятся:

- конструктивная простота, обусловленная минимальным количеством деталей и унифицированностью узлов;

- компактность в поперечном направлении, что важно при ограниченных габаритах установочного пространства;

- удобство технического обслуживания и ремонта, включая легкий доступ к цилиндрам, головке блока цилиндров и клапанному механизму;

- упрощенная система охлаждения и смазки, не требующая сложных магистралей и распределительных узлов.

Однако данная схема обладает существенными недостатками в области динамики и уравновешенности:

- значительная неуравновешенность второго порядка при синфазном расположении кривошипов (угловое смещение  $0^\circ$ ), приводящая к повышенным уровням вибрации, обусловленным синфазным движением поршней;

- частичная балансировка инерционных сил при противофазном расположении кривошипов (угловое смещение  $180^\circ$ ), однако возникающая при этом неравномерность крутящего момента может проявиться в пульсациях на валу и снижении плавности хода;

- низкая степень уравновешенности сил инерции как первого, так и второго порядка, требующая установки дополнительного механизма уравновешивания;

- необходимость применения массивного маховика для компенсации пульсаций крутящего момента и обеспечения устойчивости вращения коленчатого вала в мертвых точках,

что увеличивает инерционную массу двигателя и снижает его динамические характеристики.

**V-образные дизели.** V-образная компоновка двухцилиндрового двигателя (рис. 2) является редкой в практике дизельного машиностроения и применяется преимущественно в бензиновых двигателях, а также в нишевых дизельных моделях китайского производства (Kubaoya, BISON, Cameo).

Преимуществами V-образной схемы являются:

- компактность в продольном направлении, что делает данную компоновку предпочтительной для установки в узких моторных отсеках, например, в компактных транспортных платформах;

- отличное охлаждение, особенно у двигателей с углом развала  $90^\circ$ , где оба цилиндра вынесены в поток набегающего воздуха и имеют собственные ребра охлаждения, что предотвращает перегрев заднего цилиндра (проблема некоторых оппозитных и рядных моторов);

- более эффективная балансировка инерционных сил и моментов по сравнению с рядной схемой, особенно при угле развала  $90^\circ$ , что позволяет снизить вибрационную нагрузку на конструкцию;

- повышенная плавность хода за счет более равномерного чередования рабочих тактов.

К недостаткам V-образной компоновки относятся:

- усложненная конструкция цилиндров и головок, требующая индивидуального подхода к каждому ряду цилиндров;

- повышенная материалоемкость и стоимость производства по сравнению с рядной схемой.

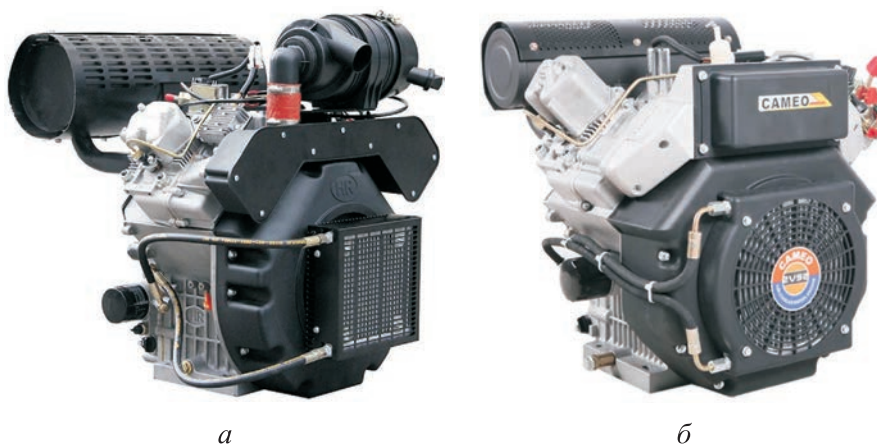


**Рис. 2.** V-образные дизели:  
а — Kubaoya HR2V98F [3]; б — Cameo CP2V98F [4]

Таким образом, при выборе компоновки двухцилиндрового двигателя необходимо учитывать баланс между вибрационными характеристиками, габаритами, технологичностью и стоимостью. В условиях малой энергетики и стационарного применения рядная компоновка остается предпочтительной, тогда как применение V-образной схемы оправдано в специализированных мобильных установках, где приоритет отдается компактности и плавности работы.

Анализ производственных линеек ведущих производителей (см. табл. 1) подтверждает, что в сегменте дизельных двигателей для малой энергетики доминируют рядные схемы благодаря их технологичности, надежности и низкой стоимости. V-образные двухцилиндровые дизели практически отсутствуют на массовом рынке, за исключением отдельных бюджетных образцов.

Таким образом, выбор компоновки определяется балансом между вибрационными характеристиками, габаритами, технологичностью и стоимостью. Для стационарных применений, где приоритетом служат простота и ремонтпригодность, предпочтительна рядная компоновка. Однако для высокомобильных установок с жесткими требованиями к виброакустическим характеристикам и поперечным габаритам, таких как компактные транспортные платформы и спецтехника, целесообразно применять V-образную схему с углом развала  $90^\circ$ , несмотря на ее повышенную сложность и стоимость.

### Сравнительный анализ систем охлаждения

Эффективный отвод теплоты — критически важное условие для надежной и долговечной работы дизеля, особенно в составе генераторных установок на подвижных платформах, где условия эксплуатации характеризуются переменными нагрузками и ограниченным пространством. Недостаточный теплоотвод приводит к перегреву, снижению КПД, повышенному износу и термическим деформациям деталей [5]. В рассматриваемом классе мощности (15...25 кВт) конкурируют две основные системы охлаждения: воздушная и жидкостная, выбор между которыми определяется комплексом эксплуатационных требований.

**Система воздушного охлаждения.** Двигатели с воздушным охлаждением рассеивают теплоту благодаря принудительному обдуву ребренных поверхностей цилиндров и головки блока с помощью приводного вентилятора (рис. 3). Данная система широко применяется в компактных и мобильных энергоустановках, что подтверждается ее использованием в таких моделях, как LISTER PETTER TR2 и Lombardini 12LD 477-2.

Преимуществами воздушной системы являются:

– конструктивная простота и надежность: отсутствие радиатора, жидкостных патрубков и водяного насоса снижает общее количество деталей и потенциальных точек отказа;

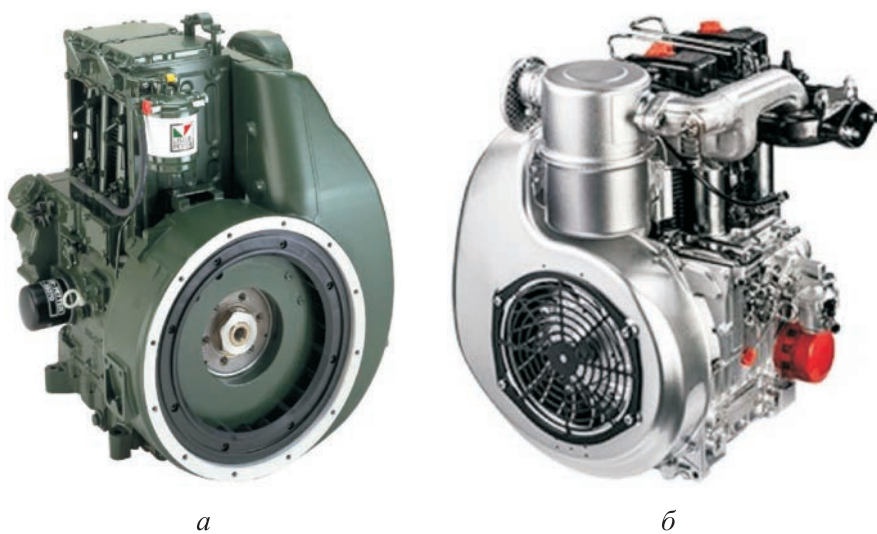


Рис. 3. Рядные дизели с воздушным охлаждением:

а — LISTER PETTER TR Generator Engines TR2 [7]; б — Lombardini 12LD 477-2 [8]

- малые масса и габариты, что особенно критично для высокоомобильных применений;
- быстрый прогрев при запуске и устойчивость к низким температурам окружающей среды;
- нечувствительность к утечкам охлаждающей жидкости.

К основным недостаткам воздушной системы охлаждения относятся:

- неравномерность охлаждения, приводящая к риску локальных перегревов, особенно на задних по ходу воздуха цилиндрах [5];
- высокий уровень шума, обусловлен также работой высокооборотного вентилятора;
- ограниченная эффективность при длительных высоких нагрузках и в условиях высокой температуры окружающей среды;
- зависимость от чистоты ребер (загрязнение ребер пылью или грязью резко снижает эффективность теплоотвода).

**Система жидкостного охлаждения.** В современных дизельных двигателях данного класса наиболее распространена жидкостная система. Она обеспечивает равномерный и эффективный отвод теплоты благодаря циркуляции охлаждающей жидкости по рубашке охлаждения блока и головки цилиндров с последующим ее охлаждением в радиаторе. Эта система реализована, например, в двигателях Perkins 402D-05 и Kubota Z602-E4B (рис. 4).

Преимущества жидкостной системы:

- высокая и равномерная эффективность охлаждения благодаря большой теплоемкости

охлаждающей жидкости, что обеспечивает стабильный тепловой режим при переменных нагрузках;

- сниженный уровень шума по сравнению с воздушной системой благодаря отсутствию постоянно работающего приводного вентилятора большого диаметра;

- возможность точного регулирования температурного режима с помощью термостата и управляемого электроклапана;

- возможность использования теплоты для обогрева других систем (например, отопителя кабины или предпускового подогрева).

Недостатки жидкостной системы, существенные для подвижных платформ:

- повышенные масса и габариты из-за наличия радиатора, насоса, расширительного бачка и соединительных патрубков;

- усложнение конструкции и обслуживания, риск утечек охлаждающей жидкости и завоздушивания системы;

- чувствительность к отрицательным температурам без применения низкотемпературных антифризов;

- зависимость эффективности от скорости воздушного потока через радиатор, для устранения которой может потребоваться установка мощного электроклапана.

**Сравнительный анализ и обоснование выбора.** Сравнительные характеристики систем охлаждения обобщены в табл. 2.

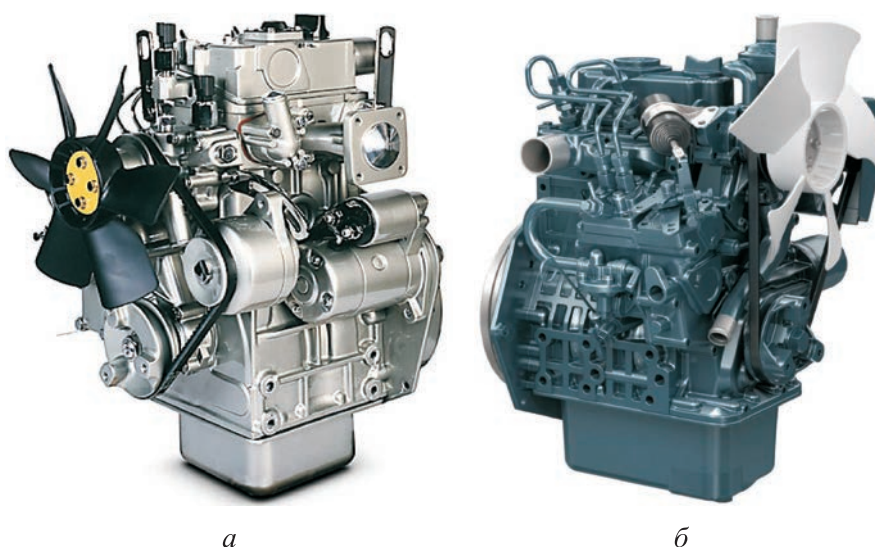


**Рис. 4.** Рядные дизели с жидкостным охлаждением:  
а — Perkins 402D-05 [11]; б — Kubota Z602-E4B [12]

**Таблица 2. Сравнительные характеристики систем охлаждения**

| Критерий                  | Воздушное охлаждение                                             | Жидкостное охлаждение               |
|---------------------------|------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| Эффективность теплоотвода | Средняя, неравномерная                                           | Высокая, равномерная                |
| Уровень шума              | Высокий                                                          | Средний / Низкий                    |
| Масса и габариты          | Низкие                                                           | Высокие                             |
| Сложность и стоимость     | Низкие                                                           | Высокие                             |
| Ремонтопригодность        | Высокая                                                          | Средняя                             |
| Устойчивость к климату    | Высокая при низких температурах, низкая при высоких температурах | Высокая при использовании антифриза |

Анализ показывает, что воздушное охлаждение предпочтительно для применений, где приоритетом являются минимальная масса, простота и максимальная надежность в условиях низких температур, а допустимы повышенный шум и работа, в основном в режиме средних нагрузок.

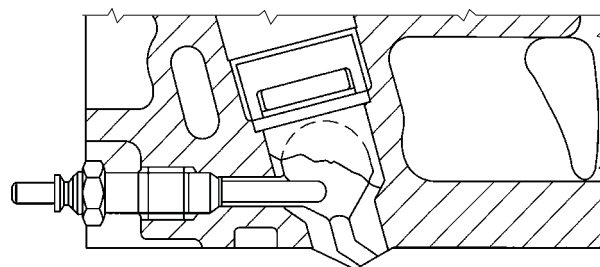
Для проектируемого генератора, предназначенного для длительной работы в широком диапазоне нагрузок с требованиями по низкому уровню шума и высокой стабильности теплового режима, выбор сделан в пользу жидкостной системы охлаждения. Несмотря на увеличение массы и сложности, она обеспечивает ключевые преимущества в виде повышенного ресурса и лучших виброакустических характеристик. Для компенсации недостатков жидкостной системы в конструкции предусматривается применение электрического вентилятора с термостатическим управлением и использование антифриза.

### Выбор типа камеры сгорания

Конструкция камеры сгорания служит определяющим фактором, влияющим на ключевые показатели дизельного двигателя: топливную экономичность, уровень вредных выбросов, шумность процесса сгорания, стабильность работы на переменных режимах и требования к системе топливоподачи [16]. В классе мало-мощных двухцилиндровых дизелей (15...30 кВт) исторически конкурируют две схемы: разделенная (вихрекамерная или предкамерная) и неразделенная камеры сгорания (непосредственный впрыск). Выбор между ними представляет собой компромисс между эффективностью и надежностью.

**Двигатели с разделенной камерой сгорания.** В двигателях с разделенной камерой процесс сгорания инициируется не в основной

камере, расположенной в поршне, а в дополнительной полости — вихревой камере или предкамере (рис. 5). Топливо, впрыснутое в эту камеру, интенсивно перемешивается с воздухом благодаря создаваемому вихревому движению, после чего горящая смесь поступает в основную камеру.

**Рис. 5. Разделенная камера сгорания дизеля Kohler KDW 702 [14]**

К преимуществам данной схемы относятся:

- более мягкий процесс сгорания, что снижает уровень шума и механических нагрузок на детали двигателя;
- устойчивая работа на малых и средних нагрузках, что важно для генераторных агрегатов, часто работающих в частичном режиме;
- меньшие требования к точности и качеству топливной аппаратуры, что позволяет использовать более простые и дешевые топливные насосы высокого давления и форсунки [16];
- повышенная устойчивость к некондиционному топливу, что критически важно для эксплуатации в удаленных районах.

Основные недостатки разделенных камер:

- повышенный удельный эффективный расход топлива (на 10...20 % выше, чем у двигателей с непосредственным впрыском) вследствие значительных тепловых потерь через стенки до-

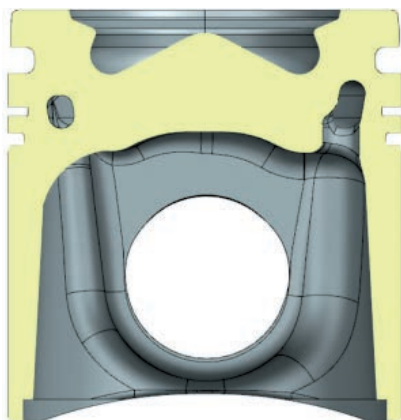


Рис. 6. Неразделенная камера сгорания дизеля Cooper 2A2D1A1 [15]

полнительной камеры и гидравлических потерь при перетекании заряда [17];

- сниженный термический КПД;
- затрудненный холодный пуск, часто требующий применения свечей накаливания [16, 17];
- усложненная конструкция головки блока цилиндров.

Такие двигатели, как Kohler KDW702, Kubota Z602-E4B и Perkins 402D-05, оснащенные разделенными камерами, применяются в генераторах для спецтехники и резервного электрообеспечения, где в приоритете надежность и ремонтопригодность.

**Двигатели с неразделенной камерой сгорания (непосредственный впрыск).** В двигателях с непосредственным впрыском топливо подается в камеру сгорания, выполненную в днище поршня (рис. 6). Форма камеры и расположение форсунок оптимизированы для организации эффективного смесеобразования за счет кинетической энергии топливной струи и движения воздушного заряда.

Преимущества двигателей с непосредственным впрыском:

- высокий термический КПД (на 8...12 % выше, чем у двигателей с разделенной камерой сгорания) за счет снижения тепловых потерь;
- повышенная топливная экономичность, что особенно важно для автономных подвижных платформ с ограниченным запасом топлива;
- лучшая управляемость процессом сгорания при использовании современных систем электронного впрыска (например, Common Rail).

К недостаткам схемы с непосредственным впрыском относятся:

- повышенная жесткость процесса сгорания и, как следствие, более высокий уровень шума;
- высокие требования к качеству топлива и чистоте топливной системы;
- высокие требования к точности изготовления и давлению впрыска топливной аппаратуры, что увеличивает ее стоимость.

Примерами двигателей с непосредственным впрыском в рассматриваемом классе являются Hatz 2G40, Kohler KD 625/2 и Lombardini 12LD 477-2, которые применяются в генераторах для техники и мобильных комплексов, где важны высокая экономичность и экологическая безопасность.

**Сравнительный анализ и обоснование выбора.** Сравнительные характеристики двух типов камер сгорания систематизированы в табл. 3.

Согласно результатам анализа, двигатели с неразделенной камерой обладают существенным преимуществом по топливной экономичности и экологическим показателям, что делает их предпочтительными в условиях ужесточения экологических норм и необходимости увеличения автономности подвижных платформ. Однако в условиях эксплуатации в удаленных

Таблица 3. Сравнительные характеристики типов камер сгорания

| Параметр                                  | Разделенная камера   | Неразделенная камера      |
|-------------------------------------------|----------------------|---------------------------|
| Удельный расход топлива, г/(кВт · ч)      | 265–275              | 220–265                   |
| Уровень шума, дБ(А)                       | 95–100               | 100–110                   |
| Экологические нормы                       | до Stage 3A / Tier 5 | до Stage 5 / Tier 4 Final |
| Стабильность работы на переменных режимах | Высокая              | Средняя                   |
| Сложность обслуживания                    | Низкая               | Средняя                   |
| Надежность в полевых условиях             | Высокая              | Средняя                   |
| Стоимость топливной аппаратуры            | Низкая               | Высокая                   |

районах, при использовании некондиционного топлива или при повышенных требованиях к «живучести» системы двигателя с разделенной камерой сохраняют свою актуальность благодаря высокой устойчивости к внешним воздействиям.

При выборе типа камеры сгорания для двухцилиндровых дизельных двигателей мощностью 20...30 кВт, применяемых в качестве генераторов на подвижных платформах, необходимо руководствоваться следующими принципами:

- для гражданских и коммерческих применений, где важны экологические нормы и экономичность (например, строительная техника, мобильные офисы), предпочтение следует отдавать двигателям с непосредственным впрыском;
- для специальной и военной техники, эксплуатируемой в экстремальных условиях с ограниченным доступом к качественному топливу и сервису, более оправдано применение двигателей с вихревыми камерами, несмотря на их большой расход топлива.

Современные исследования указывают на тенденцию к постепенному вытеснению двигателей с разделенными камерами сгорания благодаря развитию систем топливоподачи с электронным управлением, улучшению качества топлива и повышению требований к энергоэффективности. Тем не менее в сегменте маломощных мобильных генераторов камеры обоих типов продолжают сосуществовать, обеспечивая гибкость выбора в зависимости от конкретных условий эксплуатации.

Таким образом, оптимальным решением для большинства современных подвижных генераторных установок служит двигатель с неразделенной камерой сгорания, при условии обеспечения стабильного качества топлива и условий технического обслуживания. В случаях, когда приоритетом является отказоустойчивость и простота эксплуатации, допустимо использование двигателей с вихревыми камерами.

### **Сравнение с существующими аналогами и формирование технического облика двигателя**

Оценка конкурентоспособности разрабатываемой концепции требует ее всестороннего сравнения с серийными промышленными аналогами, представленными на рынке. Анализ

позволяет выявить сильные и слабые стороны существующих решений, определить целевые параметры и сформировать окончательный технический облик проектируемого двухцилиндрового дизеля. Для сравнения выбраны пять репрезентативных моделей от ведущих мировых производителей, охватывающие различные компоновочные схемы и системы охлаждения.

**Анализ двигателей-аналогов.** Оценка конкурентоспособности и эффективности технических решений, применяемых в двухцилиндровых дизельных двигателях мощностью 15–30 кВт, требует всестороннего сравнения с существующими промышленными аналогами. В данном диапазоне мощности представлены двигатели различных производителей, отличающиеся по конструкции, уровню технологической оснащенности, эксплуатационным характеристикам и сфере применения. Анализ проводится на примере наиболее распространенных моделей, используемых в качестве генераторных агрегатов на подвижных платформах.

Рассматриваются серийные имеющиеся в продаже ДВС как отечественного, так и иностранного производства. Технические характеристики четырехтактных атмосферных ДВС представлены в табл. 4.

При анализе табл. 4 наблюдается отсутствие легкого и компактного V-образного двигателя с системой жидкостного охлаждения, который сочетал бы преимущества обеих групп.

На основании проведенного анализа и сравнения с аналогами можно сформировать технический облик проектируемого двигателя. Его концепция заключается в создании силового агрегата для мобильных платформ, превосходящего существующие аналоги по совокупности ключевых параметров: виброакустическим характеристикам, топливной экономичности, экологичности и компактности при сохранении приемлемой массы.

**Основные целевые параметры и обоснование их выбора.** По результатам анализа были выбраны следующие целевые параметры дизеля.

**Компоновка:** V-образная с углом развала 90°. Обоснование: лучшая уравновешенность по сравнению с рядными аналогами (Lombardini, LISTERPETTER) и поперечная компактность, унаследованная от таких моделей, как HD2V100F, но без присущего им недостатка в виде воздушного охлаждения.

**Таблица 4. Сравнение технических характеристик дизелей**

| Модель двигателя                                                 | HD2V100F                 | ТМЗ-650Д                 | C0.5                      | LPW2                      | 9LD 625/2                |
|------------------------------------------------------------------|--------------------------|--------------------------|---------------------------|---------------------------|--------------------------|
| Производитель                                                    | Hollman Power (КНР)      | ПО «Туламаш-завод»       | Caterpillar (США)         | LISTER PETTER (Англия)    | Lombardini (Италия)      |
| Расположение цилиндров                                           | V-образное               | Рядное                   | Рядное                    | Рядное                    | Рядное                   |
| Количество цилиндров                                             | 2                        | 1                        | 2                         | 2                         | 2                        |
| Охлаждение                                                       | Принудительное воздушное | Принудительное воздушное | Принудительное жидкостное | Принудительное жидкостное | Принудительное воздушное |
| Диаметр цилиндра, мм                                             | 100                      | 95                       | 67                        | 86                        | 95                       |
| Ход поршня, мм                                                   | 95                       | 92                       | 72                        | 80                        | 88                       |
| Рабочий объем, см <sup>3</sup>                                   | 1382                     | 652                      | 500                       | 930                       | 1248                     |
| Степень сжатия                                                   | 18                       | 19                       | 23,5                      | 18,5                      | 17,5                     |
| Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup> | 2600 ± 100               | 2500 ± 100               | 3600 ± 100                | 3000 ± 100                | 3000 ± 100               |
| Номинальная мощность, не менее, кВт                              | 20,8                     | 12,0 / 11,0              | 10,2                      | 14,7                      | 18,8                     |
| Масса, кг                                                        | 73                       | 65                       | 57                        | 158                       | 115                      |
| Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч), не более         | 260                      | 260 / 280                | н/д                       | н/д                       | 265                      |
| Габариты (Д×Ш×В), мм                                             | 450×600×540              | 556×422×534              | 407×371×523               | 699×512×647               | 633×557×599              |

*Система охлаждения:* жидкостная закрытого типа с термостатированием и электровентилятором. Обоснование: обеспечение стабильного теплового режима и высокого ресурса, как у Caterpillar C0.5 и LPW2, но с более компактным и легким исполнением.

*Тип камеры сгорания:* неразделенная (непосредственный впрыск). Обоснование: достижение целевого удельного расхода топлива на уровне 230–245 г/(кВт·ч), что ниже, чем у большинства аналогов (за исключением некоторых моделей Deutz), и соответствие перспективным экологическим нормам.

*Целевые показатели:*

– мощность 22...25 кВт.

– удельный эффективный расход топлива менее 245 г/(кВт·ч).

– масса не более 110 кг;

– соответствие экологическому стандарту Stage V / Tier 4 Final.

### **Заключение**

В результате сравнительного анализа компоновочных схем было установлено, что V-образная схема с углом развала цилиндров 90° обладает существенными преимуществами при использовании в мобильных применениях по сравнению с традиционной рядной. Данная компоновка обеспечивает лучшую балансировку инерционных сил и моментов, что приводит

к снижению вибрационных нагрузок, а также отличается повышенной продольной компактностью, что критически важно для стесненных моторных отсеков.

Сравнительная оценка систем охлаждения показала, что для проектируемого двигателя, ориентированного на длительную работу в широком диапазоне нагрузок, целесообразно применение жидкостной системы охлаждения. Несмотря на некоторое усложнение конструкции и увеличение массы, она обеспечивает стабильный тепловой режим, повышенный ресурс и лучшие виброакустические характеристики по сравнению с воздушным охлаждением.

Анализ типов камер сгорания подтвердил общемировую тенденцию к переходу на неразделенные камеры (непосредственный впрыск). Выбор в пользу данного решения обусловлен его неоспоримыми преимуществами в топливной

экономичности и потенциалом для достижения требований современных и перспективных экологических стандартов (Stage V / Tier 4 Final).

Сравнение с существующими серийными аналогами выявило рыночную нишу для легкого, компактного и сбалансированного двигателя, сочетающего преимущества V-образной компоновки, эффективного жидкостного охлаждения и экономичного непосредственного впрыска. Предложенная концепция направлена на заполнение данной ниши.

Синтез результатов анализа позволил сформировать целевые параметры и основные положения технического задания на проектирование двухцилиндрового V-образного дизеля с жидкостным охлаждением и непосредственным впрыском топлива номинальной мощностью 22...25 кВт, с удельным расходом топлива не более 245 г/(кВт · ч) и массой не более 110 кг.

## Литература

- [1] *Diesel Air-Cooled*. URL: <https://www.engines.rehlko.com/products/KD625-2> (accessed July 14, 2025).
- [2] *Deutz F2L1011F*. URL: <https://deutz-diesel.ru/p10940406996/f2l1011f> (accessed July 14, 2025).
- [3] *HR2V98F*. URL: <https://lyvi.ru/p-1005008060732520#> (accessed July 14, 2025).
- [4] *2 cylinder diesel engine*. URL: <https://www.cameopower.com/diesel-engine/air-cooled-diesel-engine/2-cylinder-diesel-engine.html> (accessed July 14, 2025).
- [5] Кавтарадзе Р.З. *Локальный теплообмен в поршневых двигателях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, 471 с.
- [6] *Honda iGX800*. URL: <https://engines.honda.com/models/model-detail/igx800#Specifications> (accessed July 14, 2025).
- [7] *TR Generator Engines TR2*. URL: <https://listerpetter.com/products/tr-generator-engines-tr2/> (accessed July 14, 2025).
- [8] *Двигатель дизельный Lombardini 12LD 477-2*. URL: <https://lombardini-motors.ru/p12450002675> (дата обращения 14.07.2025).
- [9] *KOOP 13/16/18 кВт KD2V100F*. URL: <https://ccp.im/catalog/dvigateli/koop-13-16-18-kvt-kd2v100f/?ysclid=mq7qjallkv580311538> (accessed July 14, 2025).
- [10] *Двухцилиндровый дизельный двигатель*. URL: <https://www.bisongenerator.ru/engine/diesel-engine/2-cylinder-diesel-engine.html> (дата обращения 14.07.2025).
- [11] *Industrial Diesel Engines*. URL: [https://www.perkins.com/en\\_GB/products/new/perkins/industrial/industrial-diesel-engines/1000002504.html](https://www.perkins.com/en_GB/products/new/perkins/industrial/industrial-diesel-engines/1000002504.html) (accessed July 14, 2025).
- [12] *Kubota z602-e4b*. URL: <https://kubota-rus.su/goods/Dvigatel-dizelnyj-Kubota-Z602-E4B#!prettyPhoto> (accessed July 14, 2025).
- [13] *LH775*. URL: <https://www.engines.rehlko.com/products/LH775> (accessed July 14, 2025).
- [14] *Kohler KDW 702 — Pre-combustion Chamber; Pre-combustion Chamber Ring Nut Removal; Pre-combustion Chamber, Removal; Pre-combustion Chamber, Installation*. Manual. URL: <https://www.easymanuals.com/kohler/kdw-702/manual?p=61> (accessed July 14, 2025).
- [15] *2 Cylinder Engine*. URL: <https://www.coopercorp.in/2-cylinder-engine/> (accessed July 14, 2025).
- [16] Кулманов С.П., Калинин В.А., Шашев А.В. Улучшение показателей рабочего процесса дизельного двигателя с вихревой камерой сгорания. *Ползуновский вестник*, 2010, № 1, с. 28–34.
- [17] Ведрученко В.Р., Жданов Н.В., Лазарев Е.С. Влияние разделенных и полуразделенных камер сгорания на рабочий процесс дизеля при использовании альтернативных видов топлива. *Омский научный вестник*, 2014, № 2 (130), с. 152–156.

## References

- [1] *Diesel Air-Cooled*. Available at: <https://www.engines.rehlko.com/products/KD625-2> (accessed July 14, 2025).
- [2] *Deutz F2L1011F*. Available at: <https://deutz-diesel.ru/p10940406996/f2l1011f> (accessed July 14, 2025).
- [3] *HR2V98F*. Available at: <https://lyvi.ru/p-1005008060732520#> (accessed July 14, 2025).
- [4] *2 cylinder diesel engine*. Available at: <https://www.cameopower.com/diesel-engine/air-cooled-diesel-engine/2-cylinder-diesel-engine.html> (accessed July 14, 2025).
- [5] Kavtaradze R.Z. *Lokal'nyy teploobmen v porshnevnykh dvigatelyakh* [Local heat transfer in piston engines]. Moscow, BMSTU Press, 2007, 471 p.
- [6] *Honda iGX800*. Available at: <https://engines.honda.com/models/model-detail/igx800#Specifications> (accessed July 14, 2025).
- [7] *TR Generator Engines TR2*. Available at: <https://listerpetter.com/products/tr-generator-engines-tr2/> (accessed July 14, 2025).
- [8] *Dvigatel' dizel'nyy Lombardini 12LD 477-2* [Lombardini 12LD 477-2 Diesel Engine]. Available at: <https://lombardini-motors.ru/p12450002675> (accessed July 14, 2025).
- [9] *KOOP13/16/18кВтKD2V100F*. Available at: <https://ccp.im/catalog/dvigateli/koop-13-16-18-kvt-kd2v100f/?ysclid=mq7qjallkv580311538> (accessed July 14, 2025).
- [10] *Dvukhtsilindrovyy dizel'nyy dvigatel'* [Two-cylinder diesel engine]. Available at: <https://www.bisongenerator.ru/engine/diesel-engine/2-cylinder-diesel-engine.html> (accessed July 14, 2025).
- [11] *Industrial Diesel Engines*. Available at: [https://www.perkins.com/en\\_GB/products/new/perkins/industrial/industrial-diesel-engines/1000002504.html](https://www.perkins.com/en_GB/products/new/perkins/industrial/industrial-diesel-engines/1000002504.html) (accessed July 14, 2025).
- [12] *Kubota z602-e4b*. Available at: <https://kubota-rus.ru/goods/Dvigatel-dizelnyj-Kubota-Z602-E4B#!prettyPhoto> (accessed July 14, 2025).
- [13] *LH775*. Available at: <https://www.engines.rehlko.com/products/LH775> (accessed July 14, 2025).
- [14] *Kohler KDW 702 — Pre-combustion Chamber; Pre-combustion Chamber Ring Nut Removal; Pre-combustion Chamber, Removal; Pre-combustion Chamber, Installation*. Manual. Available at: <https://www.easymanua.ls/kohler/kdw-702/manual?p=61> (accessed July 14, 2025).
- [15] *2 Cylinder Engine*. Available at: <https://www.coopercorp.in/2-cylinder-engine/> (accessed July 14, 2025).
- [16] Kulmanakov S.P., Kalinin V.A., Shashev A.V. Application of fame air the use of rape oil as a fuel for diesel engines. *Polzunovskiy Vestnik*, 2010, no. 1, pp. 28–34. (In Russ.).
- [17] Vedruchenko V.R., Zhdanov N.V., Lazarev E.S. Vliyaniye razdelennykh i polurazdelennykh kamer sgoraniya na rabochiy protsess dizelya pri ispol'zovanii al'ternativnykh vidov topliva. *Omskiy nauchnyy vestnik*, 2014, no. 2 (130), pp. 152–156. (In Russ.).

**Материалы получены редакцией 10.05.2026**

**Сведения об авторах**

**Корнилов Геннадий Сергеевич** — доктор технических наук, главный специалист ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: g.kornilov@nami.ru

**Теренченко Андрей Станиславович** — кандидат технических наук, директор Центра «Энергоустановки» ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: terenchenko@nami.ru

**Голосов Андрей Сергеевич** — кандидат технических наук, ведущий инженер-исследователь, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: andrey.golosov@nami.ru

**Гринев Вадим Николаевич** — кандидат технических наук, начальник отдела, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Российская Федерация. E-mail: vadim.grinev@nami.ru

**Information about the authors**

**Kornilov Gennady Sergeevich** — Dr. Sci. (Eng.), Chief Specialist, FSUE “NAMI”, Moscow, Russian Federation. E-mail: g.kornilov@nami.ru

**Terenchenko Andrey Stanislavovich** — Ph. D. (Eng.), Director of the Power Installations Center, FSUE “NAMI”, Moscow, Russian Federation. E-mail: terenchenko@nami.ru

**Golosov Andrey Sergeevich** — Ph. D. (Eng.), Leading Research Engineer, FSUE “NAMI”, Moscow, Russian Federation. E-mail: andrey.golosov@nami.ru

**Grinev Vadim Nikolaevich** — Ph. D. (Eng.), Head of Department, FSUE “NAMI”, Moscow, Russian Federation. E-mail: vadim.grinev@nami.ru

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

Корнилов Г.С., Теренченко А.С., Голосов А.С., Гринев В.Н. Дизельные двигатели в составе двигатель-но-генераторных установок. *Двигателестроение*, 2026, № 2 (304), с. 3–15.

**Citation:**

Kornilov G.S., Terenchenko A.S., Golosov A.S., Grinev V.N. Diesel engines for motor-generator-sets. *Engines construction*, 2026, no. 2 (304), pp. 3–15. (In Russ.).

## СИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436

### Экспериментальные исследования дизельного двигателя с макетом силовой турбины и эжектором

В.А. Марков, Ф.Б. Барченко, Е.Ф. Поздняков, А.А. Остроухов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

### Experimental studies of a diesel engine with a power turbine mock-up and an ejector

V.A. Markov, F.B. Barchenko, E.F. Pozdnyakov, A.A. Ostroukhov

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow, Russian Federation

В статье оценена возможность форсирования дизельного двигателя с помощью силовой турбины, вырабатывающей дополнительную мощность за счет утилизации энергии отработавших газов и передающей эту мощность на коленчатый вал двигателя. Для увеличения расхода газа через турбину на ее входе был установлен газовый эжектор. Объектом исследований служил безнаддувный дизельный двигатель типа Д-243, который был оснащен макетом силовой турбины и газовым эжектором. Макет силовой турбины представлял собой турбокомпрессор типа ТКР-6. На входе в турбину турбокомпрессора был установлен газовый эжектор, с помощью которого отработавшие газы двигателя смешивались с атмосферным воздухом. Для смешивания этих компонентов в эжекторе необходимо было обеспечить избыточное давление воздуха, который подавался на вход в эжектор от компрессора турбокомпрессора. Проведены испытания двигателя в составе дизель-генераторной установки на режимах предельной регуляторной характеристики при частоте вращения коленчатого вала  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ . На режиме максимальной мощности двигатель имел мощность, равную 36 600 Вт. При подаче отработавших газов двигателя на турбину без эжектора на ее валу вырабатывалась дополнительная мощность 1737 Вт. При установке на входе в турбину газового эжектора мощность на валу турбины составила 2853 Вт. Таким образом, использование силовой турбины без эжектора позволяет увеличить суммарную мощность двигателя на 4,7 %, а использование силовой турбины с установленным на входе эжектором — на 7,8 %.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, форсирование двигателя, силовая турбина, газовый эжектор

The article assesses the feasibility of boosting a diesel engine by means of a power turbine, which generates additional power through the utilization of exhaust gas energy and transmits this power to the engine crankshaft. To increase the gas flow rate through the turbine, a gas ejector was installed at its inlet. The research object was a naturally aspirated diesel engine of the D-243 type, equipped with a prototype power turbine and a gas ejector. The prototype power turbine was based on a TKR-6 turbocharger. A gas ejector was installed at the turbine inlet, where the engine exhaust gases were mixed with atmospheric air. To ensure mixing in the ejector, an excess air pressure was required; this air was supplied to the ejector inlet from the compressor of the turbocharger. Engine tests were conducted as part of a diesel-generator set on the limiting governor characteristic modes at a crankshaft speed of  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ . At the maximum power mode, the engine developed a power output of 36 600 W. When the engine exhaust gases were supplied to the turbine without the ejector, an additional power of 1737 W was generated on the turbine shaft. With the gas ejector installed at the turbine inlet, the power on the turbine shaft increased to 2853 W. Thus, the use of a power turbine without an ejector allows for a total engine power increase of 4.7 %, while the use of a power turbine with an ejector at the inlet results in a 7.8 % increase in total power.

**Keywords:** internal combustion engines, diesel engine, engine boosting, power turbine, gas ejector

## Введение

Одной из основных тенденций развития двигателестроения является форсирование двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в частности, дизельных двигателей, позволяющее получить большую мощность двигателя при его неизменных массогабаритных показателях [1–6]. Известны различные способы форсирования дизельных двигателей. Наиболее распространенный среди них — увеличение подачи топлива в цилиндры двигателя с одновременным увеличением подачи воздуха. Для подачи дополнительного воздуха двигатели обычно оснащают различными системами наддува, обеспечивающими повышение давления воздуха во впускной системе двигателя за счет энергии отработавших газов (ОГ) [7–13]. При этом согласование подачи воздуха с подачей топлива осуществляется системами регулирования турбонаддува [14–16]. Возможна подача воздуха в цилиндры двигателя от компрессора, привод которого осуществляется непосредственно от коленчатого вала [1, 8, 13]. Еще одним способом увеличения подачи воздуха в камеры сгорания ДВС служит организация динамического (инерционного, резонансного, акустического) наддува, при котором эффект достигается за счет колебательных явлений во впускном трубопроводе [17–19]. Недостаток этого способа — сложность его реализации в ДВС транспортного назначения, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов.

Утилизация энергии ОГ, поступающих в выпускную систему двигателя, обеспечивается в схемах комбинированных двигателей, оснащенных силовыми турбинами, в которых энергия ОГ преобразуется в крутящий момент турбины, передаваемый на коленчатый вал двигателя [20–22]. Применение силовых турбин в схемах комбинированных двигателей позволяет увеличить мощность двигателя, т. е. обеспечивает его форсирование.

Увеличение подачи воздуха в цилиндры двигателя или увеличение подачи рабочего тела (смеси ОГ и дополнительного воздуха) на лопатки силовой турбины возможно при использовании струйных аппаратов — эжектирующих устройств [23–28]. Предложены схемы, в которых использованы различные комбинации указанных элементов. В частности, в патенте РФ № 2693953 предложен комбинированный ДВС,

содержащий поршневую часть (собственно двигатель), силовую турбину, вал которой жестко связан с коленчатым валом двигателя, и эжектор, установленный в выпускной системе двигателя перед турбиной (рис. 1) [29]. В предлагаемой силовой установке транспортного средства в сопло газовоздушного эжектора, установленного в выпускной системе комбинированного двигателя, в качестве эжектирующего газа подаются ОГ из цилиндров, которые создают в сужающемся сечении пониженное давление (разрежение). Это вызывает подсос в зону разрежения эжектируемого газа — атмосферного воздуха, который смешивается с горячими ОГ, увеличивая общую массу газовоздушной смеси. Турбина работает на получаемой газовоздушной смеси с увеличенной массой. Энергия газовоздушной смеси, поступающей на лопатки турбины, включает в себя энергию ОГ поршневого двигателя и дополнительную энергию присоединенной массы атмосферного воздуха. Суммарная энергия газовоздушной смеси используется для получения механической энергии на валу турбины, которая передается на коленчатый вал поршневого двигателя.

Отметим, что создание комбинированного двигателя с силовой газовой турбиной представляет собой сложную техническую задачу, требующую больших временных и материальных затрат. Ввиду этого в настоящем исследовании вместо силовой газовой турбины использован ее макет, имитирующий работу такой турбины и позволяющий определить некоторые ее параметры.

Цель настоящего исследования — оценить возможность создания и эффективность исполь-

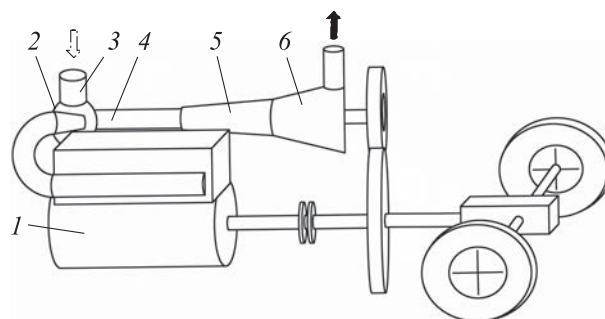


Рис. 1. Схема комбинированной силовой установки по патенту РФ № 2693953:

1 — поршневой двигатель; 2 — газовоздушный эжектор; 3 — заборник воздуха; 4 — камера смешения; 5 — диффузор; 6 — силовая газовая турбина

зования дизельного двигателя с макетом силовой турбины и дополнительной подачей воздуха на вход турбины с помощью газозвдушного эжектора.

### Разработка экспериментальной установки для испытаний дизельного двигателя с макетом силовой турбины и эжектором

Для проведения экспериментальных исследований двигателя с макетом силовой турбины и дополнительной подачей воздуха на вход тур-

бину эжектором была использована дизель-генераторная установка (ДГУ) с двигателем типа Д-243 (4Ч 11/12,5), камера сгорания которого показана на рис. 2. В состав этой экспериментальной установки входили указанный дизельный двигатель 1 (рис. 3) производства Минского моторного завода и электрический генератор типа ЕСО-ЕСР производства фирмы RINA (Италия), вырабатывающий переменный электрический ток. При испытаниях вырабатываемая электроэнергия потреблялась тремя тепловентиляторами, максимальная мощ-

### Конструктивные и эксплуатационные параметры дизельного двигателя типа Д-243

|                                                                             |                                                                                                                                                     |
|-----------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Тип двигателя .....                                                         | Четырехтактный, рядный, дизельный                                                                                                                   |
| Число цилиндров .....                                                       | 4                                                                                                                                                   |
| Диаметр цилиндра $D$ /ход поршня $S$ , мм .....                             | 110/125                                                                                                                                             |
| Общий рабочий объем $iV_h$ , л .....                                        | 4,32                                                                                                                                                |
| Степень сжатия $\varepsilon$ .....                                          | 16,0                                                                                                                                                |
| Тип камеры сгорания .....                                                   | Полуразделенная в поршне типа ЦНИДИ*                                                                                                                |
| Способ смесеобразования .....                                               | Объемно-пленочное                                                                                                                                   |
| Номинальная частота вращения коленчатого вала $n$ , мин <sup>-1</sup> ..... | 1500                                                                                                                                                |
| Номинальная мощность двигателя $N_e$ , кВт .....                            | 36                                                                                                                                                  |
| Система питания .....                                                       | Разделенного типа                                                                                                                                   |
| Топливный насос высокого давления (ТНВД) .....                              | Рядный типа PP4M10U1f фирмы Motorpal с центробежным регулятором частоты вращения                                                                    |
| Диаметр плунжеров ТНВД $d_{пл}$ / их ход $h_{пл}$ , мм .....                | 10/10                                                                                                                                               |
| Длина нагнетательных топливопроводов $L_r$ , мм .....                       | 540                                                                                                                                                 |
| Форсунки .....                                                              | Типа ФДМ-22 производства ОАО «Куропаратура» (г. Вильнюс)                                                                                            |
| Распылители форсунок .....                                                  | Фирмы Motorpal типа DOP 119S534 с пятью распыляющими отверстиями диаметром $d_p = 0,34$ мм и проходным сечением $\mu_p f_p = 0,250$ мм <sup>2</sup> |
| Давление начала впрыскивания форсунок $p_{фo}$ , МПа .....                  | 21,5                                                                                                                                                |

\* Центральный научно-исследовательский дизельный институт.

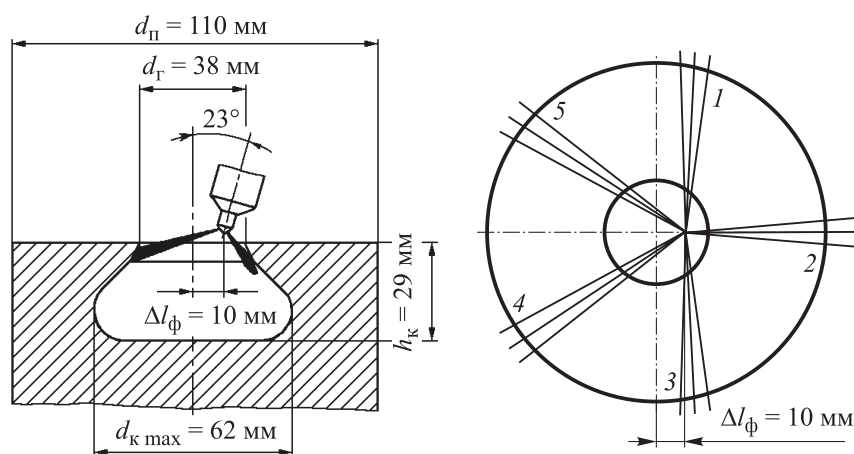


Рис. 2. Камера сгорания двигателя типа Д-243 со схемой расположения форсунки (а) и ориентация струй топлива в камере (б): 1, 2, 3, 4, 5— номера струй

ность каждого из которых составляла 12 кВт. Исследуемый дизельный двигатель без наддува типа Д-243 имел номинальную мощность  $N_e = 36$  кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n = 1500$  мин<sup>-1</sup>. Некоторые параметры двигателя приведены выше. Двигатель был оснащен форсунками типа ФДМ-22 с распылителями Motorpal DOP 119S534. При испытаниях использовали нефтяное ДТ марки «Л» по ГОСТ 305–2013.

Исходный безнаддувный двигатель типа Д-243 был оснащен макетом силовой турбины и газовым эжектором. Макетом силовой турбины служил турбокомпрессор типа ТКР-6, включающий турбокомпрессор типа ТКР-6 производства Борисовского завода автоагрегатов

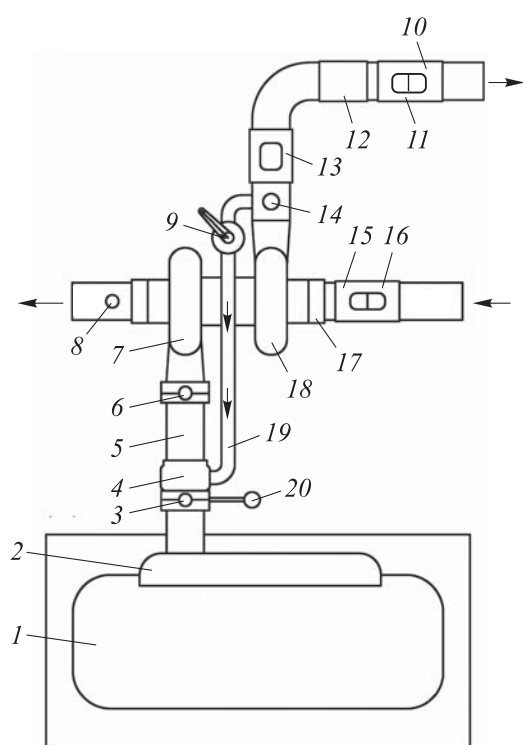


**Рис. 3.** Схема экспериментальной установки с макетом силовой турбины и газовым эжектором: 1 — дизельный двигатель; 2 — выпускной коллектор; 3 — датчик температуры ОГ на выходе из выпускного коллектора; 4 — газовый эжектор; 5 — смеситель-завихритель; 6 — датчик температуры смеси, поступающей на турбину; 7 — турбина; 8 — датчик температуры смеси на выходе из турбины; 9 — регулятор отвода сжатого в компрессоре воздуха; 10 — датчик температуры выпускного воздуха; 11 — датчик массового расхода выпускного воздуха (ДМРВ2); 12 — ламинатор; 13 — дроссель-регулятор; 14 — датчик давления воздуха после компрессора; 15 — датчик массового расхода впускного воздуха (ДМРВ1); 16 — датчик температуры впускного воздуха; 17 — датчик частоты вращения ротора турбокомпрессора (ДЧВТ); 18 — компрессор; 19 — воздушный трубопровод; 20 — датчик давления ОГ на выходе из выпускного коллектора

(ОАО «БЗА», г. Борисов, Беларусь) с турбиной 7 (рис. 3) и компрессором 18, размещенным на одном валу. Характеристики компрессора 18 показаны на рис. 4.

В экспериментальной установке, показанной на рис. 3, использован газовый эжектор 4, установленный на входе в турбину. Эжектор осуществлял смешивание ОГ двигателя с атмосферным воздухом, после чего эта смесь подавалась на вход в турбину. Для смешивания указанных компонентов в газовом эжекторе необходимо обеспечить избыточное давление воздуха. В процессе испытаний этот воздух подавался на вход в эжектор 4 (см. рис. 3) от компрессора 18 через регулятор отвода воздуха 9. Необходимое давление этого воздуха поддерживалось дросселем-регулятором 13.

Экспериментальная установка включала необходимую управляющую и измерительную аппаратуру. Установка оснащена датчиками массо-

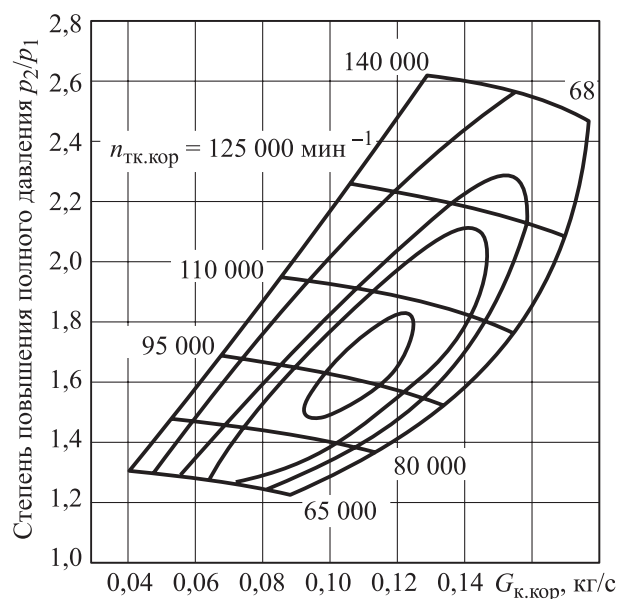


**Рис. 4.** Характеристики компрессора ТКР-6 (ОАО «БЗА», Республика Беларусь, г. Борисово) — зависимость степеней повышения полного давления в компрессоре  $p_2/p_1$  от скорректированного расхода воздуха через компрессор  $G_{к.кор}$  при различных приведенных частотах вращения ротора турбокомпрессора  $n_{тк.кор}$ :

формулы приведения  $n_{тк.кор} = n_{кт} \sqrt{T_{атм}/T_1}$ , мин<sup>-1</sup>;

$G_{к.кор} = G_k \sqrt{T_{атм}/T_1} \cdot p_{атм}/p_1$ , кг/с; параметры приведения  $T_{атм} = 300$  К,  $p_{атм} = 0,099351$  МПа,  $p_1$  и  $T_1$  — давление и температура на входе в компрессор,  $p_2$  и  $T_2$  — давление и температура на выходе из компрессора

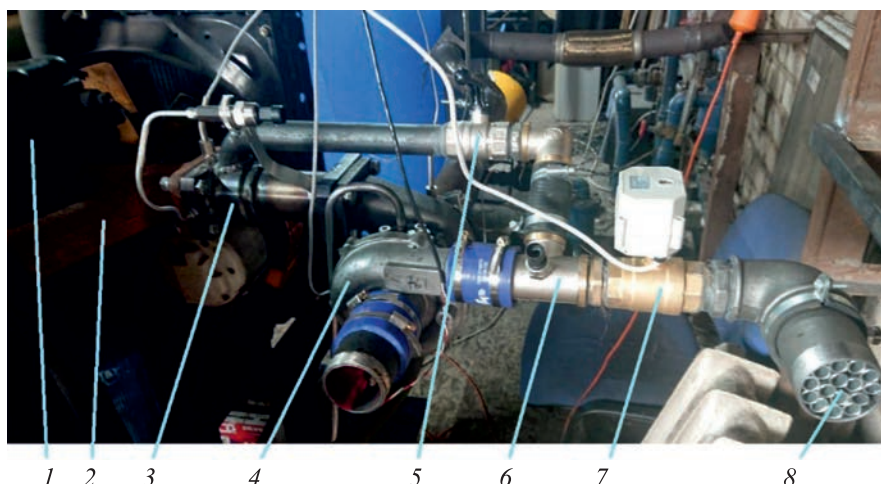


**Рис. 5.** Общий вид макета силовой турбины и газового эжектора:  
1 — дизельный двигатель типа Д-243; 2 — выпускной коллектор; 3 — эжектор; 4 — турбокомпрессор (макет силовой турбины); 5 — кран-регулятор расхода газов эжектора; 6 — тройник забора воздуха на эжектор с датчиком давления; 7 — дистанционно-управляемый регулятор; 8 — ламинатор

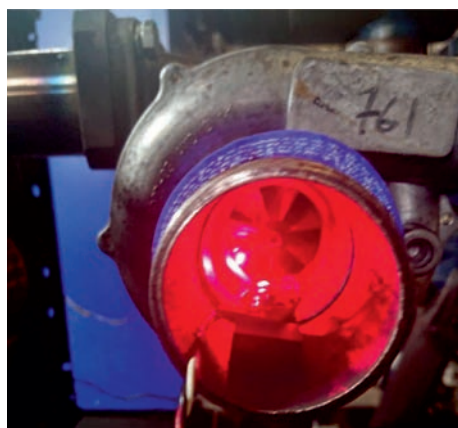


**Рис. 6.** Общий вид макета силовой турбины

вого расхода воздуха ДМРВ1 (поз. 15, см. рис. 3), ДМРВ2 (поз. 11) типа BOSCH 0 280 217 123 (производство фирмы Bosch, Германия), датчиком частоты вращения ротора турбокомпрессора ДЧВТ (поз. 17), датчиками давления ОГ перед эжектором  $p_{т1}$  (поз. 20) и воздуха после компрессора  $p_k$  (поз. 14) — керамические датчики давления 5..300 psi, термопарами  $T_1, T_2, T_3$  типа К для измерения температуры ОГ (датчики температуры  $T_{т1}, T_{т2}, T_{т3}$ , поз. 3, 6, 8 соответственно), дистанционно управляемым дросселем-регулятором (поз. 13) типа ДУ-32 (производство Китай).

Установка содержала макет силовой турбины (поз. 7 на рис. 3) и газовый эжектор (поз. 4).

Общий вид этих элементов показан на рис. 5, а общий вид макета силовой турбины — на рис. 6. Газовый эжектор представлял собой сборку фланца выпускного коллектора, сам эжектор, завихритель-смеситель и фланец турбины (рис. 7).

Для более точного определения расхода воздуха с помощью датчика ДМРВ2 (поз. 11 на рис. 3) на его входе размещен ламинатор (поз. 12). Общий вид указанных элементов показан на рис. 8, общий вид установки — на рис. 9, общий вид соединения двигателя с турбокомпрессором — на рис. 10.

На описанной установке проведены экспериментальные исследования дизельного двигателя с макетом силовой турбины и газовым эжектором. Целями экспериментальных исследований были оценка эффективности использования силовой турбины и эжектора для увеличения мощности комбинированной установки и определение параметров используемой силовой турбины.

### Экспериментальные исследования комбинированной силовой установки

В процессе экспериментальных исследований определяли штатные параметры двигателя и показатели дымности и токсичности его отработавших газов. Дымность ОГ измеряли с помощью дымомера «Инфраклар Д1.01» ООО «Запад-

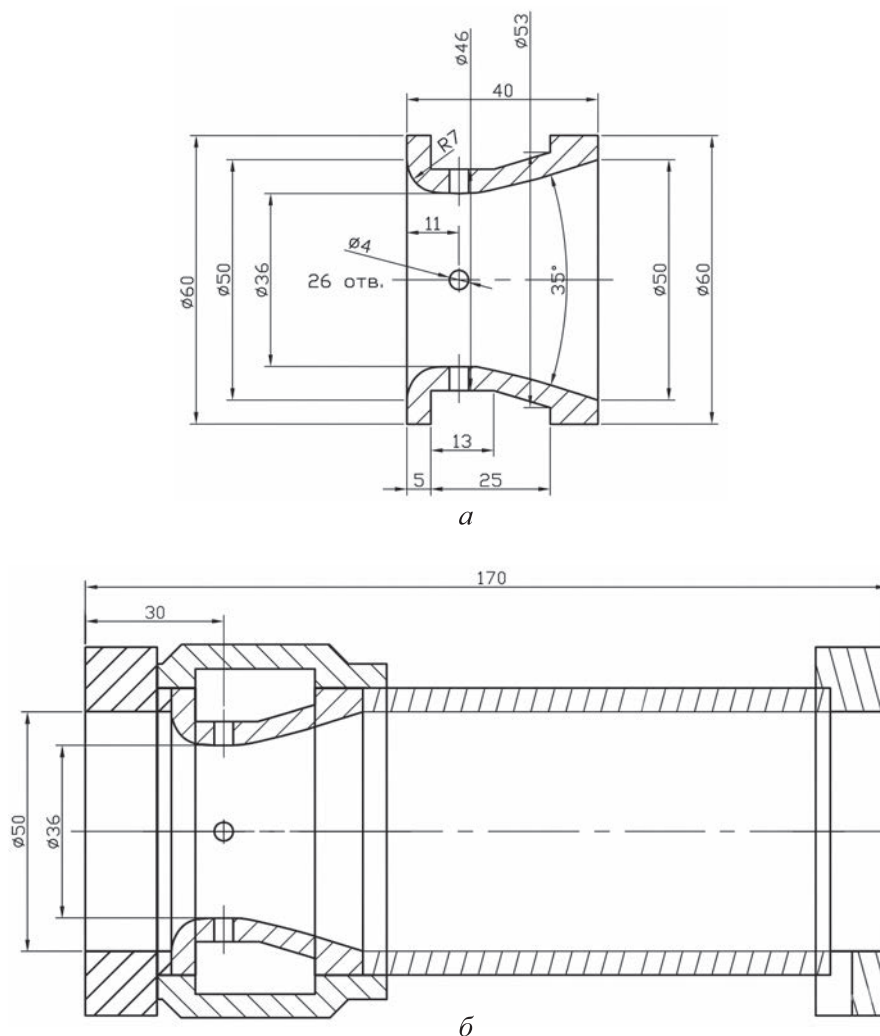


Рис. 7. Чертежи эжектора (а) и сборки фланца выпускного коллектора, эжектора, завихрителя-смесителя и фланца турбины (б)

прибор», г. Москва (рис. 11, а). Концентрации в ОГ кислорода  $O_2$ , углекислого газа  $CO_2$ , а также токсичных компонентов (оксидов азота  $NO_x$ , монооксида углерода  $CO$ , несгоревших углеводородов  $CH_x$ ) определяли с помощью газоанализатора «Инфракар 5М-3.01» ООО «Западприбор», г. Москва (рис. 11, б). Диапазоны измерений параметров двигателя и точность измерения каждого параметра приведены в табл. 1.

При экспериментальных исследованиях дизельный двигатель типа Д-243 исследован на режимах предельной регуляторной характеристики, формируемой регулятором при частоте вращения коленчатого вала  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ . Это штатные режимы ДГУ, вырабатывающей переменный электрический ток, который удов-

летворял требованиям, предъявляемым к току промышленных сетей. При испытаниях статический угол опережения впрыскивания топлива был равен  $\theta = 13^\circ$  поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ПКВ до ВМТ).

Результаты испытаний двигателя в его исходной (штатной) комплектации представлены в табл. 2. Затем двигатель был оснащен макетом силовой турбины и газовым эжектором. Результаты испытаний двигателя с этими дополнительными элементами приведены в табл. 3 и 4. По данным табл. 2 отметим, что исследуемый двигатель отличается хорошими экологическими характеристиками. Наиболее значимым экологическим показателем дизельных двигателей является дымность их ОГ. На режиме



**Рис. 8.** Общий вид элементов экспериментальной установки:

*a* — внутренняя часть эжектора; *б* — эжектор с подводящим трубопроводом; *в* — сборка фланца выпускного коллектора, эжектора, завихрителя-смесителя и фланца турбины; *г* — проставка (фланец турбины); *д* — эжектор в сборе с фланцем турбины; *е* — корпус эжектора (его подводящая рубашка); *ж* — завихритель-смеситель для смешения ОГ и воздуха; *з* — ламинатор



Рис. 9. Общий вид экспериментальной установки



*а*



*б*

Рис. 10. Общий вид соединения двигателя с турбокомпрессором



Рис. 11. Общие виды дымомера «Инфракар Д1.01» (*а*) и газового анализатора «Инфракар 5М-3.01» (*б*)

**Таблица 1. Диапазоны измерений параметров дизеля типа Д-243 и точность их измерения**

| Измеряемый параметр                               | Диапазон измерения       | Точность измерения                                                                            | Относительная погрешность измерения                                              |
|---------------------------------------------------|--------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| Частота вращения                                  | 0–2500 мин <sup>-1</sup> | ±2,5 мин <sup>-1</sup>                                                                        | ±0,1 %                                                                           |
| Мощность                                          | 0–40 кВт                 | ±0,4 кВт                                                                                      | ±1 %                                                                             |
| Расход топлива                                    | 0–12 кг/ч                | ±0,05 кг/ч                                                                                    | ±0,4 %                                                                           |
| Расход воздуха                                    | 0–250 кг/ч               | ±2,5 кг/ч                                                                                     | ±1 %                                                                             |
| Концентрация в ОГ:<br><br>кислород O <sub>2</sub> | <br><br>0–21 % (об.)     | <br><br>±0,1 % (об.)<br>в диапазоне 0–3,3 % (об.)<br>±3 % (об.)<br>в диапазоне 3,3–21 % (об.) | <br><br>±3 %<br>в диапазоне 0–3,3 % (об.)<br>±14 %<br>в диапазоне 3,3–21 % (об.) |
| диоксид углерода CO <sub>2</sub>                  | 0–16 % (об.)             | ±0,5 % (об.)<br>в диапазоне 0–12,5 % (об.)                                                    | ±4%<br>в диапазоне 0–12,5 % (об.)                                                |
| оксиды азота NO <sub>x</sub>                      | 0–4000 ppm               | ±100 ppm<br>в диапазоне 0–1000 ppm<br>±10 ppm<br>в диапазоне 1000–4000 ppm                    | ±10 %<br>в диапазоне 0–1000 ppm<br>±0,25 %<br>в диапазоне 1000–4000 ppm          |
| монооксид углерода CO                             | 0–5 % (об.)              | ±0,03 % (об.)<br>в диапазоне 0–1 % (об.)                                                      | ±3 %<br>в диапазоне 0–1 % (об.)                                                  |
| углеводороды CH <sub>x</sub>                      | 0–2000 ppm               | ±10 ppm<br>в диапазоне 0–200 ppm                                                              | ±5 %<br>в диапазоне 0–200 ppm                                                    |
| Дымность ОГ K <sub>x</sub>                        | 0–100 %<br>(Хартридж)    | ±1 % (Хартридж)<br>во всем диапазоне                                                          | ±1 %<br>во всем диапазоне                                                        |

**Таблица 2. Частота вращения вала двигателя  $n$ , эффективная мощность  $N_e$ , часовой расход топлива  $G_{\text{топл}}$ , объемные концентрации в ОГ кислорода  $C_{O_2}$ , диоксида углерода  $C_{CO_2}$ , оксидов азота  $C_{NO_x}$ , монооксида углерода  $C_{CO}$ , углеводородов  $C_{CH_x}$ , дымность ОГ  $K_x$  дизельного двигателя типа Д-243 в исходной комплектации**

| Номер режима                                                                                                                            | $n$ , мин <sup>-1</sup> | $N_e$ , кВт | $G_{\text{топл}}$ , кг/ч | $C_{O_2}$ , % | $C_{CO_2}$ , % | $C_{NO_x}$ , ppm | $C_{CO}$ , % | $C_{CH_x}$ , ppm | $K_x$ , %<br>(Хартридж) |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|-------------|--------------------------|---------------|----------------|------------------|--------------|------------------|-------------------------|
| 1                                                                                                                                       | 1582                    | 0           | 1,70                     | 17,96         | 2,04           | 179              | 0,028        | 7                | 1                       |
| 2                                                                                                                                       | 1530                    | 13,2        | 3,98                     | 14,93         | 4,10           | 639              | 0,022        | 13               | 3                       |
| 3                                                                                                                                       | 1500                    | 24,5        | 6,26                     | 11,68         | 6,30           | 1372             | 0,013        | 18               | 8                       |
| 4                                                                                                                                       | 1464                    | 36,7        | 9,40                     | 7,60          | 9,19           | 1655             | 0,007        | 21               | 23                      |
| 5                                                                                                                                       | 1458                    | 36,5        | 9,60                     | 7,27          | 9,34           | 1613             | 0,006        | 20               | 22                      |
| 6                                                                                                                                       | 1497                    | 24,6        | 6,24                     | 11,36         | 6,36           | 1518             | 0,012        | 17               | 9                       |
| 7                                                                                                                                       | 1524                    | 13,3        | 3,98                     | 14,69         | 4,01           | 753              | 0,020        | 13               | 4                       |
| 8                                                                                                                                       | 1569                    | 0           | 1,58                     | 18,00         | 1,90           | 217              | 0,027        | 6                | 1                       |
| Примечание. Указано объемное процентное содержание компонентов в ОГ; ppm— миллионные объемные доли $C_{NO_x}$ , $C_{CO}$ , $C_{CH_x}$ . |                         |             |                          |               |                |                  |              |                  |                         |

**Таблица 3.** Частота вращения вала двигателя  $n$ , эффективная мощность  $N_e$ , часовой расход топлива  $G_{\text{топл}}$ , частота вращения ротора турбокомпрессора  $n_{\text{тк}}$ , положение дросселя-регулятора ДР (степень его открытия, см. рис. 3), положение ручного регулирующего крана КР (степень его открытия — регулятор отвода на рис. 3), давление воздуха после компрессора  $p_k$ , давление ОГ перед турбиной  $p_t$ , часовые расходы воздуха  $Q_1$  и  $Q_2$ , измеряемые датчиками массового расхода воздуха ДМРВ1 и ДМРВ2 (см. поз. 15 и 11 на рис. 3)

| Номер режима | $n$ , мин <sup>-1</sup> | $N_e$ , кВт | $G_{\text{топл}}$ , кг/ч | $n_{\text{тк}}$ , мин <sup>-1</sup> | ДР, % | КР, % | $p_k$ , кг/см <sup>2</sup> | $p_t$ , кг/см <sup>2</sup> | $Q_1$ , кг/ч | $Q_2$ , кг/ч |
|--------------|-------------------------|-------------|--------------------------|-------------------------------------|-------|-------|----------------------------|----------------------------|--------------|--------------|
| 1            | 1580                    | 0           | 1,98                     | 55 000                              | 50    | 0     | 0,21                       | 0,18                       | 86           | 83           |
| 2            | 1580                    | 0           | 1,95                     | 54 000                              | 50    | 50    | 0,20                       | 0,17                       | 87           | 78           |
| 3            | 1580                    | 0           | 1,93                     | 54 000                              | 50    | 100   | 0,20                       | 0,17                       | 83           | 81           |
| 4            | 1580                    | 0           | 1,95                     | 58 800                              | 35    | 100   | 0,24                       | 0,21                       | 70           | 55           |
| 5            | 1580                    | 0           | 1,97                     | 63 000                              | 25    | 100   | 0,25                       | 0,23                       | 47           | 26           |
| 6            | 1518                    | 12,2        | 4,17                     | 58 000                              | 50    | 0     | 0,23                       | 0,20                       | 93           | 90           |
| 7            | 1518                    | 11,8        | 4,10                     | 60 000                              | 50    | 50    | 0,22                       | 0,22                       | 106          | 93           |
| 8            | 1518                    | 11,8        | 4,16                     | 62 000                              | 50    | 100   | 0,25                       | 0,23                       | 106          | 95           |
| 9            | 1518                    | 11,9        | 4,14                     | 65 000                              | 35    | 100   | 0,27                       | 0,27                       | 94           | 63           |
| 10           | 1518                    | 11,9        | 4,17                     | 66 000                              | 25    | 100   | 0,33                       | 0,34                       | 77           | 36           |
| 11           | 1485                    | 23,4        | 6,37                     | 62 000                              | 50    | 0     | 0,25                       | 0,26                       | 102          | 97           |
| 12           | 1485                    | 22,8        | 6,31                     | 65 000                              | 50    | 50    | 0,31                       | 0,27                       | 110          | 103          |
| 13           | 1485                    | 23,0        | 6,35                     | 65 500                              | 50    | 100   | 0,32                       | 0,27                       | 111          | 104          |
| 14           | 1485                    | 23,0        | 6,44                     | 65 500                              | 35    | 100   | 0,33                       | 0,35                       | 109          | 67           |
| 15           | 1485                    | 23,0        | 6,52                     | 70 000                              | 25    | 100   | 0,40                       | 0,41                       | 118          | 44           |
| 16           | 1443                    | 37,0        | 9,79                     | 66 000                              | 50    | 0     | 0,28                       | 0,34                       | 115          | 114          |
| 17           | 1443                    | 36,4        | 9,98                     | 68 000                              | 50    | 50    | 0,33                       | 0,38                       | 138          | 118          |
| 18           | 1443                    | 36,3        | 11,24                    | 75 000                              | 50    | 100   | 0,43                       | 0,42                       | 169          | 112          |
| 19           | 1443                    | 36,3        | 11,00                    | 85 000                              | 35    | 100   | 0,50                       | 0,55                       | 150          | 77           |
| 20           | 1443                    | 36,3        | 11,36                    | 90 000                              | 25    | 100   | 0,59                       | 0,62                       | 140          | 60           |

*Примечание:*  $p_k$  и  $p_t$  — для давлений воздуха после компрессора  $p_k$  и ОГ перед турбиной  $p_t$  указано избыточное давление.

с полной нагрузкой ( $N_e = 36$  кВт) отмечена наибольшая дымность ОГ, составляющая  $K_x = 23$  % по шкале Хартриджа. При этом в соответствии с ГОСТ 17.2.2.01 и Правилами ЕЭК ООН R24 предельное значение дымности ОГ в режимах с полной нагрузкой составляет от 34 до 60 % по шкале Хартриджа (в зависимости от расхода ОГ) [4]. Отметим и сравнительно небольшой уровень выбросов и остальных нормируемых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота  $\text{NO}_x$ , монооксида углерода  $\text{CO}$  и несгоревших углеводородов  $\text{CH}_x$ . В связи с этим обстоятельством при исследованиях двигателя, оснащен-

ного макетом силовой турбины и газовым эжектором, измерения показателей токсичности ОГ не проводили.

#### Анализ, обобщение, обработка и интерпретация полученных экспериментальных результатов

Для анализа работы силовой турбины с применением газового эжектора необходимо рассчитать мощность турбины турбокомпрессора. Мощность турбины может быть рассчитана по параметрам потока: степени расширения в турбине  $\pi_t$  и расходу газов через турбину  $G_t$ , или

**Таблица 4.** Частота вращения коленчатого вала двигателя  $n$ , эффективная мощность  $N_e$ , разница расходов воздуха  $Q_1 - Q_2$ , измеряемых датчиками массового расхода топлива ДМРВ1 и ДМРВ2 на рис. 3 (расход воздуха через эжектор  $Q_{\text{эжек}}$  дизельного двигателя Д-243 с установленными макетом силовой турбины и газовым эжектором, температуры воздуха  $T_{в1}$  и  $T_{в2}$  (см. поз. 16 и 10 на рис. 3), температуры отработавших газов  $T_{т1}$ ,  $T_{т2}$  и  $T_{т3}$  (см. поз. 3, 6, 8 на рис. 3)

| Номер режима | $n$ , мин <sup>-1</sup> | $N_e$ , кВт | $Q_{\text{эжек}} = Q_1 - Q_2$ , кг/ч | $T_{в1}$ , °C | $T_{в2}$ , °C | $T_{т1}$ , °C | $T_{т2}$ , °C | $T_{т3}$ , °C |
|--------------|-------------------------|-------------|--------------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 1            | 1580                    | 0           | 3                                    | 31,8          | 55,4          | 197           | 197           | 178           |
| 2            | 1580                    | 0           | 5                                    | 32,9          | 55,8          | 191           | 188           | 168           |
| 3            | 1580                    | 0           | 5                                    | 33,5          | 56,1          | 189           | 186           | 165           |
| 4            | 1580                    | 0           | 12                                   | 33,9          | 58,6          | 190           | 183           | 160           |
| 5            | 1580                    | 0           | 15                                   | 35,9          | 62,0          | 196           | 186           | 162           |
| 6            | 1518                    | 12,2        | 6                                    | 35,0          | 61,8          | 286           | 277           | 244           |
| 7            | 1518                    | 11,8        | 10                                   | 35,5          | 62,2          | 294           | 281           | 248           |
| 8            | 1518                    | 11,8        | 21                                   | 36,3          | 63,8          | 299           | 279           | 247           |
| 9            | 1518                    | 11,9        | 36                                   | 36,6          | 64,4          | 296           | 268           | 231           |
| 10           | 1518                    | 11,9        | 40                                   | 36,8          | 67,4          | 303           | 267           | 229           |
| 11           | 1485                    | 23,4        | 7                                    | 37,5          | 69,0          | 406           | 391           | 344           |
| 12           | 1485                    | 22,8        | 16                                   | 38,9          | 71,0          | 415           | 385           | 340           |
| 13           | 1485                    | 23,0        | 29                                   | 39,5          | 72,4          | 420           | 379           | 332           |
| 14           | 1485                    | 23,0        | 50                                   | 40,5          | 78,7          | 430           | 367           | 316           |
| 15           | 1485                    | 23,0        | 55                                   | 40,4          | 80,9          | 436           | 360           | 306           |
| 16           | 1443                    | 37,0        | 8                                    | 41,6          | 82,5          | 633           | 604           | 522           |
| 17           | 1443                    | 36,4        | 20                                   | 44,1          | 86,6          | 668           | 602           | 530           |
| 18           | 1443                    | 36,3        | 37                                   | 46,7          | 91,2          | 706           | 594           | 522           |
| 19           | 1443                    | 36,3        | 70                                   | 47,0          | 103,0         | 752           | 586           | 504           |
| 20           | 1443                    | 36,3        | 80                                   | 46,6          | 103,6         | 759           | 580           | 500           |

*Примечание.* Значение  $Q_1 - Q_2$  более точное по сравнению с разницей  $Q_1$  и  $Q_2$  из табл. 3.

по мощности компрессора, который использовался как нагрузка (к макету силовой турбины) в данной работе. Измерение параметров потока воздуха в компрессоре проще, поскольку температура воздуха до и после компрессора имеет невысокие значения и давление газа носит практически стационарный характер в отличие от параметров ОГ перед и после турбины.

Удельную работу и мощность компрессора рассчитывали по формулам [4, 30]

$$L_k = mRT_1(\pi_k^{1/m} - 1); \quad (1)$$

$$N_k = G_k L_k \eta_k, \quad (2)$$

где  $L_k$  — удельная работа компрессора, Дж/кг;  $m = k/(k-1)$ ;  $k = C_p/C_v$  — показатель адиабаты воздуха (для диапазона температур воздуха в компрессоре  $k = 1,41$ );  $R$  — газовая постоянная, для воздуха  $R = 287$  Дж/(кг · К);  $T_0 = T_1$  — температура воздуха на входе в компрессор, К;  $\pi_k$  — степень повышения давления воздуха в компрессоре;  $N_k$  — мощность, необходимая для привода компрессора, Вт;  $G_k$  — расход воздуха, кг/с;  $\eta_k$  — КПД компрессора.

С использованием формулы (2) определяли мощность, которую необходимо подвести от вала турбины к колесу компрессора, чтобы создать работу  $L_k$  при расходе воздуха через ком-

прессор  $G_k$ . При этом КПД компрессора  $\eta_k$  находили по характеристикам, предоставляемым производителем турбокомпрессора. Эксперименты были проведены с турбокомпрессором ТКР-6 производства ОАО «Борисовский завод агрегатов» (ОАО «БЗА», г. Борисово, Беларусь), устанавливаемым на дизельный двигатель Д-245 с турбонаддувом. Характеристики этого компрессора указаны выше (см. рис. 4).

Для расчета параметров компрессора, включая его мощность, поле характеристик степени повышения давления в компрессоре и КПД компрессора было интерполировано функциями (полиномами) второго порядка (рис. 12, 13). Результаты этой обработки описываются приведенными ниже формулами и представлены в табл. 5. Отметим сравнительно невысокий КПД исследуемого компрессора, не превышающий значения  $\eta_k = 0,69$  для исследуемых режимов работы силовой установки (рис. 14). Это вызвано сравнительно небольшим размером компрессора и сравнительно небольшими расходами воздуха через компрессор.

Полиномы характеристик  $\pi_k = f(G_{k, \text{кор}})$  на рис. 12 при постоянных частотах вращения

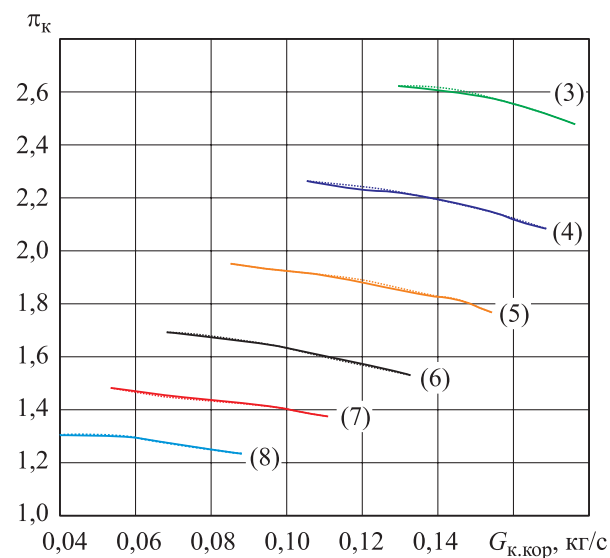


**Рис. 12.** Аппроксимация параметров турбокомпрессора — зависимости  $\pi_k = f(G_{k, \text{кор}})$  (уравнения (3)–(8)) при постоянных значениях частоты вращения ротора турбокомпрессора  $n_{\text{тк}}$  полиномами третьего и второго порядков:

- характеристика при  $n_{\text{тк}} = 65\,000\text{ мин}^{-1}$ ;
- при  $n_{\text{тк}} = 80\,000\text{ мин}^{-1}$ ; —  $n_{\text{тк}} = 95\,000\text{ мин}^{-1}$ ;
- $n_{\text{тк}} = 110\,000\text{ мин}^{-1}$ ; —  $n_{\text{тк}} = 125\,000\text{ мин}^{-1}$ ;
- $n_{\text{тк}} = 140\,000\text{ мин}^{-1}$

ротора турбокомпрессора  $n_{\text{тк}} = 65\,000; 80\,000; 95\,000; 110\,000; 125\,000$  и  $140\,000\text{ мин}^{-1}$  соответственно имеют следующий вид:

$$\pi_k = -54,1586G_{k, \text{кор}}^2 + 13,4352G_{k, \text{кор}} + 1,7887; \quad (3)$$

$$\pi_k = -606,7198G_{k, \text{кор}}^3 + 224,5830G_{k, \text{кор}}^2 - 29,5848G_{k, \text{кор}} + 3,5931; \quad (4)$$

$$\pi_k = -545,9418G_{k, \text{кор}}^3 + 172,1819G_{k, \text{кор}}^2 - 19,7663G_{k, \text{кор}} + 2,7207; \quad (5)$$

$$\pi_k = +23,0789G_{k, \text{кор}}^3 - 23,4234G_{k, \text{кор}}^2 + 1,4160G_{k, \text{кор}} + 1,6940; \quad (6)$$

$$\pi_k = -621,5646G_{k, \text{кор}}^3 + 142,2651G_{k, \text{кор}}^2 - 12,0854G_{k, \text{кор}} + 1,8100; \quad (7)$$

$$\pi_k = +520,7548G_{k, \text{кор}}^3 - 124,4956G_{k, \text{кор}}^2 + 7,7130G_{k, \text{кор}} + 1,1561. \quad (8)$$

Полиномы характеристик  $\eta_k = f(G_{k, \text{кор}})$  на рис. 13 при постоянных частотах вращения ротора турбокомпрессора  $n_{\text{тк}} = 65\,000; 80\,000; 95\,000; 110\,000; 125\,000$  и  $140\,000\text{ мин}^{-1}$  имеют вид соответственно:

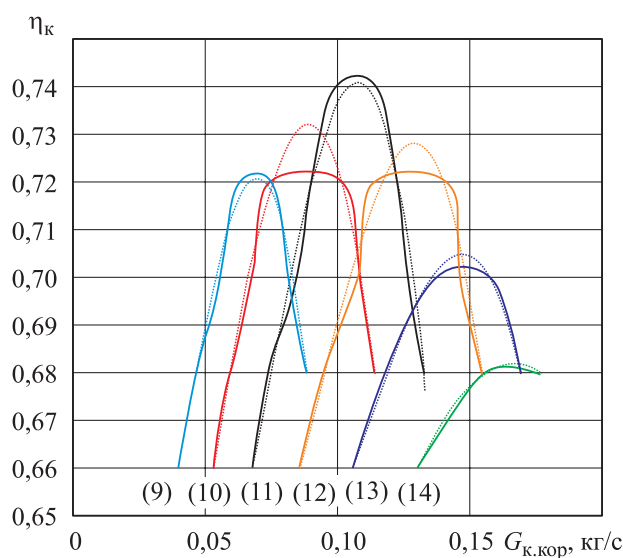


**Рис. 13.** Аппроксимация параметров турбокомпрессора — зависимости КПД компрессора  $\eta_k = f(G_{k, \text{кор}})$  (уравнения (9)–(14)) при постоянных значениях частоты вращения ротора турбокомпрессора  $n_{\text{тк}}$  полиномами третьего и второго порядков:

- характеристика при  $n_{\text{тк}} = 65\,000\text{ мин}^{-1}$ ;
- при  $n_{\text{тк}} = 80\,000\text{ мин}^{-1}$ ; —  $n_{\text{тк}} = 95\,000\text{ мин}^{-1}$ ;
- $n_{\text{тк}} = 110\,000\text{ мин}^{-1}$ ; —  $n_{\text{тк}} = 125\,000\text{ мин}^{-1}$ ;
- $n_{\text{тк}} = 140\,000\text{ мин}^{-1}$

Таблица 5. Аппроксимированный КПД компрессора в экспериментальных точках

| Номер режима                                          | Расход воздуха через компрессор $Q_1$ , кг/ч | Скорректированный расход воздуха $G_{к.кор}$ , кг/с | Степень повышения давления в компрессоре $\pi_k$ | КПД компрессора $\eta_k$ |
|-------------------------------------------------------|----------------------------------------------|-----------------------------------------------------|--------------------------------------------------|--------------------------|
| Эффективная мощность $N_e = 0$ кВт (холостой ход)     |                                              |                                                     |                                                  |                          |
| 1                                                     | 86                                           | 0,0234                                              | 1,202                                            | 0,50                     |
| 2                                                     | 87                                           | 0,0237                                              | 1,192                                            | 0,50                     |
| 3                                                     | 83                                           | 0,0226                                              | 1,192                                            | 0,50                     |
| 4                                                     | 70                                           | 0,0191                                              | 1,230                                            | 0,35                     |
| 5                                                     | 47                                           | 0,0128                                              | 1,240                                            | 0,30                     |
| Эффективная мощность $N_e = 12$ кВт                   |                                              |                                                     |                                                  |                          |
| 6                                                     | 93                                           | 0,0253                                              | 1,221                                            | 0,57                     |
| 7                                                     | 106                                          | 0,0289                                              | 1,211                                            | 0,62                     |
| 8                                                     | 106                                          | 0,0289                                              | 1,240                                            | 0,62                     |
| 9                                                     | 94                                           | 0,0256                                              | 1,259                                            | 0,57                     |
| 10                                                    | 77                                           | 0,0210                                              | 1,317                                            | 0,34                     |
| Эффективная мощность $N_e = 24$ кВт                   |                                              |                                                     |                                                  |                          |
| 11                                                    | 102                                          | 0,0278                                              | 1,240                                            | 0,61                     |
| 12                                                    | 110                                          | 0,0300                                              | 1,298                                            | 0,63                     |
| 13                                                    | 111                                          | 0,0302                                              | 1,307                                            | 0,63                     |
| 14                                                    | 109                                          | 0,0297                                              | 1,317                                            | 0,62                     |
| 15                                                    | 118                                          | 0,0322                                              | 1,384                                            | 0,61                     |
| Эффективная мощность $N_e = 36$ кВт (полная нагрузка) |                                              |                                                     |                                                  |                          |
| 16                                                    | 115                                          | 0,0313                                              | 1,269                                            | 0,63                     |
| 17                                                    | 138                                          | 0,0376                                              | 1,317                                            | 0,68                     |
| 18                                                    | 169                                          | 0,0461                                              | 1,413                                            | 0,69                     |
| 19                                                    | 150                                          | 0,0409                                              | 1,480                                            | 0,65                     |

$$\eta_k = -1231,6774G_{к.кор}^3 + 154,0887G_{к.кор}^2 - 3,4416G_{к.кор} + 0,6294; \quad (9)$$

$$\eta_k = -502,3103G_{к.кор}^3 + 60,3800G_{к.кор}^2 + 1,2088G_{к.кор} + 0,5005; \quad (10)$$

$$\eta_k = -805,8321G_{к.кор}^3 + 177,5854G_{к.кор}^2 - 10,1888G_{к.кор} + 0,7852; \quad (11)$$

$$\eta_k = -618,7076G_{к.кор}^3 + 175,9182G_{к.кор}^2 - 14,5287G_{к.кор} + 1,0032; \quad (12)$$

$$\eta_k = -384,4275G_{к.кор}^3 + 127,1023G_{к.кор}^2 - 12,4618G_{к.кор} + 1,0117; \quad (13)$$

$$\eta_k = -17,0213G_{к.кор}^2 + 5,6511G_{к.кор} + 0,2130. \quad (14)$$

Полученные значения адиабатного КПД компрессора (см. табл. 5) использованы для расчета удельной работы компрессора  $L_k$  и мощности, необходимой для привода компрессора  $N_k$ . При этих расчетах использованы также значения других параметров исследуемого компрессора, приведенные в табл. 5, — расхода воздуха через компрессор  $G_k$  и степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k$ , а также других параметров, входящих в формулы (1) и (2). Полученные таким образом значения параметров исследуемого турбокомпрессора сведены в табл. 6. При этом следует учитывать, что

Таблица 6. Экспериментальные и расчетные параметры макета силовой турбины

| Номер режима                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     | $P_{к.полн},$<br>кг/см <sup>2</sup> | $P_{т.полн},$<br>кг/см <sup>2</sup> | $G_{к.кор},$ кг/с | $\pi_k$ | $L_k,$ Дж/кг | $N_k,$ Вт | $\eta_k$ | $N_r,$ Вт | Добавочная мощность, % |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------|---------|--------------|-----------|----------|-----------|------------------------|
| Эффективная мощность $N_e = 0$ кВт (холостой ход)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |                                     |                                     |                   |         |              |           |          |           |                        |
| 1                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,22719                             | 1,22719                             | 0,0239            | 1,202   | 15 431       | 368,6     | 0,50     | 737       | –                      |
| 2                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,21738                             | 1,21738                             | 0,0242            | 1,192   | 14 741       | 356,2     | 0,50     | 712       | –                      |
| 3                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,21738                             | 1,21738                             | 0,0231            | 1,192   | 14 741       | 339,8     | 0,50     | 680       | –                      |
| 4                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,25661                             | 1,25661                             | 0,0194            | 1,230   | 17 479       | 339,9     | 0,35     | 971       | –                      |
| 5                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,26642                             | 1,26642                             | 0,0131            | 1,240   | 18 154       | 237,0     | 0,30     | 790       | –                      |
| Эффективная мощность $N_e = 12$ кВт                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |                                     |                                     |                   |         |              |           |          |           |                        |
| 6                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,24680                             | 1,24680                             | 0,0258            | 1,221   | 16 800       | 434,0     | 0,57     | 761       | 0,6                    |
| 7                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,23700                             | 1,23700                             | 0,0294            | 1,211   | 16 117       | 474,6     | 0,62     | 765       | 0,6                    |
| 8                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,26642                             | 1,26642                             | 0,0294            | 1,240   | 18 154       | 534,5     | 0,62     | 862       | 0,7                    |
| 9                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 1,28603                             | 1,28603                             | 0,0261            | 1,259   | 19 492       | 509,0     | 0,57     | 893       | 0,8                    |
| 10                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,34487                             | 1,34487                             | 0,0214            | 1,317   | 23 421       | 500,9     | 0,34     | 1473      | 1,2                    |
| Эффективная мощность $N_e = 24$ кВт                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |                                     |                                     |                   |         |              |           |          |           |                        |
| 11                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,26642                             | 1,26642                             | 0,0283            | 1,240   | 18 154       | 514,3     | 0,61     | 843       | 0,4                    |
| 12                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,32526                             | 1,32526                             | 0,0306            | 1,298   | 22 125       | 676,0     | 0,63     | 1073      | 0,5                    |
| 13                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,33506                             | 1,33506                             | 0,0308            | 1,307   | 22 775       | 702,2     | 0,63     | 1115      | 0,5                    |
| 14                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,34487                             | 1,34487                             | 0,0303            | 1,317   | 23 421       | 709,1     | 0,62     | 1144      | 0,5                    |
| 15                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,41352                             | 1,41352                             | 0,0328            | 1,384   | 27 850       | 912,9     | 0,61     | 1497      | 0,7                    |
| Эффективная мощность $N_e = 36$ кВт (полная нагрузка)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |                                     |                                     |                   |         |              |           |          |           |                        |
| 16                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,29584                             | 1,29584                             | 0,0319            | 1,269   | 20 156       | 643,9     | 0,63     | 1022      | 0,3                    |
| 17                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,34487                             | 1,34487                             | 0,0383            | 1,317   | 23 421       | 897,8     | 0,68     | 1320      | 0,4                    |
| 18                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,44294                             | 1,44294                             | 0,0469            | 1,413   | 29 701       | 1394,3    | 0,69     | 2021      | 0,6                    |
| 19                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 1,51158                             | 1,51158                             | 0,0417            | 1,480   | 33 916       | 1413,2    | 0,65     | 2174      | 0,6                    |
| <p>Примечание. При расчетах параметров <math>L_k</math> и <math>N_k</math> по формулам (1) и (2) приняты следующие значения параметров: <math>T_0 = 295</math> К — температура окружающего воздуха; <math>p_0 = 1,02125</math> кг/м<sup>2</sup> — атмосферное давление; <math>C_p = 1005</math> Дж/(кг · К) — теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении; <math>C_v = 727</math> Дж/(кг · К) — теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме; <math>k = 1,382</math> — показатель адиабаты; на режимах холостого хода нет необходимости передачи добавочной мощности от турбины на коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания.</p> |                                     |                                     |                   |         |              |           |          |           |                        |

на установившихся режимах работы турбокомпрессора мощность, вырабатываемая турбиной, равна мощности, необходимой на привод компрессора, т. е.  $N_t = N_k$ . В связи с этим полученная с использованием формулы (2) мощность, необходимая на привод компрессора, принята равной мощности, развиваемой турбиной. Поэтому в предпоследнем столбце табл. 6 указаны расчетные значения мощности, развиваемые силовой турбиной  $N_r$ , а в последнем столбце —

значения добавочной мощности. При этом определена процентная добавка значения мощности  $N_t$  к значению развиваемой двигателем эффективной мощности  $N_e$ .

Данные табл. 6 свидетельствуют о том, что использование в комбинированной силовой установке силовой турбины позволяет утилизировать энергию отработавших газов и полученную при этом мощность передавать на вал двигателя. Вместе с тем, как следует из данных табл. 6,

эта мощность силовой турбины  $N_T$ , которая может быть передана на коленчатый вал исследуемого ДВС, не превышает 1,2 % от эффективной мощности двигателя  $N_e$ . В связи с этим можно сделать вывод о сравнительно небольшой эффективности использования силовой турбины в энергетических установках небольшой мощности, в частности, в рассматриваемой комбинированной силовой установке. В силовых установках большой мощности эта эффективность может быть значительно выше (составлять до 50 % суммарной мощности силовой установки). Еще более выраженная эффективность использования силовых турбин в комбинированных силовых установках достигается при реализации регулирования фаз топливоподачи и фаз газораспределения.

Кроме оценки эффективности использования силовой турбины в комбинированных энергетических установках необходимо также провести оценку эффективности использования в них газового эжектора. В проведенных экспериментально-аналитических исследованиях суммарный расход газов, поступающих на исследуемую турбину, на каждом из рассматриваемых режимов определяли в виде суммы расходов воздуха и топлива в поршневой части двигателя  $G_{OG} = G_{возд} + G_{топл}$ . Поступление воздуха в газовый эжектор определяли в виде разницы расходов воздуха  $G_{в.эжек} = Q_1 - Q_2$ , измеряемых датчиками массового расхода топлива ДМРВ1 и ДМРВ2 на рис. 3. Эти расходы  $G_{OG}$  и  $G_{в.эжек}$  суммировали и получали значение суммарного расхода рабочего тела через газовый эжектор  $G_2$ . Как следует из табл. 7, максимальная добавка воздуха в эжектор не превышала 33,1 %, а на большинстве рассматриваемых режимов изменялась от 3 до 20%. Но при этом существенно снижалась температура газов, поступающих на лопатки турбины. Разница температур  $\Delta T_T$  на входе  $T_{T1}$  и на выходе  $T_{T2}$ , из турбины составляла от 0 до 166 К. Последнее значение  $\Delta T_T = 166$  К (без газового эжектора  $T_{T1} = 752$  К, а с эжектором  $T_{T2} = 586$  К) отмечено на наиболее характерном режиме № 19 (табл. 5–7). При этом в режиме № 19 табл. 7 имеем следующие значения параметры расходов воздуха через компрессор —  $G_k = 150$  кг/ч и расходов газов, поступающих на лопатки турбины, —  $G_{OG} = 161$  кг/ч (при отсутствии газового эжектора),  $G_{OG} = 231$  кг/ч (при наличии газового эжектора). Таким образом,

необходимо оценить, насколько снижение температуры ОГ, поступающих на турбину, при наличии газового эжектора компенсируются увеличением их расхода через турбину. При таком анализе использованы данные табл. 7 для исследуемого газового эжектора.

Расчет мощности турбины проводили по формулам, аналогичным формулам (1) и (2) для компрессора. Для расчета мощности, вырабатываемой на турбине, равной мощности, необходимой на привод компрессора, использована следующая формула, являющаяся, по сути, аналогом формул (1) и (2):

$$N_T = G_T [k_T / (k_T - 1)] R_T T_T^* \{1 - \pi_T^{[(1-k_T)/k_T]}\} \eta_T. \quad (15)$$

В эксперименте № 16 (см. табл. 7) эжектор отключен, а давление перед турбиной  $p_T = 0,34$  кг/см<sup>2</sup> (избыточное). При этом КПД турбины в первом приближении, принят равным  $\eta_T = 0,6$ , атмосферное давление было равно  $p_0 = 102125$  Па. Тогда степень расширения ОГ в турбине

$$\pi_T = (102125 + 33342,6) / 102125 \approx 1,33.$$

Остальные параметры, входящие в формулу (15), приняты следующими: расход ОГ через турбину  $G_T = 161/3600 = 0,0447$  кг/с; показатель адиабаты ОГ  $k_T = 1,3$ ; газовая постоянная для ОГ  $R_T = 312$  Дж/(кг · К); температура на входе в турбину (температура заторможенного потока)  $T_T^* = 752$  К. С учетом указанных значений параметров турбины ее мощность составила

$$N_T = 0,0447 \cdot [1,3 / (1,3 - 1)] \cdot 312 \cdot 752 \times \\ \times \{1 - 1,33^{[(1-1,3)/1,3]}\} \cdot 0,6 \approx 1737 \text{ Вт}.$$

В эксперименте № 19 (см. табл. 7) эжектор подключен, а давление перед турбиной  $p_T = 0,55$  кг/см<sup>2</sup> (избыточное). КПД турбины был принят равным  $\eta_T = 0,6$ , атмосферное давление было равно  $p_0 = 102125$  Па. Тогда степень расширения ОГ в турбине

$$\pi_T = (102125 + 53936,6) / 102125 \approx 1,53.$$

Остальные параметры, входящие в формулу (15), приняты следующими: расход ОГ через турбину  $G_T = 231/3600 = 0,0642$  кг/с; показатель адиабаты ОГ  $k_T = 1,3$ ; газовая постоянная для ОГ  $R_T = 312$  Дж/(кг · К); температура на входе в турбину (температура заторможенного потока)  $T_T^* = 586$  К. С учетом указанных значений параметров турбины ее мощность составила

Таблица 7. Экспериментальные и расчетные параметры газового эжектора

| Номер режима                                                                                                                                                                                                           | $p_k$ , кг/см <sup>2</sup> | $p_r$ , кг/см <sup>2</sup> | $G_{\text{возд}}$ , кг/ч | $G_{\text{топл}}$ , кг/ч | $G_{\text{ог}}$ , кг/ч | $G_{\text{в.эжект}}$ , кг/ч | $G_{\Sigma}$ , кг/ч | Добавка воздуха, % | $T_{r1}$ , °C | $T_{r2}$ , °C | $\Delta T_r$ , °C | $T_{r3}$ , °C |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------|----------------------------|--------------------------|--------------------------|------------------------|-----------------------------|---------------------|--------------------|---------------|---------------|-------------------|---------------|
| Эффективная мощность $N_e = 0$ кВт (холостой ход)                                                                                                                                                                      |                            |                            |                          |                          |                        |                             |                     |                    |               |               |                   |               |
| 1                                                                                                                                                                                                                      | 1,21                       | 1,18                       | 86                       | 1,98                     | 88                     | 3                           | 91                  | 3,3                | 197           | 197           | 0                 | 178           |
| 2                                                                                                                                                                                                                      | 1,20                       | 1,17                       | 87                       | 1,95                     | 89                     | 5                           | 94                  | 5,3                | 191           | 188           | 3                 | 168           |
| 3                                                                                                                                                                                                                      | 1,20                       | 1,17                       | 83                       | 1,93                     | 85                     | 5                           | 90                  | 5,6                | 189           | 186           | 3                 | 165           |
| 4                                                                                                                                                                                                                      | 1,24                       | 1,21                       | 70                       | 1,95                     | 72                     | 12                          | 84                  | 14,3               | 190           | 183           | 7                 | 160           |
| 5                                                                                                                                                                                                                      | 1,25                       | 1,23                       | 47                       | 1,97                     | 49                     | 15                          | 64                  | 23,4               | 196           | 186           | 10                | 162           |
| Эффективная мощность $N_e = 12$ кВт                                                                                                                                                                                    |                            |                            |                          |                          |                        |                             |                     |                    |               |               |                   |               |
| 6                                                                                                                                                                                                                      | 1,23                       | 1,20                       | 93                       | 4,17                     | 97                     | 6                           | 103                 | 5,8                | 286           | 277           | 7                 | 244           |
| 7                                                                                                                                                                                                                      | 1,22                       | 1,22                       | 106                      | 4,10                     | 110                    | 10                          | 120                 | 8,3                | 294           | 281           | 13                | 248           |
| 8                                                                                                                                                                                                                      | 1,25                       | 1,23                       | 106                      | 4,16                     | 110                    | 21                          | 131                 | 16,0               | 299           | 279           | 20                | 247           |
| 9                                                                                                                                                                                                                      | 1,27                       | 1,27                       | 94                       | 4,14                     | 98                     | 36                          | 134                 | 26,7               | 296           | 268           | 28                | 231           |
| 10                                                                                                                                                                                                                     | 1,33                       | 1,34                       | 77                       | 4,17                     | 81                     | 40                          | 121                 | 33,1               | 303           | 267           | 36                | 229           |
| Эффективная мощность $N_e = 24$ кВт                                                                                                                                                                                    |                            |                            |                          |                          |                        |                             |                     |                    |               |               |                   |               |
| 11                                                                                                                                                                                                                     | 1,25                       | 1,26                       | 102                      | 6,37                     | 108                    | 7                           | 115                 | 6,1                | 406           | 391           | 15                | 344           |
| 12                                                                                                                                                                                                                     | 1,31                       | 1,27                       | 110                      | 6,31                     | 116                    | 16                          | 132                 | 12,1               | 415           | 385           | 30                | 340           |
| 13                                                                                                                                                                                                                     | 1,32                       | 1,27                       | 111                      | 6,35                     | 117                    | 29                          | 146                 | 19,9               | 420           | 379           | 41                | 332           |
| 14                                                                                                                                                                                                                     | 1,33                       | 1,35                       | 109                      | 6,44                     | 115                    | 50                          | 165                 | 30,3               | 430           | 367           | 63                | 316           |
| 15                                                                                                                                                                                                                     | 1,40                       | 1,41                       | 118                      | 6,52                     | 125                    | 55                          | 180                 | 30,6               | 436           | 360           | 76                | 306           |
| Эффективная мощность $N_e = 36$ кВт (полная нагрузка)                                                                                                                                                                  |                            |                            |                          |                          |                        |                             |                     |                    |               |               |                   |               |
| 16                                                                                                                                                                                                                     | 1,28                       | 1,34                       | 115                      | 9,79                     | 125                    | 8                           | 133                 | 6,0                | 633           | 604           | 29                | 522           |
| 17                                                                                                                                                                                                                     | 1,33                       | 1,38                       | 138                      | 9,98                     | 148                    | 20                          | 168                 | 11,9               | 668           | 602           | 66                | 530           |
| 18                                                                                                                                                                                                                     | 1,43                       | 1,42                       | 169                      | 11,24                    | 180                    | 37                          | 217                 | 17,1               | 706           | 594           | 112               | 522           |
| 19                                                                                                                                                                                                                     | 1,50                       | 1,55                       | 150                      | 11,00                    | 161                    | 70                          | 231                 | 30,3               | 752           | 586           | 166               | 504           |
| Примечание. $p_k$ и $p_r$ — указано абсолютное давление; $G_{\text{возд}}$ , $G_{\text{топл}}$ , $G_{\text{ог}}$ , $G_{\text{в.эжект}}$ — часовые расходы воздуха, топлива, отработавших газов, воздуха через эжектор. |                            |                            |                          |                          |                        |                             |                     |                    |               |               |                   |               |

$$N_T = G_T [k_T / (k_T - 1)] R_T T_T^* \{1 - \pi_T^{[(1-k_T)/k_T]}\} \eta_T =$$

$$= 0,0642 \cdot [1,3 / (1,3 - 1)] \cdot 312 \cdot 586 \times$$

$$\times \{1 - 1,53^{[(1-1,3)/1,3]}\} \cdot 0,6 = 2853 \text{ Вт.}$$

Таким образом, в рассматриваемом двигателе установка эжектора на входе в турбину позволяет повысить ее мощность. Проверим, являются эти два случая частными, или подмешивание воздуха после компрессора всегда приводит к увеличению мощности турбины.

При смешении ОГ, подаваемых на турбину (с температурой  $T_T^*$ ), с воздухом после компрессора (без охлаждения в «охладителе над-

дувочного воздуха»), температура которого  $T_K$  (значительно ниже  $T_T^*$ ), температура газов перед турбиной снижается до температуры  $T_{T,CM}^*$ . Температуру газа  $T_{T,CM}^*$  можно рассчитать согласно первому закону термодинамики:

$$G_T c_{p,OG}(T_T^*) \cdot T_T^* + G'_K c_{p,B}(T_K^*) \cdot T_K^* =$$

$$= (G_T + G'_K) \cdot c_{p,CM}(T_{T,CM}^*) \cdot T_{T,CM}^*; \quad (16)$$

$$G_T c_{p,OG}(T_T^*) \cdot T_T^* + G_T g_K c_{p,B}(T_K^*) \cdot T_K^* =$$

$$= G_T (1 + g_K) \cdot c_{p,CM}(T_{T,CM}^*) \cdot T_{T,CM}^*;$$

$$c_{p,OG}(T_T^*) \cdot T_T^* + g_K c_{p,B}(T_K^*) \cdot T_K^* =$$

$$= (1 + g_K) c_{p,CM}(T_{T,CM}^*) \cdot T_{T,CM}^*, \quad (17)$$

где  $G_T$ ,  $G'_K$  — массовый расход ОГ и воздуха, отбираемого от компрессора, соответственно, кг/с;  $c_{p,OG}(T_T^*)$ ,  $c_{p,B}(T_K^*)$ ,  $c_{p,CM}(T_{T,CM}^*)$  — теплоемкость ОГ, воздуха после сжатия в компрессоре, смеси ОГ и свежего воздуха после компрессора соответственно, Дж/(кг · К);  $T_T^*$ ,  $T_K^*$ ,  $T_{T,CM}^*$  — температура ОГ (на выходе из двигателя), свежего воздуха после сжатия в компрессоре и смеси ОГ и воздуха соответственно, К;  $g_K = G'_K/G_T$  — массовая доля свежего воздуха, подмешиваемого к ОГ перед турбиной.

На основании формулы (17) зависимость для температуры смеси ОГ и свежего воздуха можно представить в виде

$$T_{T,CM}^* = \frac{c_{p,OG}(T_T^*) \cdot T_T^* + g_K c_{p,B}(T_K^*) \cdot T_K^*}{(1 + g_K) c_{p,CM}(T_{T,CM}^*)}. \quad (18)$$

Как следует из формулы (18), с увеличением доли свежего заряда температура смеси будет падать. Это подтверждается расчетными значениями этой температуры, представленными на рис. 14. Но при этом расход газов через турбину будет увеличиваться в соответствии с рис. 15. В результате указанного влияния расхода газов через турбину  $G_T$  и их температуры  $T_T$  на мощность турбины эта мощность  $N_T$  будет расти в соответствии с графиком на рис. 16. Этот расчетный график получен в предположении неизменной степени расширения газов в турбине  $\pi_T = 1,53$  и КПД турбины  $\eta_T = 0,8$ .

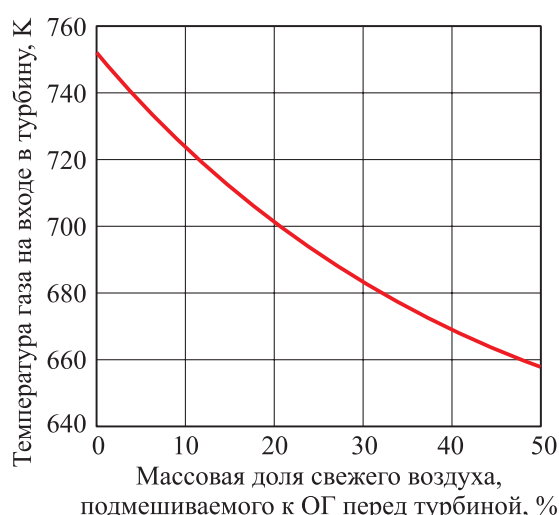


**Рис. 14.** Изменение температуры газов перед турбиной в зависимости от доли подмешиваемого к ОГ воздуха

Подмешивание атмосферного воздуха к ОГ двигателя с помощью газового эжектора повышает мощность, вырабатываемую газовой турбиной. При этом мощность на валу турбины возрастает при увеличении доли подмешиваемого к ОГ воздуха. Отметим, что в исследуемой силовой установке давление ОГ перед турбиной существенно выше атмосферного давления (на режимах с полной нагрузкой оно превышает атмосферное давление на 0,5...0,6 кг/см<sup>2</sup>). Поэтому необходимо обеспечить избыточное давление на входе в эжектор с использованием либо дополнительного компрессора (как это было организовано в проведенных исследованиях), либо дополнительного воздушного аккумулятора.

С использованием полученных экспериментальных данных проведены расчеты мощности, вырабатываемой силовой турбиной. В исходной комплектации двигателя Д-243 без наддува, работающего на режиме максимальной мощности, его эффективная мощность была равна 36 600 Вт. При подаче ОГ двигателя на турбину без эжектора на ее валу вырабатывалась дополнительная мощность 1737 Вт. При установке на входе в турбину газового эжектора мощность на валу турбины составила уже 2853 Вт. В схеме комбинированного двигателя с силовой турбиной и газовым эжектором эта дополнительная мощность передается на коленчатый вал двигателя. Таким образом, использование силовой турбины без газового эжектора позволяет уве-

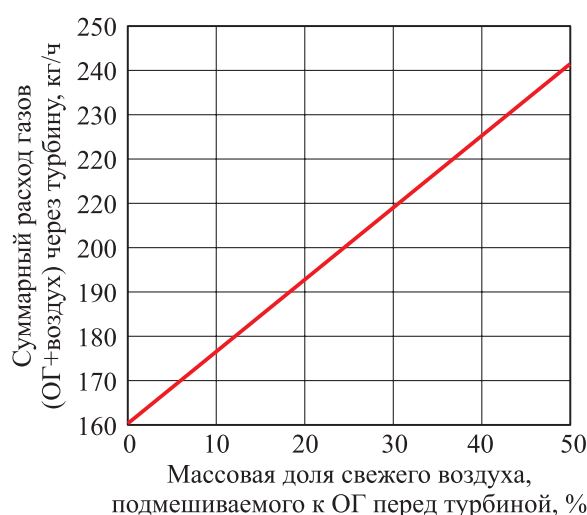


**Рис. 15.** Изменение расхода газа через турбину в зависимости от доли подмешиваемого к ОГ воздуха

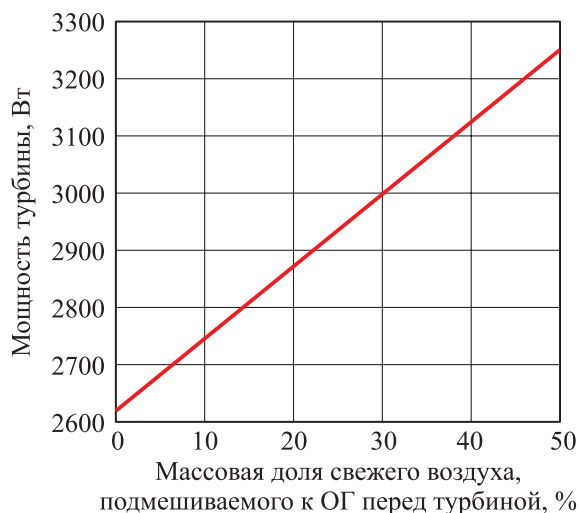


**Рис. 16.** Изменение мощности турбины в зависимости от доли подмешиваемого к ОГ воздуха

личить мощность комбинированного двигателя на 4,7 %, а использование силовой турбины с установленным на входе газовым эжектором — на 7,8 %.

Вместе с тем отметим, что наибольшая эффективность использования силовой турбины достигается в комбинированных силовых установках большой мощности, в которых реализуется регулирование фаз топливоподачи и фаз газораспределения.

## Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие обобщения и выводы.

1. Известны различные схемы комбинированных двигателей внутреннего сгорания, в которых используются турбокомпрессоры, приводные компрессоры, силовые турбины, струйные аппараты — эжекторы. В статье проведена оценка эффективности использования силовой турбины и эжектора для увеличения мощности комбинированной установки с дизельным двигателем типа Д-243 и определение параметров используемой силовой турбины.

2. В качестве объекта исследований выбран безнаддувный дизельный двигатель типа Д-243, который был оснащен макетом силовой турбины и газовым эжектором. Макетом силовой турбины служил турбокомпрессор типа ТКР-6 двигателя типа Д-245, включающий турбину и компрессор, размещенные на одном валу.

3. Исследована схема комбинированного двигателя, в которой газовый эжектор был установлен на входе в турбину. Эжектор осуществлял смешивание ОГ двигателя с атмосферным воздухом, после чего эта смесь подавалась на вход в турбину. Для смешивания указанных компонентов в газовом эжекторе необходимо обеспечить избыточное давление воздуха. В процессе испытаний этот воздух подавался на вход в эжектор от компрессора через регулятор отвода воздуха. Необходимое давление этого воздуха поддерживалось дросселем-регулятором.

4. Проведены экспериментальные исследования описанного комбинированного двигателя в составе дизель-генераторной установки, вырабатывающей переменный электрический ток. Двигатель исследован на режимах предельной регуляторной характеристики, формируемой регулятором при частоте вращения коленчатого вала  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ .

5. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили возможность повышения мощности комбинированной установки за счет использования в ней силовой турбины и газового эжектора, обеспечивающих утилизацию энергии ОГ и передачу полученной дополнительной мощности на коленчатый вал двигателя. Мощность исходного двигателя Д-243 без наддува, работающего на режиме максимальной мощности, была равна 36 600 Вт. Проведенные расчеты мощности, вырабатываемой в силовой турбине, показали, что при подаче ОГ двигателя на турбину без эжектора на ее валу вырабатывалась дополнительная мощность, равная 1737 Вт. При установке на входе в турбину газового эжектора мощность на валу турбины составила 2853 Вт. Таким образом, применение силовой турбины без газового эжектора позволяет увеличить суммарную мощность двигателя на 4,7 %, а использование силовой турбины с установленным на входе газовым эжектором — на 7,8 %.

6. Наибольшая эффективность применения силовой турбины достигается в силовых установках с двигателями большой мощности, в которых температура и давление ОГ имеют повышенные значения. Еще большая эффективность использования силовой турбины обеспечивается в двигателях с регулированием фаз топливоподачи и фаз газораспределения, в которых

температура и давление ОГ дополнительно повышаются за счет более позднего впрыскивания и более раннего начала выпуска ОГ.

7. Подмешивание атмосферного воздуха к ОГ двигателя с помощью газового эжектора повышает мощность, вырабатываемую газовой турбиной. При этом мощность на валу тур-

бины возрастает при увеличении доли подмешиваемого к ОГ воздуха. Необходимо обеспечить избыточное давление на входе в эжектор с использованием либо дополнительного компрессора (как это было организовано в проведенных исследованиях), либо дополнительного воздушного аккумулятора.

## Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Pulkrabek W.W. *Engineering Fundamental of the Internal Combustion Engine*. Upper Saddle River, New Jersey, Pearson, Prentice Hall, 2004, 478 p.
- [3] Гроэ Х., Русс Г. Бензиновые и дизельные двигатели. Москва, За рулем, 2013, 272 с.
- [4] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [5] Толшин В.И. *Форсированные дизели. Переходные режимы, регулирование*. Москва, Машиностроение, 1995, 198 с.
- [6] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1, с. 3–13.
- [7] Zinner K.A. *Supercharging of internal combustion engines. Fundamentals, calculations, examples*. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 1978, 290 p.
- [8] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. *Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом*. Москва, Легион-Автодата, 2007, 176 с.
- [9] Ханк Г., Лангкabel Ф. *Турбодвигатели и компрессоры*. Москва, Астрель, АСТ, 2007, 352 с.
- [10] Крутов В.И., Рыбальченко А.Г. *Регулирование турбонаддува ДВС*. Москва, Высшая школа, 1978, 213 с.
- [11] Шестаков Д.С., Плотников Л.В., Сальников А.С. Сравнительный анализ технико-экономических и экологических показателей тепловозного дизеля, оснащенного разными турбокомпрессорами. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 14–23. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.14-23>
- [12] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 76–83.
- [13] Марков В.А., Барченко Ф.Б., Слепцов О.Н., Остроухов А.А. Расчетные исследования дизельного двигателя с турбонаддувом и дополнительной подачей воздуха в цилиндры в динамических режимах. *Двигателестроение*, 2025, № 4, с. 33–54.
- [14] Терещенко Е.С., Шабалин Д.В. Улучшение качества переходных процессов дизеля с газотурбинным наддувом применением системы управления турбокомпрессором. *Вестник СибАДИ*, 2012, № 1, с. 76–79.
- [15] Пунда А.С., Гурьев Ю.Г. Использование регулируемого турбонаддува для оптимизации рабочих процессов главных судовых двигателей при длительной работе на малых мощностях. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2017, т. 9, № 6, с. 1291–1299. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-6-1291-1299>
- [16] Han Y., Yang C., Wang H., Wang Y., Hu D., Wang B., Duan B. Simulation of sequential turbocharging switching control system for low speed diesel engines. *Journal of Physics Conference Series*, 2023, vol. 2437, no. 1, art. no. 012014, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2437/1/012014>
- [17] Grishin Yu., Bakulin V.N. Dynamic engine charge simulation for unmanned aerial vehicles. *IOP Conference series materials science and engineering*, 2020, vol. 868, art.no. 012007. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/868/1/012007>
- [18] Гришин Ю.А., Семенчукова В.С. Использование нестационарных газодинамических функций для численного моделирования волновых процессов в поршневом двигателе. *Двигателестроение*, 2022, № 4, с. 28–39. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.28-39>
- [19] Гришин Ю.А., Барченко Ф.Б. Исследование течения газа в выпускном коллекторе поршневого двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 3–19.
- [20] Васильев А.В., Дивинский Е.А. Исследование рабочего цикла дизеля 8ЧВН15/16 с силовой газовой турбиной. *Двигателестроение*, 2004, № 2, с. 15–17.

- [21] Камкин С.В., Лемещенко А.Л., Смирнов Д.С. Особенности рабочего процесса судовых дизелей с высокоэффективными турбокомпрессорами и силовыми турбинами. *Двигателестроение*, 1996, № 2, с. 11–13.
- [22] Марков В.А., Барченко Ф.Б., Слепцов О.Н., Трифонов В.Л., Остроухов А.А. Расчетные исследования динамических качеств комбинированной силовой установки с поршневым двигателем. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 2, с. 70–86.
- [23] Абрамович Г.И. *Прикладная газовая динамика*. Москва, Наука, 1991, 600 с.
- [24] Александров В.Ю., Климовский К.К. *Оптимальные эжекторы (теория и расчет)*. Москва, Машиностроение, 2012, 136 с.
- [25] Васильев Ю.Н. *Теория газового эжектора с цилиндрической камерой смешения*. Москва, Машиностроение, 1971, 24 с.
- [26] Соколов Е.Я., Зингер Н.М. *Струйные аппараты*. Москва, Энергоатомиздат, 1989, 352 с.
- [27] Сыченков В.А., Панченко В.И., Халиулин Р.Р. Исследование коаксиального газового эжектора. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 2014, № 2, с. 24–24.
- [28] Цегельский В.Г. *Струйные аппараты*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, 573 с.
- [29] Кусков А.И. *Силовая установка транспортного средства*. Патент № 2693953 РФ. Москва, бюл. № 19, 2019.
- [30] Крохотин Ю.М., Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания*. Воронеж, Изд-во Воронежской государственной лесотехнической академии, 2011, 600 с.

## References

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Pulkrabek W.W. *Engineering Fundamental of the Internal Combustion Engine*. Upper Saddle River, New Jersey, Pearson, Prentice Hall, 2004, 478 p.
- [3] Groe H., Russ G. *Benzinovie i dizelnie dvigateli* [Gasoline and diesel engines]. Moscow, ZaRulem Publ., 2013, 272 p. (In Russ.).
- [4] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. Tom IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [5] Tolshin V.I. *Forsirovannye dizeli. Perekhodnye rezhimy, regulirovanie* [Forced diesels. Transient modes, regulation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995, 198 p. (In Russ.).
- [6] Ryzhov V.A., Ionin V.E. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines construction*, 2025, no. 1, pp. 3–13. (In Russ.).
- [7] Zinner K.A. *Supercharging of internal combustion engines. Fundamentals, calculations, examples*. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 1978, 290 p.
- [8] Patrakhaltsev N.N., Savastenko A.A. *Forsirovanie dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom* [Forcing of internal combustion engines by supercharging]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2007, 176 p. (In Russ.).
- [9] Hack G., Langkabel F. *Turbo- und kompressormotoren: Entwicklung, technik, typen*. Motorbuch, 1999, 348 p. (Russ. ed.: *Turbodvigateli i kompressory*. Moscow, Astrel Publ., AST Publ., 2007, 352 p.).
- [10] Krutov V.I., Rybalchenko A.G. *Regulirovanie turbonadduva DVS* [Regulation of turbocharging of internal combustion engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1978, 213 p. (In Russ.).
- [11] Shestakov D.S., Plotnikov L.V., Salnikov A.S. Comparative analysis of the technical, economic and environmental performance of a diesel locomotive engine equipped with different turbochargers. *Engines construction*, 2023, no. 1, pp. 14–23. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.14-23>
- [12] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Ryzhov V.A. Research of the dynamic properties of a diesel locomotive when using variable geometry turbine. *Engines construction*, 2022, no. 1, pp. 76–83. (In Russ.).
- [13] Markov V.A., Barchenko F.B., Sleptsov O.N., Ostroukhov A.A. Calculation studies of a diesel engine with turbocharging and additional air supply to the cylinders in dynamic modes. *Engines construction*, 2025, no. 4, pp. 33–54. (In Russ.).
- [14] Tereshchenko E.S., Shabalin D.V. Improving the quality of transient processes in a gas-turbine-super charged diesel engine using a turbocharger control system. *VestnikSibADI*, 2012, no. 1, pp. 76–79. (In Russ.).
- [15] Punda A.S., Gur'ev Yu.G. The use of controlled turbocharging to optimize the work processes of the main marine engines during long-term operation at low power. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2017, vol. 9, no. 6, pp. 1291–1299. (In Russ.). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-6-1291-1299>

- [16] Han Y., Yang C., Wang H., Wang Y., Hu D., Wang B., Duan B. Simulation of sequential turbocharging switching control system for low speed diesel engines. *Journal of Physics Conference Series*, 2023, vol. 2437, no. 1, art.no. 012014, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2437/1/012014>
- [17] Grishin Yu., Bakulin V.N. Dynamic engine charge simulation for unmanned aelial vehicles. *IOP Conference series materials science and engineering*, 2020, vol. 868, art. no. 012007. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/868/1/012007>
- [18] Grishin Yu.A., Semenchukova V.S. Use of non-stationary gas-dynamic functions in numerical simulation of the wave processes in a piston engine. *Engines construction*, 2022, no. 4, pp. 28–39. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.28-39>
- [19] Grishin Yu.A., Barchenko F.B. Studying gas flow processes in the piston engine exhaust manifold. *Engines construction*, 2024, no. 4, pp. 3–19. (In Russ.).
- [20] Vasilyev A.V., Divinskiy E.A. Work cycle of type 8CHVN15/16 engine featuring power gas turbine. *Engines construction*, 2004, no. 2, pp. 15–17. (In Russ.).
- [21] Kamkin S.V., Lemeshchenko A.L., Smirnov D.S. Working process of marine engines with high efficiency turbocompressors and power turbines. *Engines construction*, 1996, no. 2, pp. 11–13. (In Russ.).
- [22] Markov V.A., Barchenko F.B., Sleptsov O.N., Trifonov V.L., Ostroukhov A.A. Computational study of dynamic qualities of the combined power plant with a piston engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 2, pp. 70–86. (In Russ.).
- [23] Abramovich G.I. *Prikladnaya gazovaya dinamika* [Applied gas dynamics]. Moscow, Nauka Publ., 1991, 600 p. (In Russ.).
- [24] Alexandrov V.Yu., Klimovsky K.K. *Optimalnie ejektori (teoriya i raschet)* [Optimal ejectors (theory and calculation)]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2012, 136 p. (In Russ.).
- [25] Vasilyev Yu.N. *Teoriya gazovogo ejektora s cilindricheskoi kameroi smesheniya* [Theory of a gas ejector with a cylindrical mixing chamber]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1971, 24 p. (In Russ.).
- [26] Sokolov E.Ya., Singer N.M. *Struinie apparati* [Jet apparatuses]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1989, 352 p. (In Russ.).
- [27] Sychenkov V.A., Panchenko V.I., Khaliulin R.R. Investigation of a coaxial gas ejector. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviation equipment*, 2014, no. 2, pp. 24–24. (In Russ.).
- [28] Tsegelsky V.G. *Struinie apparati* [Jet apparatuses]. Moscow, BMSTU Press, 2017, 573 p. (In Russ.).
- [29] Kuskov A.I. *Vehicle Power Plant*. RF Patent no. 2693953. Moscow, bul. no. 19, 2019.
- [30] Krohotin Yu.M., Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Rabochie processy, konstrukciya i osnovi rascheta energeticheskikh ustanovok s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Working Processes, Design, and Fundamentals of Calculation of Power Plants with Internal Combustion Engines]. Voronezh, Voronezh State Forestry Academy Publ., 2011, 600 p. (In Russ.).

**Материалы получены редакцией 02.04.2026**

**Сведения об авторах**

**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, markov58@bmstu.ru

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

**Поздняков Евгений Федорович** — кандидат технических наук, заведующий лабораторией кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: pef07@mail.ru

**Остроухов Андрей Алексеевич** — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергетические установки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: ovs9@yandex.ru, ostrouhov1998@gmail.com

**Information about the authors**

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

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

**Pozdnyakov Evgeny Fedorovich** — Ph. D. (Eng.), Head of Laboratory of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: pef07@mail.ru

**Ostroukhov Andrey Alekseevich** — Postgraduate Student of Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: ovs9@yandex.ru, ostrouhov1998@gmail.com

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

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Поздняков Е.Ф., Остроухов А.А. Экспериментальные исследования дизельного двигателя с макетом силовой турбины и эжектором. *Двигателестроение*, 2026, № 2 (304), с. 16–37.

**Citation:**

Markov V.A., Barchenko F.B., Pozdnyakov E.F., Ostroukhov A.A. Experimental studies of a diesel engine with a power turbine mock-up and an ejector. *Engines construction*, 2026, no. 2 (304), pp. 16–37. (In Russ.).

УДК 621.43

## Экспериментальное исследование гидравлических характеристик каталитического нейтрализатора отработавших газов для автомобильного двигателя

Д.О. Онищенко, А.С. Блинов, Т.В. Бобылев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

## Experimental study of the hydraulic characteristics of a catalytic converter of exhaust gas for an automobile engine

D.O. Onishchenko, A.S. Blinov, T.V. Bobylev

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow, Russian Federation

Представлены результаты экспериментального исследования гидравлических характеристик каталитического нейтрализатора отработавших газов для двигателя 4ЧН 8,2/7,5 мощностью 132 кВт, оснащенного турбокомпрессором. Экспериментальные испытания проводились на продувочном стенде SF-1020 FLOWBENCH Super Flow при расходах воздуха от 100 до 480 м<sup>3</sup>/ч. Разработана методика расчета геометрических параметров монолита каталитического нейтрализатора, определены зависимости его гидравлического сопротивления от массового расхода отработавших газов. Проведен сравнительный анализ параметров каталитических нейтрализаторов для двигателя без наддува и двигателя, оснащенного турбокомпрессором. Показано, что при увеличении мощности двигателя с 72 до 132 кВт требуемый объем монолита нейтрализатора возрастает в 3,6 раза, противодавление на выпуске — в 3,7 раза. Установлено, что влияние наличия каталитического нейтрализатора на параметры турбокомпрессора минимально (снижение давления наддува не превышает 0,5 %). При оснащении двигателя нейтрализатором достигнуто его соответствие экологическим нормам Евро-5 по выбросам вредных веществ.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, турбокомпрессор, каталитический нейтрализатор, продувочный стенд, гидравлическое сопротивление, токсичность отработавших газов

The results of an experimental study of the hydraulic characteristics of a catalytic converter for a 4ChN 8.2/7.5 engine with a power of 132 kW and a turbocharger are presented. The experimental tests were conducted on a SF-1020 FLOWBENCH Super Flow purge bench at air flow rates ranging from 100 to 480 m<sup>3</sup>/h. A method for calculating the geometric parameters of a catalytic converter monolith has been developed, and the dependence of its hydraulic resistance on the mass flow rate of exhaust gases has been determined. A comparative analysis of the parameters of catalytic converters for a naturally aspirated engine and an engine equipped with a turbocharger has been conducted. It has been shown that when the engine power is increased from 72 to 132 kW, the required volume of the neutralizer monolith increases by 3.6 times, and the backpressure at the exhaust increases by 3.7 times. It has been established that the presence of a catalytic neutralizer has a minimal effect on the turbocharger's parameters (the decrease in boost pressure does not exceed 0.5 %). When the engine is equipped with a neutralizer, it meets the Euro-5 environmental standards for harmful emissions.

**Keywords:** internal combustion engine, turbocharger, catalytic converter, purge bench, hydraulic resistance, exhaust gas toxicity

## Введение

Работа транспортных и автотракторных дизельных двигателей оценивается комплексом эксплуатационно-технических показателей: удельной мощностью и массогабаритными показателями, топливной экономичностью, токсичностью отработавших газов (ОГ), динамическими качествами и др. Важнейшими из них в настоящее время являются показатели токсичности ОГ, т. е. количество выбрасываемых двигателем вредных веществ [1–4]. Это обусловлено как ухудшением экологической обстановки, так и ужесточением требований, предъявляемых к двигателям внутреннего сгорания (ДВС) современными нормативными документами на токсичность ОГ [5–7].

В актуальных требованиях к экологической безопасности автомобильного транспорта, регламентируемых стандартами Евро-5, Евро-6 и Евро-7, предъявляются все более жесткие ограничения к содержанию вредных веществ в ОГ бензиновых ДВС, среди которых монооксид углерода CO, несгоревшие углеводороды  $\text{CH}_x$ , оксиды азота  $\text{NO}_x$  [7–9]. Особую актуальность проблема снижения токсичности ОГ ДВС приобретает при форсировании двигателей турбонаддувом (с помощью турбокомпрессора), когда повышенные температуры и давление в выпускной системе создают дополнительные трудности для эффективной работы каталитического нейтрализатора [10, 11].

Объектом исследования служит двигатель типа ВАЗ-21126 (4Ч 8,2/7,5) с рабочим объемом 1,6 л и 16 клапанами (по 4 клапана на цилиндр). Этот двигатель является безнаддувным (атмосферным). Для форсирования этого двигателя по мощности необходимо подать в цилиндры большее количество топлива с соответствующим увеличением подачи воздуха. В связи с этим

в модифицированном исполнении этот двигатель типа 4ЧН 8,2/7,5 имеет турбокомпрессор и представляет собой перспективную силовую установку для отечественного автомобилестроения. Установка турбокомпрессора позволяет увеличить литровую мощность двигателя с 45 до 78 кВт/л. Однако при этом существенно изменяются параметры ОГ: их массовый расход увеличивается на 70 %, температура снижается на 100 °С (после турбины) в результате охлаждения ОГ в турбине, что требует тщательного подбора и расчета каталитического нейтрализатора [12, 13].

Цель данного исследования — экспериментальное определение гидравлических характеристик каталитического нейтрализатора на продувочном стенде, разработка методики расчета его основных параметров для двигателя типа 4ЧН 8,2/7,5 с последующим сравнительным анализом характеристик нейтрализаторов для исходного двигателя типа 4Ч 8,2/7,5 и для модифицированного двигателя типа 4ЧН 8,2/7,5 по параметрам расхода ОГ, их температуры и эффективности очистки ОГ от вредных веществ.

## Объект и методы исследования

Объектом исследования служит каталитический нейтрализатор ОГ для модифицированного двигателя 4ЧН 8,2/7,5 с турбонаддувом мощностью 132 кВт. В качестве базы для сравнения использован заводской каталитический нейтрализатор для двигателя без наддува типа 4Ч 8,2/7,5 (двигатель ВАЗ-21126) мощностью 72 кВт. Параметры этих двух нейтрализаторов приведены в табл. 1.

В обоих нейтрализаторах использован керамический носитель из кордиерита ( $2\text{MgO} \times 2\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{SiO}_2$ ) с трехкомпонентным катали-

**Таблица 1.** Сравнение параметров каталитических нейтрализаторов для атмосферного двигателя (без наддува) и двигателя с турбонаддувом

| Параметр              | Серийный двигатель без наддува<br>типа 4Ч 8,2/7,5 | Двигатель с турбокомпрессором<br>типа 4ЧН 8,2/7,5 |
|-----------------------|---------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
| Объем монолита, л     | 1,8                                               | 6,5                                               |
| Диаметр монолита, мм  | 120                                               | 188                                               |
| Длина монолита, мм    | 160                                               | 226                                               |
| Плотность ячеек, cpsi | 400                                               | 400                                               |
| Масса, кг             | ≈1,2                                              | ≈3,8                                              |

тическим покрытием Pt/Pd/Rh. Гидравлический диаметр канала составляет 1,1 мм для обоих образцов, что обеспечивает оптимальный баланс между эффективностью очистки и гидравлическим сопротивлением нейтрализатора.

Экспериментальные исследования гидравлических характеристик каталитического нейтрализатора проведены методом холодной продувки на специализированном продувочном стенде SF-1020 FLOWBENCH Super Flow (США). Данный стенд широко применяется в двигателестроении для определения расходных характеристик и гидравлического сопротивления элементов газовоздушного тракта [14].

Используемый стенд имел следующие технические характеристики:

- максимальный расход воздуха: 28,3 м<sup>3</sup>/мин;
- диапазон измерения перепада давления: 0...762 мм вод. ст. (0...7500 Па);
- точность измерения расхода воздуха:  $\pm 1,5\%$ ;
- точность измерения давлений:  $\pm 50$  Па;
- точность измерения температур:  $\pm 0,5$  °С.

Принцип работы стенда основан на создании постоянного расхода воздуха через испытуемый объект с помощью вакуумного насоса. Расход измеряли калиброванным соплом, перепад давлений — дифференциальным манометром. Каталитический нейтрализатор устанавливали на входном фланце стенда с обеспечением полной герметичности соединения.

Методика эксперимента включала следующие этапы.

1. Калибровали датчики давления и температуры воздуха при атмосферных условиях ( $T = 20,0$  °С,  $p = 0,1012$  МПа).

2. Устанавливали и герметизировали каталитический нейтрализатор на измерительном контуре.

3. Проводили измерения при семи фиксированных расходах воздуха через каталитический нейтрализатор: 100, 200, 300, 350, 400, 450 и 480 м<sup>3</sup>/ч.

4. Для каждой точки измерения регистрировали: объемный расход воздуха  $Q$ , через каталитический нейтрализатор, м<sup>3</sup>/мин, перепад давления  $\Delta p$  на каталитическом нейтрализаторе, Па, температуру на входе  $T_{\text{вх}}$ , °С, и на выходе  $T_{\text{вых}}$ , °С, из нейтрализатора.

5. Каждое измерение повторяли трижды для времени стабилизации исследуемого режима 2...3 мин, результаты усредняли.

Метод холодной продувки каталитического нейтрализатора при стандартных условиях позволяет исключить влияние температурных эффектов на свойства воздуха и получить объективные данные о геометрическом гидравлическом сопротивлении конструкции нейтрализатора. Пересчет результатов на реальные условия работы двигателя осуществляли с учетом температуры и плотности ОГ [15, 16].

## Результаты и обсуждение

Результаты экспериментальных измерений гидравлического сопротивления каталитического нейтрализатора для двигателя 4ЧН 8,2/7,5 при продувке при различных расходах воздуха представлены в табл. 2.

При экспериментальных исследованиях определяли расход воздуха через каталитический нейтрализатор  $Q$ , перепад давлений на выходе и на входе в нейтрализатор  $\Delta p$ , скорость течения воздуха в нем  $w_m$ , число Рейнольдса  $Re$ , которое характеризует это течение, и общий коэффициент гидравлического сопротивления нейтрализатора — коэффициент гидравлических потерь  $\zeta_{\text{общ}}$ , определяемый в виде

**Таблица 2. Результаты продувки каталитического нейтрализатора**

| Расход воздуха $Q$ ,<br>м <sup>3</sup> /мин | Перепад давления<br>$\Delta p$ , Па | Скорость течения<br>воздуха $w_m$ , м/с | Число<br>Рейнольдса $Re$ | Коэффициент гидравлических<br>потерь $\zeta_{\text{общ}}$ |
|---------------------------------------------|-------------------------------------|-----------------------------------------|--------------------------|-----------------------------------------------------------|
| 2,83                                        | 1 650                               | 1,70                                    | 16,6                     | 946,7                                                     |
| 5,66                                        | 3 270                               | 3,40                                    | 33,2                     | 469,9                                                     |
| 8,49                                        | 6 080                               | 5,11                                    | 49,9                     | 382,6                                                     |
| 11,33                                       | 9 690                               | 6,81                                    | 66,5                     | 341,5                                                     |
| 12,74                                       | 11 800                              | 7,66                                    | 74,8                     | 331,8                                                     |
| 13,59                                       | 13 200                              | 8,17                                    | 79,8                     | 327,9                                                     |

$$\xi_{\text{общ}} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w^2 / 2},$$

где  $\rho$  — плотность воздуха.

Проведенные измерения свидетельствуют о нелинейном характере зависимости перепада давления от расхода воздуха через нейтрализатор.

Анализ полученных экспериментальных данных (см. табл. 2) показывает, что зависимость гидравлического сопротивления каталитического нейтрализатора (перепада давлений в нейтрализаторе) от расхода воздуха имеет степенной характер. Применение метода наименьших квадратов к экспериментальным данным позволило установить эту эмпирическую зависимость в виде

$$\Delta p = 14,8Q^{1,85}, \quad (*)$$

где  $Q$  — расход воздуха через каталитический нейтрализатор, м<sup>3</sup>/мин;  $\Delta p$  — перепад давления в каталитическом нейтрализаторе, Па. Коэффициент корреляции указанной зависимости составляет  $R^2 = 0,998$ , что свидетельствует о плотной корреляционной связи между этими параметрами нейтрализатора. Значение показателя степени  $n = 1,85$  обусловлено совместным влиянием ламинарного трения в каналах монолита ( $n = 1$ ) и квадратичных потерь давления на входе и выходе нейтрализатора ( $n = 2$ ), что согласуется с рассчитанными значениями числа Рейнольдса  $Re = 17...80$  в каналах монолита.

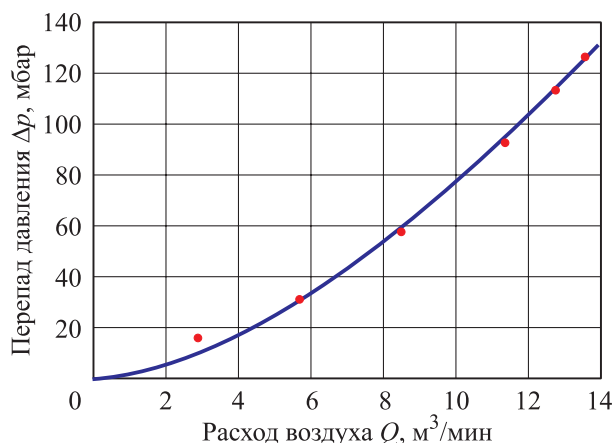


**Рис. 1.** Зависимость гидравлического сопротивления каталитического нейтрализатора (перепада давлений на нем) от расхода воздуха:

• эксперимент; — расчет по формуле (\*)

Графическая зависимость  $\Delta p = f(Q)$  представлена на рис. 1.

Для сравнительного анализа параметров исследованных двигателей и расходных характеристик установленных на них каталитических нейтрализаторов использованы данные табл. 3. При детальном сравнительном анализе параметров ОГ и характеристик каталитических нейтрализаторов для заводского двигателя типа 4Ч 8,2/7,5 (BA3-21126) мощностью 72 кВт и модифицированного двигателя типа 4ЧН 8,2/7,5 мощностью 132 кВт установлены существенные различия в параметрах ОГ этих двигателей. При

**Таблица 3.** Сравнительные характеристики двигателей и нейтрализаторов

| Параметр                                                                                                      | 4Ч 8,2/7,5 | 4ЧН 8,2/7,5 | Δ, % |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|-------------|------|
| Мощность, кВт                                                                                                 | 72         | 132         | +74  |
| Расход топлива, кг/ч                                                                                          | 16,6       | 25,8        | +54  |
| Расход воздуха, кг/ч                                                                                          | 248        | 419         | +69  |
| Массовый расход ОГ, кг/ч                                                                                      | 264        | 450         | +70  |
| Т перед турбокомпрессором, °С                                                                                 | —          | 900         | —    |
| Т после турбокомпрессора, °С                                                                                  | —          | 750         | —    |
| Т на входе в катализатор, °С                                                                                  | 800        | 700         | –13  |
| Объем монолита, л                                                                                             | 1,8        | 6,5         | +261 |
| Противодавление, Па                                                                                           | 350        | 1290        | +269 |
| Эффективность очистки СО, %                                                                                   | 97         | 98          | +1   |
| Примечание. Δ — разница параметров двигателей типа 4Ч 8,2/7,5 без наддува и типа 4ЧН 8,2/7,5 с турбонаддувом. |            |             |      |

форсировании двигателя с установкой на нем турбокомпрессора массовый расход ОГ возрастает на 70 %, что обусловлено увеличением расхода топлива на 54 % и расхода воздуха на 69 %. Особый интерес представляет температура ОГ: в двигателе, оснащенном турбокомпрессором, ОГ совершают работу на турбине. В результате на режиме максимальной мощности температура ОГ после турбины снижается с 900 до 750 °С. Это на 100 °С ниже температуры на входе в катализатор атмосферного двигателя (800 °С). Также отметим, что снижение температуры на входе в каталитический нейтрализатор благоприятно влияет на долговечность нейтрализатора, снижая риск термической деградации активного слоя катализатора.

Требуемый объем монолита каталитического нейтрализатора для двигателя типа 4ЧН 8,2/7,5 в 3,6 раза больше, чем для двигателя типа 4Ч 8,2/7,5. Это примерно соответствует соотношению мощностей этих двигателей с учетом различий в температурном режиме ра-

боты двигателя и коэффициенты избытка воздуха  $\alpha$  или обратной величины  $\lambda$  (у двигателя типа 4Ч 8,2/7,5 значение  $\lambda = 1,00$  соответствует степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k = 0$ , а у двигателя типа 4ЧН 8,2/7,5 значение  $\lambda = 0,92$  соответствует  $\pi_k = 1,7$ ). Графическое сравнение основных параметров исследуемых двигателей представлено на рис. 2.

Критическим фактором, определяющим эффективность очистки ОГ и долговечность каталитического нейтрализатора, является температурный режим его работы. Для атмосферного двигателя (двигателя без наддува) температура ОГ на выходе из выпускного коллектора составляет 850 °С, после тепловых потерь в выпускном трубопроводе она снижается до 800 °С на входе в катализатор. В двигателе типа 4ЧН 8,2/7,5 газы с температурой 900 °С перед турбокомпрессором совершают работу расширения, охлаждаясь до 750 °С, и после незначительных тепловых потерь поступают в катализатор при температуре 700 °С (рис. 3).

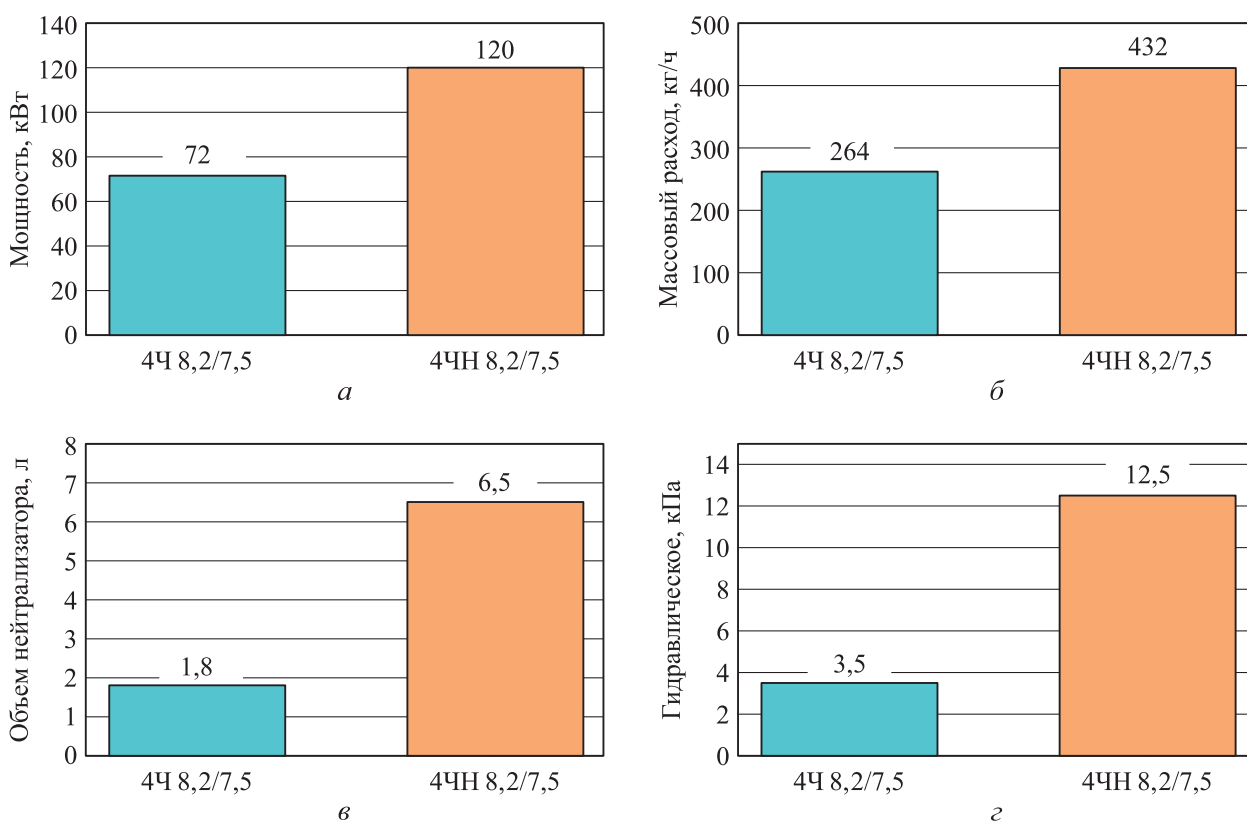


**Рис. 2.** Сравнение параметров каталитических нейтрализаторов для двигателей типа 4Ч 8,2/7,5 без наддува и типа 4ЧН 8,2/7,5 с турбонаддувом:

а — мощность двигателя, б — массовый расход ОГ; в — объем каталитического нейтрализатора; г — гидравлическое сопротивление

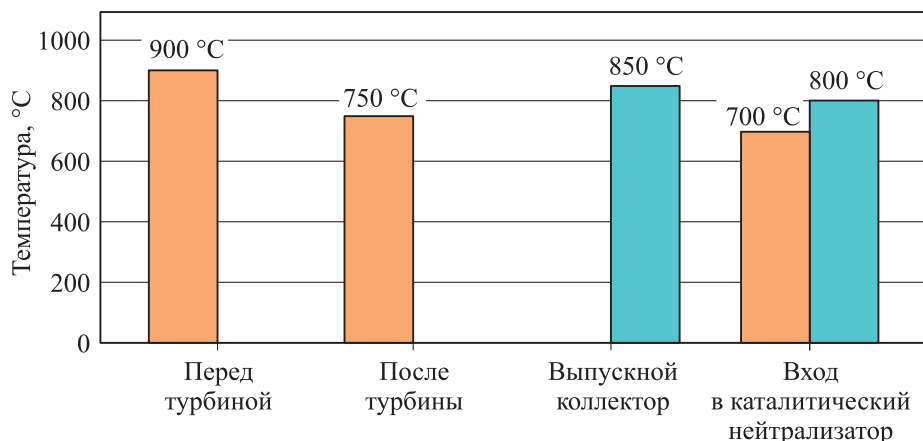


**Рис. 3.** Сравнение температурных режимов работы исследуемых двигателей и каталитических нейтрализаторов:

■ двигатель типа 4ЧН 8,2/7,5; ■ двигатель типа 4Ч 8,2/7,5

Снижение температуры ОГ на 100 °C после турбины в двигателе 4ЧН 8,2/7,5 с турбонаддувом сопровождается и положительными, и отрицательными эффектами. С одной стороны, это увеличивает время прогрева катализатора при холодном пуске с 30...40 с (в двигателе без наддува типа 4Ч 8,2/7,5) до 60...90 с (в двигателе с турбонаддувом типа 4ЧН 8,2/7,5). С другой стороны, температура на входе в нейтрализатор, равная 700 °C, ближе к оптимальному диапазону работы рассматриваемого каталитического нейтрализатора (650...750 °C). Это обеспечивает более высокую эффективность очистки ОГ и увеличивает ресурс работы нейтрализатора с 120...150 тыс. км (в двигателе без наддува типа 4Ч 8,2/7,5) до 150...250 тыс. км (в двигателе с турбонаддувом типа 4ЧН 8,2/7,5) в результате снижения термической деградации платиновых металлов.

Установка каталитического нейтрализатора в выпускную систему двигателя типа 4ЧН 8,2/7,5 с турбонаддувом создает дополнительное противодавление в выпускной системе двигателя, равное 1290 Па. Расчеты показали, что относительное снижение степени расширения ОГ в турбокомпрессоре составляет 1,26 %. Это приводит к снижению мощности турбокомпрессора на 0,31 % и уменьшению давления наддува на 530 Па (менее 0,5 % от номинального значения 70 кПа). Снижение эффективной мощности двигателя составляет 0,3...0,5 % (0,6...0,9 л.с.), что находится в пределах допустимых изменений этого параметра и может быть компенсировано

корректировкой программы управления турбокомпрессором. При этом давление наддува может быть увеличено на 300...500 Па [17, 18].

Эффективность очистки ОГ исследуемого двигателя типа 4ЧН 8,2/7,5 от вредных веществ с помощью каталитического нейтрализатора при температуре ОГ на его входе 700 °C составляет: для монооксида углерода CO — 98 %, для несгоревших углеводородов  $\text{CH}_x$  — 93 %, для оксидов азота  $\text{NO}_x$  — 89 %. При этом удельные выбросы вредных веществ составили: CO — 0,31 г/(кВт · ч),  $\text{NO}_x$  — 0,25 г/(кВт · ч), что соответствует требованиям стандарта Евро-5 [19, 20]. Сравнение эффективности очистки ОГ для обоих вариантов исследованных двигателей представлено на рис. 4.

Каталитический нейтрализатор двигателя типа 4ЧН 8,2/7,5 с турбонаддувом обеспечивает на 1–2 процентных пункта более высокую эффективность очистки ОГ от вредных веществ по всем компонентам по сравнению с атмосферным вариантом двигателя типа 4Ч 8,2/7,5. Это объясняется большим временем контакта ОГ с активной поверхностью каталитического нейтрализатора. Указанное время контакта ОГ с каталитической поверхностью нейтрализатора увеличивается с 0,04 до 0,07 с за счет увеличения объема монолита нейтрализатора. Еще одним фактором повышения эффективности очистки ОГ нейтрализатором двигателя типа 4ЧН 8,2/7,5 с турбонаддувом является более оптимальный температурный режим работы нейтрализатора [21].

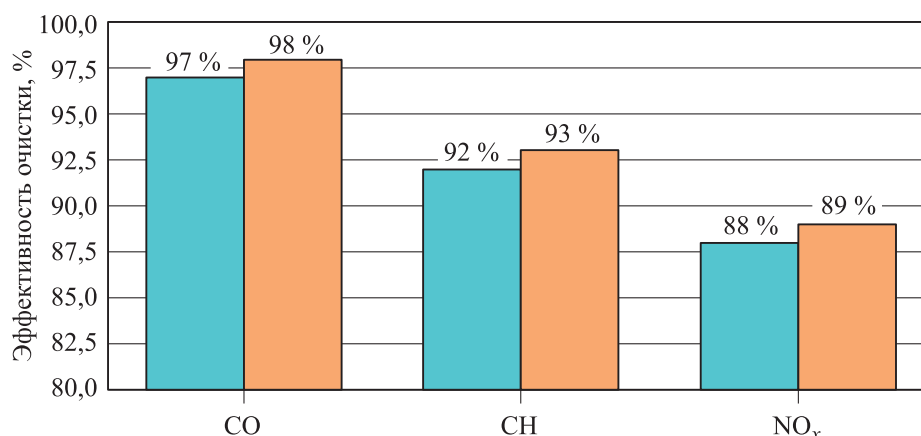


**Рис. 4.** Сравнение эффективности очистки ОГ каталитическими нейтрализаторами исследуемых двигателей:  
■ двигатель типа 4C 8,2/7,5; ■ двигатель типа 4CH 8,2/7,5

## Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие выводы.

1. Проведены экспериментальные исследования гидравлических характеристик каталитического нейтрализатора ОГ для автомобильного двигателя типа 4CH 8,2/7,5 с турбонаддувом и комплексная расчетная оценка параметров этого двигателя в сравнении с двигателем типа 4C 8,2/7,5 без наддува. Эта оценка включает определение геометрических параметров монолитов каталитических нейтрализаторов этих двигателей, расчет их гидравлического сопротивления и оценку влияния параметров ОГ двигателя с турбонаддувом на характеристики турбокомпрессора.

2. Экспериментально методом холодной продувки на стенде SF-1020 FLOWBENCH установлена степенная зависимость гидравлического сопротивления каталитического нейтрализатора от расхода воздуха  $\Delta p = 14,8Q^{1,85}$  с коэффициентом корреляции  $R^2 = 0,998$ . Показатель степени 1,85 обусловлен совместным влиянием ламинарного трения в каналах монолита и квадратичных потерь давления на входе и выходе нейтрализатора при числах Рейнольдса  $Re = 17 \dots 80$  в каналах монолита.

3. При увеличении эффективной мощности с 72 кВт в двигателе без наддува до 132 кВт (на 74 %) в двигателе с турбонаддувом массовый расход ОГ возрастает на 70 % (с 264 до 450 кг/ч), требуемый объем монолита увеличивается в 3,6 раза (с 1,8 до 6,5 л), противодействие в нейтрализаторе — в 3,7 раза (с 350 до 1290 Па).

4. Температура ОГ в двигателе типа 4CH 8,2/7,5 с турбонаддувом на 100 °C ниже их температуры в двигателе типа 4C 8,2/7,5 без наддува (700 °C против 800 °C) за счет работы ОГ в турбине, что положительно влияет на долговечность каталитического нейтрализатора, увеличивая ресурс его работы до 150...250 тыс. км.

5. Влияние установки каталитического нейтрализатора на параметры турбокомпрессора минимально: снижение давления наддува не превышает 0,5 %, что может быть скомпенсировано корректировкой программы управления турбонаддувом. При установке каталитического нейтрализатора снижение мощности двигателя с турбонаддувом не превышает 0,3...0,5 %.

6. При оснащении двигателя турбокомпрессором и каталитическим нейтрализатором достигнуто соответствие двигателя экологическим нормам Евро-5: эффективность очистки ОГ от монооксида углерода CO составила 98 %, от несгоревших углеводородов CH<sub>x</sub> — 93 %, от оксидов азота NO<sub>x</sub> — 89 %. При этом удельные выбросы монооксида углерода CO составили 0,31 г/(кВт·ч), оксидов азота NO<sub>x</sub> — 0,25 г/(кВт·ч). Эффективность очистки двигателя 4CH 8,2/7,5 с наддувом на 1–2 процентных пункта выше, чем у двигателя без наддува, за счет увеличенного времени контакта ОГ с каталитической поверхностью нейтрализатора и более оптимального температурного режима его работы.

7. Полученные результаты позволяют прогнозировать параметры каталитических нейтрализаторов при различных степенях фор-

сирования базового двигателя ВА3-21126, что существенно сокращает сроки и стоимость разработки двигателей, оснащенных турбоком-

прессорами и модифицированными каталитическими нейтрализаторами для отечественного автомобилестроения.

## Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Lesnik L., Kegl B., Torres-Jimenez E., Cruz-Peragon F. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road application. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d' IFR Energies Nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–12.
- [3] Gupta H.N. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. Delhi, PHI Learning Pvt. Ltd., 2013, 658 p.
- [4] Johnson T., Joshi A. Review of Vehicle Engine Efficiency and Emissions. *SAE International Journal of Engines*, 2018, vol. 11, no. 6, pp. 1307–1330.
- [5] Ерохов В.И. *Токсичность современных автомобилей (методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу)*. Москва, Форум, Инфра-М, 2013, 448 с.
- [6] Ложкина О.В., Мальчиков К.Б. Сравнительный анализ содержания поллютантов в отработавших газах силовых установок маломерных судов и автотранспортных средств. *Двигателестроение*, 2024, № 1, с. 21–32.
- [7] Теренченко А.С. ЕВРО-7: Новые экологические требования для легковых, грузовых автомобилей и автобусов в европейском союзе. *Автомобильная промышленность*, 2024, № 10, с. 10–16.
- [8] Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. *Промышленно-транспортная экология*. Москва, Высшая школа, 2003, 273 с.
- [9] Звонов В.А. *Токсичность двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1981, 160 с.
- [10] Кульчицкий А.Р. *Токсичность автомобильных и тракторных двигателей*. Владимир, ВлГУ, 2000, 256 с.
- [11] Разлейцев Н.Ф. *Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях*. Харьков, Вища школа, 1980, 169 с.
- [12] Колчин А.И., Демидов В.П. *Расчет автомобильных и тракторных двигателей*. Москва, Высшая школа, 2008, 496 с.
- [13] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [14] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. *Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом*. Москва, Легион-Автодата, 2007, 176 с.
- [15] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [16] РД 37.001.672–91. *Методические указания по испытаниям систем выпуска отработавших газов двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Минавтопром СССР, 1991, 48 с.
- [17] Ховах М.С., Маслов Г.С. *Автомобильные двигатели*. Москва, Машиностроение, 1971, 456 с.
- [18] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008, 720 с.
- [19] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [20] Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. *Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов*. Челябинск, ЮУрГУ, 2006, 382 с.
- [21] Карагодин В.И., Митрохин Н.Н. *Ремонт автомобилей и двигателей*. Москва, Академия, 2015, 496 с.

## References

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Lesnik L., Kegl B., Torres-Jimenez E., Cruz-Peragon F. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road application. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d' IFR Energies Nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–12.
- [3] Gupta H.N. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. Delhi, PHI Learning Pvt. Ltd., 2013, 658 p.
- [4] Johnson T., Joshi A. Review of Vehicle Engine Efficiency and Emissions. *SAE International Journal of Engines*, 2018, vol. 11, no. 6, pp. 1307–1330.

- [5] Erokhov V.I. *Toksichnost' sovremennykh avtomobiley (metody i sredstva snizheniya vrednykh vybrosov v atmosferu)* [Toxicity of modern automobiles (methods and means of reducing harmful emissions into the atmosphere)]. Moscow, Forum Publ., Infra-M Publ., 2013, 448 p. (In Russ.).
- [6] Lozhkina O.V., Mal'chikov K.B. Comparative analysis of the pollutants content in the exhaust gases of the small-size vessels' and vehicles' power plants. *Engines construction*, 2024, no. 1, pp. 21–32. (In Russ.).
- [7] Terenchenko A.S. Euro 7: new environmental requirements for light-duty vehicles, trucks and buses in the European Union. *Automotive Industries*, 2024, no. 10, pp. 10–16. (In Russ.).
- [8] Lukanin V.N., Trofimenko Yu.V. *Promyshlenno-transportnaya ekologiya* [Industrial and transport ecology]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2003, 273 p. (In Russ.).
- [9] Zvonov V.A. *Toksichnost' dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Toxicity of internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1981, 160 p. (In Russ.).
- [10] Kul'chitskiy A.R. *Toksichnost' avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Toxicity of automobile and tractor engines]. Vladimir, VIGU Publ., 2000, 256 p. (In Russ.).
- [11] Razleytsev N.F. *Modelirovaniye i optimizatsiya protsessa sgoraniya v dizelyakh* [Modeling and optimization of the combustion process in diesel engines]. Khar'kov, Vishcha shkola Publ., 1980, 169 p. (In Russ.).
- [12] Kolchin A.I., Demidov V.P. *Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Calculation of automobile and tractor engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2008, 496 p. (In Russ.).
- [13] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel equipment and control systems of diesel engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005, 344 p. (In Russ.).
- [14] Patrakhal'tsev N.N., Savastenko A.A. *Forsirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom* [Forcing internal combustion engines with supercharging]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2007, 176 p. (In Russ.).
- [15] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroyeniye. Entsiklopediya. T. IV. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [16] RD 37.001.672–91. *Metodicheskiye ukazaniya po ispytaniyam sistem vypuska otrabotavshikh gazov dvigateley vnutrennego sgoraniya* [RD 37.001.672–91. Guidelines for testing exhaust systems of internal combustion engines]. Moscow, Minavtoprom SSSR Publ., 1991, 48 p. (In Russ.).
- [17] Khovakh M.S., Maslov G.S. *Avtomobil'nyye dvigateli* [Automobile engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1971, 456 p. (In Russ.).
- [18] Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevykh dvigateley. Spetsial'nyye glavy* [Theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, BMSTU Press, 2008, 720 p. (In Russ.).
- [19] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of diesel exhaust gases]. Moscow, BMSTU Press, 2002, 376 p. (In Russ.).
- [20] Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klement'yev V.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovaniye i raschet protsessov* [Internal combustion engines: theory, modeling, and calculation of processes]. Chelyabinsk, SUSU Publ., 2006, 382 p. (In Russ.).
- [21] Karagodin V.I., Mitrokhin N.N. *Remont avtomobiley i dvigateley* [Car and engine repair]. Moscow, Akademiya Publ., 2015, 496 p. (In Russ.).

**Материалы получены редакцией 10.04.2026**

**Сведения об авторах**

**Онищенко Дмитрий Олегович** — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: doctor@baumanracing.ru, odo@bmstu.ru

**Блинов Артем Сергеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: as\_blinov@bmstu.ru

**Бобылев Тихон Викторович** — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: bobylev.timati@yandex.ru

**Information about the authors**

**Onishchenko Dmitry Olegovich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: doctor@baumanracing.ru; odo@bmstu.ru

**Blinov Artem Sergeevich** — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: as\_blinov@bmstu.ru

**Bobylev Tikhon Viktorovich** — Postgraduate Student, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: bobylev.timati@yandex.ru

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

Онищенко Д.О., Блинов А.С., Бобылев Т.В. Экспериментальное исследование гидравлических характеристик каталитического нейтрализатора отработавших газов для автомобильного двигателя. *Двигателестроение*, 2026, № 2 (304), с. 38–47.

**Citation:**

Onishchenko D.O., Blinov A.S., Bobylev T.V. Experimental study of the hydraulic characteristics of a catalytic converter of exhaust gas for an automobile engine. *Engines construction*, 2026, no. 2 (304), pp. 38–47. (In Russ.).

УДК 621.436:62-73

## Совершенствование схем очистки масла в системах смазки среднеоборотных дизелей

В.А. Рыжов<sup>1</sup>, В.А. Марков<sup>2</sup>, В.Т. Ткачев<sup>3</sup>, В.Е. Ионин<sup>4</sup>, А.А. Варшавский<sup>3</sup>

<sup>1</sup> АО «Коломенский завод», Московская обл., Коломна, Российская Федерация

<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

<sup>3</sup> Коломенский институт (филиал) Московского политехнического университета, Московская обл., Коломна, Российская Федерация

<sup>4</sup> Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация

## Improvement of oil cleaning schemes in lubrication systems of medium-speed diesel engines

V.A. Ryzhov<sup>1</sup>, V.A. Markov<sup>2</sup>, V.T. Tkachev<sup>3</sup>, V.E. Ionin<sup>4</sup>, A.A. Varshavskiy<sup>3</sup>

<sup>1</sup> JSC "Kolomensky Zavod", Moscow region, Kolomna, Russian Federation

<sup>2</sup> BMSTU, Moscow, Russian Federation

<sup>3</sup> Kolomna Institute (branch) of Moscow Polytechnic University, Moscow region, Kolomna, Russian Federation

<sup>4</sup> Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation

Внедрение автоматических фильтров в системы смазки дизелей позволило существенно снизить трудоемкость их обслуживания, связанную с заменой фильтрующих элементов тонкой очистки и промывкой сетчатых фильтроэлементов грубой очистки. Однако существует мнение, что при использовании автоматических фильтров, очищаемых методом обратной промывки с возвратом загрязнений в картер, масло загрязняется быстрее, а его ресурс сокращается. В статье проведен всесторонний анализ существующих схем очистки моторного масла, оценено влияние обратной промывки на загрязненность масляной системы, рассмотрены перспективные направления модернизации системы очистки, включая установку дополнительных фильтров, использование центробежных фильтров с электроприводом, модернизацию штатных центрифуг и применение дополнительных насосов. По результатам анализа сформулированы выводы и рекомендации по выбору оптимальных схем для серийных и перспективных дизель-генераторов.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, система смазки, автоматический фильтр, обратная промывка, центробежный фильтр, загрязнения, срок службы масла, модернизация, электропривод, масляный насос

The introduction of automatic filters into diesel lubrication systems has significantly reduced the maintenance labor associated with replacing fine filter elements and cleaning coarse strainer assemblies. However, there is a concern that when using automatic filters cleaned by backwashing with the return of contaminants to the crankcase, oil contamination accelerates and its service life is reduced. The article provides a comprehensive analysis of existing engine oil cleaning schemes, assesses the impact of backwashing on the contamination of the oil system, and considers promising areas for modernizing the cleaning system, including the installation of additional filters, the use of centrifugal filters with an electric drive, the modernization of standard centrifuges, and the use of additional pumps. Based on the analysis, conclusions and recommendations for the selection of optimal schemes for serial and prospective diesel generators are formulated.

**Keywords:** diesel engine, lubrication system, automatic filter, backflush, centrifugal filter, contaminants, oil service life, modernization, electric drive, oil pump

## Введение

Необходимым условием для обеспечения требуемых эксплуатационных показателей дизельных двигателей различного назначения является эффективная работа их систем смазки [1–5]. Эффективная очистка моторного масла — критически важный фактор, определяющий надежность, долговечность и экономичность среднеоборотных дизелей (СОД), широко применяемых на железнодорожном транспорте, в судостроении и энергетике [6–9]. Современные тенденции развития дизелестроения направлены на увеличение агрегатной мощности, снижение расхода топлива и ужесточение экологических норм. Этим обуславливаются повышенные требования к чистоте масла, обеспечивающей минимальный износ трущихся пар и стабильность работы топливной аппаратуры [10–12]. В этой области активно разрабатываются и патентуются различные конструкции фильтров и систем фильтрации [13–19].

Переход от традиционных систем фильтрации со сменными фильтрующими элементами к системам с автоматическими самоочищающимися фильтрами (рис. 1) стал значительным шагом вперед в области снижения эксплуатационных затрат [20]. Однако новая технология породила и новые вопросы, в частности, о влиянии потока обратной промывки, сбрасываемого в картер, на общую загрязненность масла и, как следствие, на его ресурс.

Цель настоящей работы — теоретический и экспериментальный анализ существующих схем очистки масла, оценка обоснованности

опасений относительно снижения срока службы масла при использовании автоматических фильтров и определение наиболее эффективных путей совершенствования системы очистки в целом.

## Оценка накопления загрязнений в масляной системе

Отработанные масла двигателей внутреннего сгорания (ДВС) представляют собой тонкие суспензии, в которых взвешенные частицы твердой фазы имеют размеры от 0,05 до 100 мкм при общей концентрации до 2,5 % в зависимости от наработки и режимов работы двигателя [21]. Например, для 16-цилиндрового среднеоборотного комбинированного дизельного двигателя с массой заливаемого масла около 1250 кг масса загрязняющих примесей к концу межсервисного интервала может достигать 30 кг.

Ключевую роль в удалении загрязнений играют центробежные фильтры (центрифуги) [22]. Согласно результатам сравнительных испытаний, масса отложений в роторе одной центрифуги двигателя, работающего на масле М-14Г<sub>2</sub>, за пробег тепловоза 10...15 тыс. км составляет от 2,0 до 2,7 кг. С учетом периодичности технического обслуживания (ТО) и общего пробега до замены масла (50...60 тыс. км) центробежные фильтры удаляют из системы от 16 до 21,6 кг загрязнений.

Анализ распределения частиц по размерам показывает, что частицы крупнее 25 мкм составляют лишь около 1 % общего количества. Таким образом, сетчатые элементы автоматического фильтра задерживают не более 0,2...0,3 кг наиболее крупных и опасных частиц. Остальные 99 % загрязнений, представленные в основном сажей, продуктами распада масла и мелкодисперсными частицами, находятся в масле во взвешенном состоянии. Использование современных масел с повышенными диспергирующими свойствами (М-14Д2У, М-14Г2ЦС) способствует удержанию этих частиц во взвеси и предотвращает их осаждение на стенках картера и маслопроводов [23–25].

На основании приведенных экспериментальных данных можно заключить, что смываемые в картер при обратной промывке загрязнения (крупные частицы, задержанные автоматическим фильтром) не оказывают столь значительного влияния на общую загрязнен-

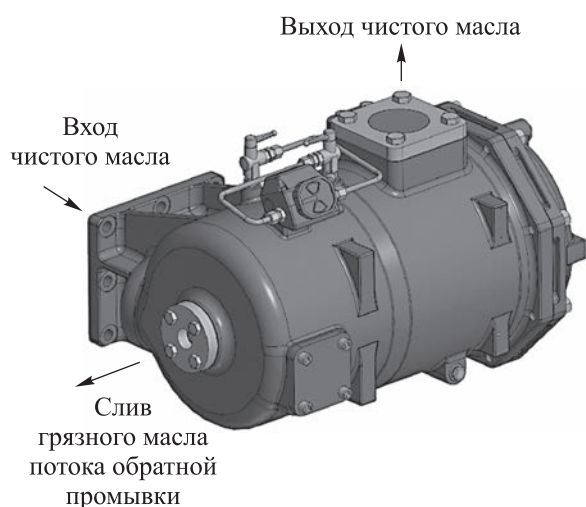


Рис. 1. Автоматический самоочищающийся фильтр

ность масла и его старение, как это иногда предполагают. Основная масса загрязнений удаляется центрифугами и при замене масла, а промывка масляной системы, предусмотренная регламентом при каждой замене масла, устраняет накопленные отложения в каналах.

Этот вывод подтверждается сравнительными испытаниями, проведенными на АО «Коломенский завод», которые показали, что средние сроки службы масла на дизель-генераторах с автоматическим фильтром (75...86 тыс. км) и с традиционной системой фильтрации (72...80 тыс. км) практически одинаковы и соответствуют заявленным в технических условиях (50...60 тыс. км).

### Направления совершенствования систем очистки масла

Несмотря на удовлетворительные результаты работы существующей системы, поиск путей ее оптимизации продолжается. Так, были инициированы работы и испытания по следующим основным направлениям.

1. *Повышение эффективности штатных центробежных фильтров.* Эффективность центробежного фильтра напрямую зависит от скорости вращения его ротора, которая, в свою очередь, определяется давлением и температурой подаваемого масла. Повышение температуры снижает вязкость масла, способствуя лучшему отделению частиц, а повышение давления повышает обороты ротора центрифуги, увеличивая центробежную силу, и позволяет отделять более мелкие фракции.

В данном направлении были проведены работы по корректировке схем подвода масла

к центрифугам на различных этапах испытаний дизель-генераторов производства АО «Коломенский завод» (11-26ДГ, 12-26ДГ, 20-26ДГ). В них масло подводится непосредственно после масляного насоса, что позволяет обеспечить стабильно высокое давление перед центрифугами: 0,8...0,9 МПа для систем с одним насосом (рис. 2, а) и 0,7...0,8 МПа для систем с двумя последовательно установленными насосами (рис. 2, б).

2. *Установка дополнительного фильтра на линии обратной промывки.* Наиболее простым решением для очистки потока обратной промывки служит установка дополнительного сетчатого или пористого фильтра перед его сливом в картер. Подобная схема используется фирмой MTU. Испытания с установкой дополнительного фильтра с тонкостью фильтрации 40 мкм показали, что перепад давления на фильтре достигал максимального значения (0,09 МПа) примерно через 600 ч работы, что соизмеримо с межсервисным интервалом. Данное решение может быть внедрено в серийное производство, однако следует учесть, что оно требует организации дополнительного технического обслуживания и поставки запасных фильтрующих элементов.

3. *Использование центробежного фильтра с электроприводом.* На АО «Коломенский завод» разработан и испытан центробежный фильтр с электроприводом (рис. 3), предназначенный для очистки потока обратной промывки. Его ключевое преимущество — независимость скорости вращения ротора от режимов работы дизеля. Схема установки фильтра показана на рис. 4.

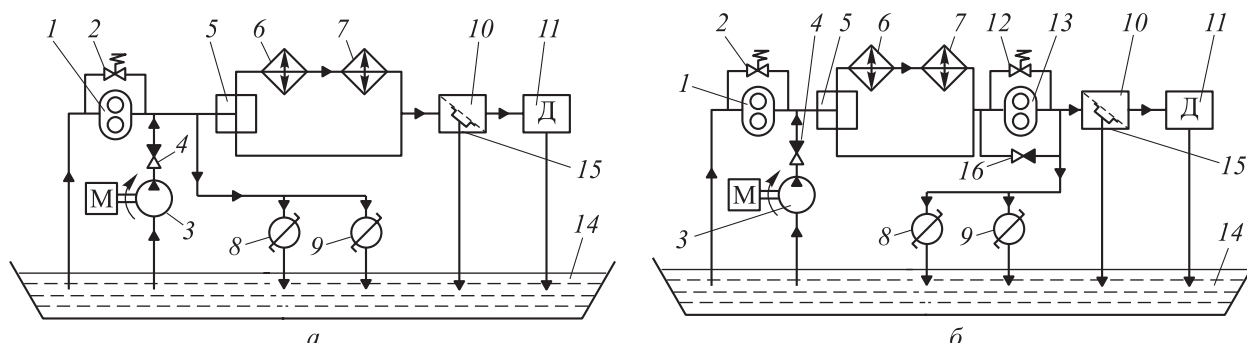


Рис. 2. Схемы системы смазки дизеля:

а — с одним насосом; б — с двумя насосами; 1, 13 — масляный насос; 2, 12 — предохранительный клапан; 3 — маслопрокачивающий насос; 4, 16 — обратный клапан; 5 — терморегулятор; 6, 7 — охладитель масла (один или два в зависимости от мощности дизеля); 8, 9 — центробежный фильтр (центрифуга с гидрореактивным приводом ротора); 10 — автоматический фильтр; 11 — дизель; 14 — поддон, 15 — штатный дроссель в автоматическом фильтре

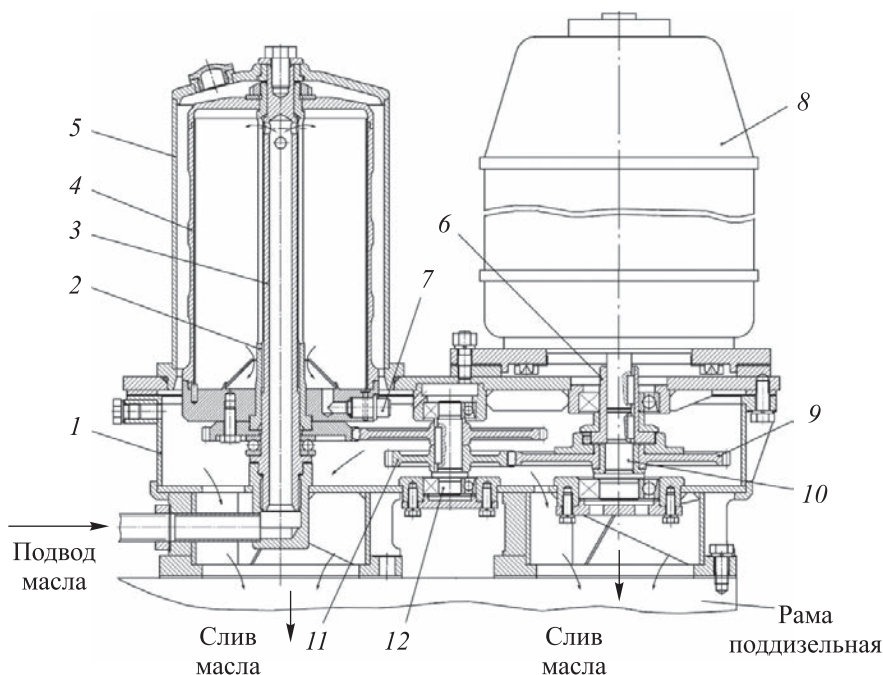


**Рис. 3.** Центробежный фильтр с электроприводом:

1 — корпус; 2 — колонна; 3 — ось; 4 — ротор; 5 — колпак; 6 — обгонная муфта; 7 — сопло; 8 — электродвигатель; 9 — ведущая шестерня; 10 — ведущий вал; 11 — промежуточный вал; 12 — ведомая шестерня

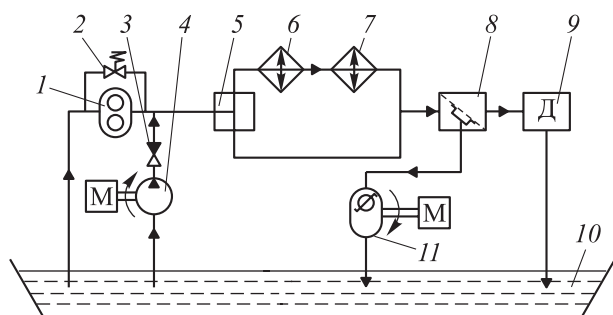


**Рис. 4.** Схема установки центробежного фильтра масла с электроприводом для очистки потока обратной промывки:

1 — масляный насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — обратный клапан; 4 — маслопрокачивающий насос; 5 — терморегулятор; 6, 7 — охладитель масла (один или два в зависимости от мощности дизеля); 8 — автоматический фильтр; 9 — дизель; 10 — поддон; 11 — центробежный фильтр масла с электроприводом

Испытания показали, что при установке для очистки потока обратной промывки эффективность фильтра (по массе собранных отложений) возрастала примерно в 1,8 раза по сравнению с работой в штатной системе (после масляного насоса). Масса осадка за 50 часов работы составила 415 г против 223 г. При этом затраты мощ-

ности на привод составляли около 0,9 кВт, что несколько снижает общий КПД установки.

Дальнейшие работы были приостановлены из-за недостаточной надежности применяемых электродвигателей постоянного тока и отсутствия необходимого запаса мощности у стартер-генераторов тепловозов.

4. Использование маслопрокачивающего насоса с электроприводом. Для обеспечения постоянного давления масла перед центрифугами независимо от режима работы дизеля в качестве альтернативы рассматривался вариант использования штатного маслопрокачивающего насоса тепловоза в режиме непрерывной работы (рис. 5).

Расчетная потребляемая мощность для насоса производительностью 7,5 м<sup>3</sup>/ч и давлением 0,8 МПа составляет около 3,4 кВт. Испытания на стенде с электродвигателем мощностью 11 кВт подтвердили работоспособность схемы. Однако следует учитывать, что штатный электродвигатель тепловозного насоса имеет мощность 7,4 кВт, что недостаточно для работы с холодным маслом. Решить эту проблему можно, установив более мощный электродвигатель либо дополнительный насос. При этом следует учесть,

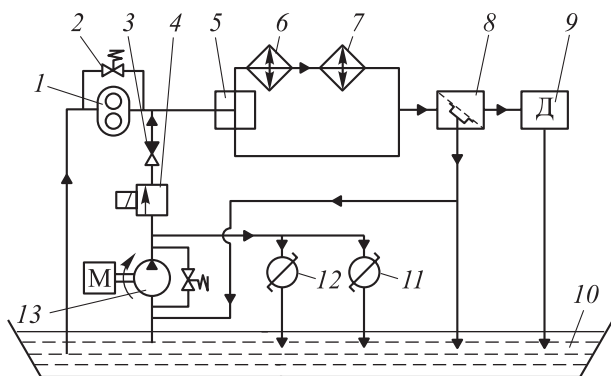


**Рис. 5.** Схема очистки потока обратной промывки из автоматического фильтра с использованием маслопрокачивающего насоса:

1 — масляный насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — обратный клапан; 4 — нормально закрытый электромагнитный клапан; 5 — терморегулятор; 6, 7 — охладитель масла (один или два в зависимости от мощности дизеля); 8 — автоматический фильтр; 9 — дизель; 10 — поддон; 11, 12 — центробежный фильтр; 13 — маслопрокачивающий насос

что оба варианта требуют существенных изменений в конструкции тепловоза.

5. *Установка дополнительного насоса с механическим приводом от дизеля.* Такая схема была реализована при модернизации тепловоза 2ТЭ10 с установкой дизель-генератора 1А-9ДГ (исп. 3). Масло к центрифугам подает отдельный шестеренчатый насос, установленный на редукторе тепловоза, что обеспечивает необходимые давление и температуру подводимого масла для реактивного привода роторов и его очистки. Затраченная на привод главного масляного насоса мощность дизеля несколько ниже благодаря подаче масла на центрифуги отдельным насосом. Поскольку в системе смазки дизеля отвод масла потока обратной промывки из автоматического фильтра предусмотрен во всасывающий трубопровод тепловозного насоса, проводится очистка масла, используемого для регенерации фильтроэлементов, а также масла, забираемого из картера. Однако давление масла, подводимого к центробежным фильтрам в такой системе, зависит от режимов работы дизеля. Как вариант, для дизель-генератора 2В-9ДГ был разработан и испытан дополнительный насос с приводом от дизеля (рис. 6).

Испытания подтвердили его работоспособность, однако эффективность очистки на режи-

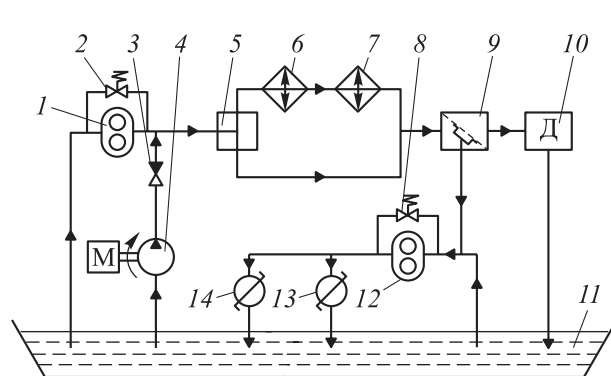


**Рис. 6.** Схема системы смазки дизель-генератора 2В-9ДГ с установкой дополнительного насоса с приводом от дизеля:

1, 12 — масляный насос; 2, 8 — предохранительный клапан; 3 — обратный клапан; 4 — маслопрокачивающий насос; 5 — терморегулятор; 6, 7 — охладитель масла; 9 — автоматический фильтр; 10 — дизель; 11 — масляная ванна; 13, 14 — центробежный фильтр

мах холостого хода (ниже  $570 \text{ мин}^{-1}$ ) оставалась недостаточной.

6. *Самоочищающиеся центробежные фильтры с электроприводом.* На АО «Коломенский завод» были испытаны образцы самоочищающихся центробежных фильтров ООО «ППП Дизельавтоматика» и фирмы Boll & Kirch.

Фильтры ООО «ППП Дизельавтоматика» обеспечили эффективную очистку, но показали недостаточную надежность. При модернизации фильтра была снижена производительность до  $1 \text{ м}^3/\text{ч}$  с одновременным увеличением частоты вращения ротора до  $6000 \text{ мин}^{-1}$  для поддержания баланса загрязнений. Результаты испытаний представлены в таблице.

Фильтр фирмы Boll & Kirch обеспечил стабильную работу, но его производительность ( $3,0 \dots 3,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) оказалась ниже расхода обратной промывки ( $4,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ ), что не позволяет использовать его для очистки этого потока. Указанный фильтр может работать только параллельно основной магистрали.

Оба фильтра требуют затрат мощности и изменений в электросистеме тепловоза.

7. *Модернизация штатного серийного центробежного фильтра.* Модернизация фильтра заключалась в увеличении частоты вращения ротора штатной центрифуги за счет снижения гидравлических потерь на подводе масла к со-

## Результаты испытаний электроцентрифуги от ООО «ППП Дизельавтоматика»

| Температура масла, °С | Расход масла, м³/ч | Ток электродвигателя, А | Масса отложений на роторе, г | Оптическая плотность масла до/после испытаний | Частота вращения ротора, мин⁻¹ |
|-----------------------|--------------------|-------------------------|------------------------------|-----------------------------------------------|--------------------------------|
| 90                    | 2,32               | 14,0                    | 51,0                         | 1266/1137                                     | 4900                           |
| 80                    | 2,30               | 14,0                    | 39,6                         | 1211/1206                                     | 4900                           |
| 70                    | 2,30               | 14,0                    | 20,0                         | 919/1100                                      | 4900                           |
| 90                    | 3,09               | 19,0                    | 30,0                         | 1105/916                                      | 4900                           |
| 80                    | 3,09               | 19,0                    | 18,0                         | 1196/1114                                     | 4900                           |
| 70                    | 3,09               | 19,0                    | 8,5                          | 967/1165                                      | 4900                           |
| 90                    | 2,30               | 20,0                    | 65,8                         | 1160/1183                                     | 5650                           |
| 80                    | 2,30               | 22,0                    | 41,7                         | 1119/935                                      | 5650                           |
| 70                    | 2,30               | 22,5                    | 27,0                         | 1059/1156                                     | 5650                           |
| 90                    | 1,22               | 11,0                    | 90,0                         | –                                             | 5650                           |
| 80                    | 1,22               | 12,0                    | 60,0                         | –                                             | 5650                           |
| 70                    | 1,22               | 12,5                    | 46,0                         | –                                             | 5650                           |

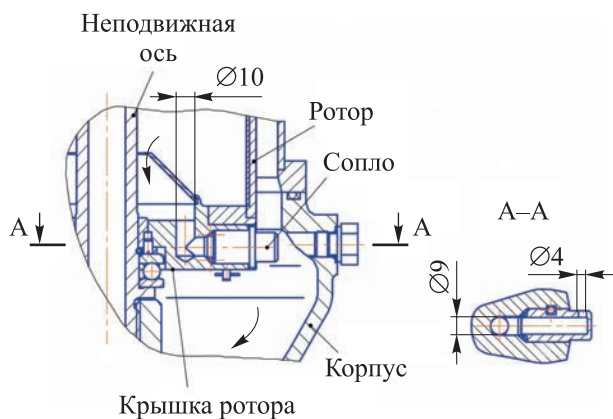


Рис. 7. Вариант подвода масла к соплам центробежного фильтра в серийном исполнении

плам путем доработки крышки ротора и сопел (рис. 7).

Ниже представлены два варианта доработки крышки ротора:

- 1) создание кольцевой проточки для увеличения проходного сечения (рис. 8, а);
- 2) установка сопел с изогнутыми трубками (в дополнении к кольцевой проточке) для обеспечения плавного поворота потока масла (рис. 8, б).

В ходе экспериментальных исследований наилучшие результаты продемонстрировал второй вариант фильтра (см. рис. 8, б), при испытании которого во всех диапазонах изменения температуры и давления подводимого масла наблюдалось увеличение частоты вращения ро-

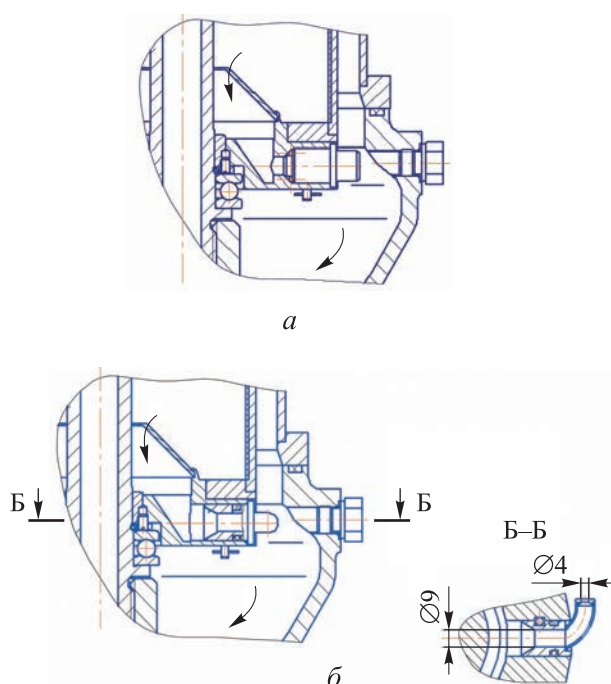


Рис. 8. Варианты подвода масла к соплам центробежного фильтра:

- а — с подводом масла через кольцевую проточку в крышке;  
б — с обеспечением плавного поворота масла в соплах

тора и производительности фильтра. Например, при температуре 74 °С и давлении 0,8 МПа частота вращения ротора достигала 5 770 мин⁻¹, что более чем на 15 % превышает частоту вращения ротора серийного образца фильтра, заявленную в его ТУ. При этом производительность фильтра увеличивается более чем на 46 % и со-

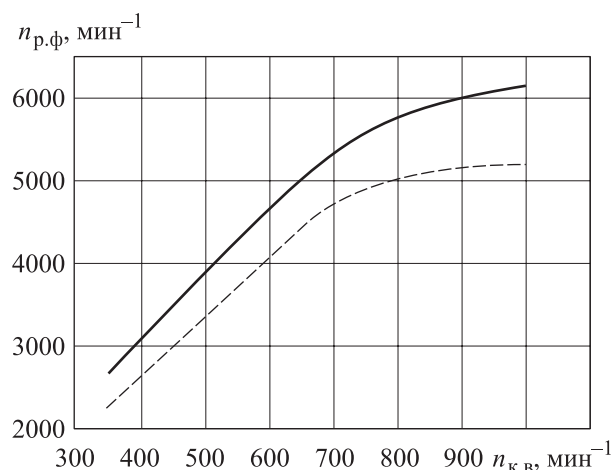


**Рис. 9.** Зависимость частоты вращения ротора фильтра  $n_{р.ф}$  от частоты вращения коленчатого вала  $n_{к.в.}$  дизель-генератора 2В-9ДГ при различных схемах включения центрифуг:  
 — при установке центробежных фильтров после масляного насоса; — при установке фильтров для очистки потока обратной промывки

ставляет  $5,29 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Сравнительные испытания с самоочищающимся фильтром фирмы Boll & Kirch также показали более высокую эффективность модернизированного фильтра по массе собираемых отложений.

Увеличение давления масла на входе в сопла благодаря снижению гидравлических потерь позволило существенно увеличить частоту вращения ротора и производительность центрифуг. При этом схему включения центрифуг в систему смазки дизеля целесообразно оставить прежней (т. е. отбор масла для очистки выполнять за насосом при работе фильтров параллельно основной магистрали и автоматическому фильтру), поскольку при этом сохраняется зависимость эффективности работы центробежных фильтров от режимов работы дизеля.

Сравнительные расчетные зависимости частоты вращения роторов модернизированных центробежных фильтров при температуре масла  $61\text{--}68^\circ\text{C}$  на различных режимах работы дизель-генератора 2В-9ДГ при их установке для очистки потока обратной промывки из автоматического фильтра и при их штатной установке (после основного масляного насоса) приведены на рис. 9.

### Сравнительный анализ и выводы

Анализ результатов исследования позволяет сформулировать следующие выводы и предложения.

1. Существующие схемы смазки с автоматическим фильтром и штатными центрифугами обеспечивают требуемый срок службы масла для  $50\text{--}60$  тыс. км пробега тепловоза, но не являются идеальными.

2. Оптимизация схемы подвода масла к центробежным фильтрам позволяет повысить их эффективность.

3. Основной недостаток штатной системы — зависимость эффективности центрифуг от режимов работы дизеля (частоты вращения коленчатого вала и температуры масла).

4. Установка агрегатов для очистки непосредственно на сливе обратной промывки эффективнее отбора масла из общего объема картера.

5. Наиболее перспективными направлениями для обеспечения независимой и эффективной очистки масла являются:

- установка дополнительных механических фильтров с пористой или сетчатой фильтрующей шторой (но при этом увеличивается трудоемкость обслуживания дизеля, что связано с необходимостью замены и утилизации фильтроэлементов дополнительного фильтра);

- установка центробежного фильтра с электроприводом разработки АО «Коломенский завод» (однако при этом требуется изменение электрической схемы тепловоза, связанное с отбором мощности на привод электродвигателя фильтра);

- использование дополнительного масляного насоса с электроприводом, установленного на тепловозе, при подаче масла с постоянным давлением для очистки штатными центробежными фильтрами (но при этом требуется изменение электрической схемы тепловоза, отбор мощности на привод электродвигателя и увеличение трудоемкости обслуживания дополнительного агрегата).

6. Схема очистки масла с использованием центробежного фильтра с электроприводом более предпочтительна, чем схема с масляным электронасосом и подачей масла для очистки на штатные центрифуги, по следующим причинам:

- в процессе очистки используется меньше агрегатов и, соответственно, меньше трудоемкость изготовления и обслуживания;

- поскольку подшипниковые узлы наиболее подвержены износу, долговечность и надеж-

ность центробежных фильтров с электроприводом выше;

– мощность, затрачиваемая на привод электродвигателя центробежного фильтра несколько меньше поскольку нет необходимости создания избыточного давления перед фильтром имеется возможность снижения затрат мощности при использовании ротора с гидрореактивным приводом.

7. Самоочищающиеся центрифуги от ООО «ППП Дизельавтоматика» и Boll & Kirch имеют недостаточную производительность, надежность для прямой очистки потока обратной промывки и могут применяться только для замены штатных центрифуг.

8. Применение дополнительного насоса с механическим приводом от дизеля улучшает очистку при средней и высокой частоте вращения коленчатого вала, но не решает проблему при работе на холостом ходу.

## Заключение

Комплексный анализ схем очистки масла показал, что применяемые системы с автоматическими фильтрами и центрифугами обеспечивают требуемую чистоту масла и его ресурс, а смываемые при обратной промывке загрязнения не оказывают критического влияния на скорость старения масла.

В качестве компромиссного варианта для дальнейшего совершенствования систем очистки масла целесообразно внедрять модернизированные центробежные фильтры с улучшенным подводом масла на существующие и модернизируемые среднеоборотные двигатели. Для вновь разрабатываемых дизелей наиболее предпочтительно направление, связанное с созданием надежных и высокопроизводительных центробежных фильтров с электроприводом, способных очищать весь поток обратной промывки автоматического фильтра на всех режимах работы двигателя.

## Литература

- [1] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Машиностроение. Энциклопедия: Двигатели внутреннего сгорания*. Т. IV-14. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [2] Балтенс Р., Сафонов А.С., Ушаков А.И., Шергалис В. *Моторные масла. Производство. Свойства. Классификация. Применение*. Санкт-Петербург, Изд-во Альфо-Лаб, 2000, 272 с.
- [3] Путинцев С.В., Стрельникова С.С. *Эксплуатационные материалы для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2025, 37 с.
- [4] Лашхи В.Л., Чудиновских А.Л. *Физико-химические основы химмотологии моторных масел*. Москва, ООО «Издательский дом Недра», 2015, 355 с.
- [5] Фитч Дж., Тройер Д. *Анализ масел. Основы и применение*. Санкт-Петербург, ЦОП «Профессия», 2015, 176 с.
- [6] Коваленко В.П. *Загрязнение и очистка нефтяных масел*. Москва, Химия, 1987, 302 с.
- [7] Кича Г.П., Семенюк Л.А., Тарасов М.И. и др. Эксплуатационная эффективность полнопоточной тонкой очистки моторного масла в судовых вспомогательных дизелях. *Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства*, 2020, № 58–59, с. 71–80.
- [8] Кича Г.П., Семенюк Л.А. Полнопоточная комбинированная фильтрованием и центрифугированием тонкая очистка моторного масла в судовых дизелях. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология*, 2018, № 2, с. 62–69. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2018-2-62-69>
- [9] Кича Г.П., Семенюк Л.А., Таращан Н.Н. Эффективность очистки моторного масла в судовых дизелях комбинированным фильтрованием. *Проблемы транспорта Дальнего Востока. Доклады научно-практической конференции*, 2017, т. 1, с. 413–425. EDN: YXOTKX
- [10] Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 3–13.
- [11] Рыжов В.А. Результаты экспериментальных исследований пусковых свойств судового дизель-генератора. *Двигателестроение*, 2019, № 4, с. 10–14.
- [12] Путинцев С.В., Деменкова С.П. Обоснование и направление конструкционной адаптации поршневого двигателя к смазыванию энергосберегающим сверхмаловязким моторным маслом. *Двигателестроение*, 2024, № 4 (298), с. 39–54.
- [13] Соколов А.С., Коноплев В.Н., Малов Е.С. *Самоочищающийся фильтр*. Патент № RU170204U1B01 D35/143, 2017, бюл. № 11, 9 с.

- [14] Шепелев В.А., Шепелев А.В., Ульянов М.П., Соколов А.С. *Автоматический самоочищающийся фильтр Шепелева*. Патент № RU2224577C1 B01 D29/62, 2004, 6 с.
- [15] Шутков Е.А. *Система смазки теплового двигателя*. Патент № RU2258814C2F01 M1/10, 2005, бюл. № 23, 23 с.
- [16] Комаров Е.Е., Добашин С.А., Оленцов А.А. *Самоочищающийся фильтр для очистки масла*. Патент № RU2418613C1 B01 D29/11, 2011, 6 с.
- [17] Серебряков В.М., Скиданов Е.В. *Фильтр с обратной промывкой*. Патент № RU83942U1 B01 D29/00, 2009, 16 с.
- [18] Rudiger L., Joachim G. *Flush-back filter*. Patent no. US4415448A B01D23/24, 1983, 8 p.
- [19] Перминов Б.Н. Новые схемы и эффективность комбинированной очистки моторного масла в судовых тронковых дизелях. *Судостроение*, 2005, № 2(759), с. 37–41.
- [20] Сокол Е.Е., Рубцов А.Е. Система смазки тепловозного двигателя с улучшенным качеством очистки масла. *Комплексные проблемы развития науки, образования и экономики региона*, 2013, № 3, с. 152–157.
- [21] Зеленцов В.В. *Осадкообразование в автомобильных двигателях*. Горький, ГГУ, 1978, 40 с.
- [22] Росляков А.Д., Петухов С.А., Курманова Л.С. и др. Оценка технического состояния центробежных фильтров масляной системы тепловозов. *Вестник транспорта Поволжья*, 2023, № 1 (97), с. 87–95.
- [23] Рыжов В.А., Ткачев В.Т. Моторные масла для современных тепловозных дизелей. *Железнодорожный транспорт*, 2008, № 9, с. 51–54.
- [24] Перминов В.А., Меджибровский А.С., Дементьев А.В. и др. Моторные масла для дизелей тепловозов: вчера, сегодня, завтра. *Локомотив*, 2018, № 6 (738), с. 35–36.
- [25] Дунаев С.В., Исаев А.В., Ширшов А.Г. и др. Моторное масло группы Д<sub>2</sub> с улучшенными эксплуатационными свойствами. *Мир нефтепродуктов. Вестник нефтяных компаний*, 2015, № 10, с. 21–30.

## References

- [1] Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A. Eds. *Mashinostroyeniye. Entsiklopediya: Dvigateli vnutrennego sgoraniya. T. IV-14* [Mechanical Engineering. Encyclopedia: Internal Combustion Engines. Vol. IV-14]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [2] Baltens R., Safonov A.S., Ushakov A.I., Shergalis V. *Motornyye masla. Proizvodstvo. Svoystva. Klassifikatsiya. Primeneniye* [Motor Oils. Production. Properties. Classification. Application]. Sankt-Petersburg, Al'fo-Lab Publ., 2000, 272 p. (In Russ.).
- [3] Putintsev S.V., Strel'nikova S.S. *Ekspluatatsionnyye materialy dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Operating Materials for Internal Combustion Engines]. Moscow, BMSTU Press, 2025, 37 p. (In Russ.).
- [4] Lashkhi V.L., Chudinovskikh A.L. *Fiziko-khimicheskiye osnovy khimmotologii motornykh masel* [Physicochemical Foundations of Motor Oil Chemmotology]. Moscow, Izdatel'skiy dom Nedra Publ., 2015, 355 p. (In Russ.).
- [5] Fitch Dzh., Troyer D. *Analiz masel. Osnovy i primeneniye* [Fundamentals and Applications]. Sankt-Petersburg, Professiya Publ., 2015, 176 p. (In Russ.).
- [6] Kovalenko V.P. *Zagryazneniye i ochistka neftyanykh masel* [Pollution and Refining of Petroleum Oils]. Moscow, Khimiya Publ., 1987, 302 p. (In Russ.).
- [7] Kicha G.P., Semenyuk L.A., Tarasov M.I. et al. *Ekspluatatsionnaya effektivnost' polnopotочноy tonkoy ochistki motornogo masla v sudovykh vspomogatel'nykh dizelyakh. Nauchno-tekhnicheskiiy sbornik Rossiyskogo morskogo registra sudokhodstva*, 2020, no. 58–59, pp. 71–80. (In Russ.).
- [8] Kicha G.P., Semenyuk L.A. Full-flow combined by filtration and by centrifugation thin cleaning of motor oil in ship diesels. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*, 2018, no. 2, pp. 62–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2018-2-62-69>
- [9] Kicha G.P., Semenyuk L.A., Tarashchan N.N. *Effektivnost' ochistki motornogo masla v sudovykh dizelyakh kombinirovannym fil'trovaniyem. Transport problems of the Far East. Proceedings of the scientific and practical conference*, 2017, vol. 1, pp. 413–425. EDN: YXOTKX
- [10] Ryzhov V.A., Ionin V.E. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 3–13. (In Russ.).
- [11] Ryzhov V.A. Rezul'taty eksperimental'nykh issledovaniy puskovykh svoystv sudovogo dizel'-generators. *Engines Construction*, 2019, no. 4, pp. 10–14. (In Russ.).
- [12] Putintsev S.V., Demenkova S.P. Justifying an approach to structural adaptation of a piston engine to lubricating with the energy conserving ultra-low-viscosity engine oil. *Engines Construction*, 2024, no. 4 (298), pp. 39–54. (In Russ.).

- [13] Sokolov A.S., Konoplev V.N., Malov E.S. *Samoochishchayushchiysya fil'tr* [Self-cleaning filter]. Patent no. RU170204U1B01 D35/143, 2017, bull. no. 11, 9 p. (In Russ.).
- [14] Shepelev V.A., Shepelev A.V., Ulyanov M.P., Sokolov A.S. *Avtomaticheskiy samoochishchayushchiysya fil'tr Shepeleva* [Shepelev's automatic self-cleaning filter]. Patent no. RU2224577C1 B01 D29/62, 2004, 6 p. (In Russ.).
- [15] Shutkov E.A. *Sistema smazki teplovogo dvigatelya* [Heat engine lubrication system]. Patent No. RU2258814C2F01 M1/10, 2005, Bulletin No. 23, 23 p. (In Russ.).
- [16] Komarov E.E., Dobashin S.A., Olentsov A.A. *Samoochishchayushchiysya fil'tr dlya ochistki masla* [Self-cleaning filter for oil purification]. Patent no. RU2418613C1 B01 D29/11, 2011, 6 p. (In Russ.).
- [17] Serebryakov V.M., Skidanov E.V. *Fil'tr s obratnoy promyvkoy* [Backwash filter]. Patent no. RU83942U1 B01 D29/00, 2009, 16 p. (In Russ.).
- [18] Rudiger L., Joachim G. *Flush-back filter*. Patent no. US4415448A B01D23/24, 1983, 8 p.
- [19] Perminov B.N. New schemes and efficiency of combined cleaning of motor oil in trunk shipboard diesels. *Shipbuilding*, 2005, no. 2(759), pp. 37–41. (In Russ.).
- [20] Sokol E.E., Rubtsov A.E. Sistema smazki teplovoznogo dvigatelya s uluchshennym kachestvom ochistki masla. *Kompleksnyye problemy razvitiya nauki, obrazovaniya i ekonomiki regiona*, 2013, no. 3, pp. 152–157. (In Russ.).
- [21] Zelentsov V.V. *Osadkoobrazovaniye v avtomobil'nykh dvigatelyakh* [Sediment formation in automobile engines]. Gor'kiy, GGU Publ., 1978, 40 p. (In Russ.).
- [22] Roslyakov A.D., Petukhov S.A., Kurmanova L.S. et al. Otsenka tekhnicheskogo sostoyaniya tsentrobezhnykh fil'trov maslyanoy sistemy teplovozov. *Vestnik transporta Povolzh'ya*, 2023, no. 1 (97), pp. 87–95. (In Russ.).
- [23] Ryzhov V.A., Tkachev V.T. Motornyye masla dlya sovremennykh teplovoznnykh dizeley. *Zheleznodorozhnyy transport*, 2008, no. 9, pp. 51–54. (In Russ.).
- [24] Perminov V.A., Medzhibrovskiy A.S., Dement'yev A.V. et al. Motornyye masla dlya dizeley teplovozov: vchera, segodnya, zavtra. *Lokomotiv*, 2018, no. 6 (738), pp. 35–36. (In Russ.).
- [25] Dunaev S.V., Isaev A.V., Shirshov A.G. et al. Motor oil of group D<sub>2</sub> with improved performance characteristics. *World of oil products. Bulletin of oil companies*, 2015, no. 10, pp. 21–30. (In Russ.).

**Материалы получены редакцией 20.05.2026**

**Сведения об авторах**

**Рыжов Валерий Александрович** — доктор технических наук, заслуженный конструктор РФ, руководитель направления по развитию дизелестроения АО «Коломенский завод», Московская обл., Коломна, Российская Федерация. E-mail: vaierijkornneev587@gmail.com

**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, markov58@bmstu.ru

**Ткачев Владимир Тимофеевич** — старший преподаватель кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Коломенского института (филиала) Московского политехнического университета, Московская обл., Коломна, Российская Федерация.

**Ионин Владимир Евгеньевич** — аспирант кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация.  
E-mail: vladimirionin777@gmail.com

**Варшавский Андрей Алексеевич** — доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Коломенского института (филиала) Московского политехнического университета, Московская обл., Коломна, Российская Федерация. E-mail: andrew\_warsaw@mail.ru

**Information about the authors**

**Ryzhov Valery Alexandrovich** — Dr. Sci. (Eng.), Honored Designer of Russian Federation, Head of the Development of Diesel Engineering at JSC “Kolomensky Zavod”, Moscow region, Kolomna, Russian Federation. E-mail: vaierijkornneev587@gmail.com

**Markov Vladimir Anatolievich** — 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, markov58@bmstu.ru

**Tkachev Vladimir Timofeevich** — Senior lecturer of Department of Internal Combustion Engines, Kolomna Institute (branch) of Moscow Polytechnic University, Moscow region, Kolomna, Russian Federation.

**Ionin Vladimir Evgenievich** — Postgraduate Student of Department of Thermal Engineering and Automotive Engines, Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation. E-mail: vladimirionin777@gmail.com

**Varshavskiy Andrey Alekseevich** — Associate Professor of Department of Internal Combustion Engines, Kolomna Institute (branch) of Moscow Polytechnic University, Moscow region, Kolomna, Russian Federation. E-mail: andrew\_warsaw@mail.ru

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

Рыжов В.А., Марков В.А., Ткачев В.Т., Ионин В.Е., Варшавский А.А. Совершенствование схем очистки масла в системах смазки среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2026, № 2 (304), с. 48–58.

**Citation:**

Ryzhov V.A., Markov V.A., Tkachev V.T., Ionin V.E., Varshavskiy A.A. Improvement of oil cleaning schemes in lubrication systems of medium-speed diesel engines. *Engines construction*, 2026, no. 2 (304), pp. 48–58. (In Russ.).

---

## АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

---

УДК 621.436

### Анализ детальных кинетических механизмов и методик для расчета задержки самовоспламенения аммиака

А.А. Кулешов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

### Analysis of detailed kinetic mechanisms for and methods for calculating the ignition delay of ammonia mixtures

A.A. Kuleshov

Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow, Russian Federation

Расчет задержки самовоспламенения топливно-воздушной смеси через интеграл Ливенгуда — Ву требует значений мгновенных задержек самовоспламенения для каждого расчетного шага. На значения этих задержек влияют как использованные в расчете детальные кинетические механизмы, которые определяют количество реагентов, продуктов и тепловой эффект химической реакции, так и методики определения мгновенной задержки самовоспламенения на основании рассчитанных ранее количеств реагентов, продуктов и теплового эффекта химической реакции. В данной работе используются механизмы UT-LCS ver. 1.0 и Glarborg для кинетического расчета окисления аммиака и различные методики оценки мгновенного периода задержки самовоспламенения. Сравнение проводится с задержками, оцененными по результатам эксперимента в ударной трубе, опубликованными Матьё и Петерсоном в 2013 г. На основании этого сравнения сделаны выводы о применимости данных механизмов и методик определения задержек для использования в расчетах рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания при его работе на аммиаке.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, аммиак, самовоспламенение, период задержки самовоспламенения, детальный кинетический механизм, скорость тепловыделения

Calculating the autoignition delay of a fuel-air mixture using the Livengood — Wu integral requires instantaneous auto ignition delay values for each calculation step. These delay values are influenced by both the detailed kinetic mechanisms used in the calculation, which determine the amounts of reactants, products, and the heat of the chemical reaction, and the methods used to determine the instantaneous auto ignition delay based on previously calculated amounts of reactants, products, and the thermal effect of the chemical reaction. In this paper, the UT-LCS Ver.1.0 and Glarborg mechanisms are used for the kinetic calculation of ammonia oxidation and various methods for estimating the instantaneous auto ignition delay period. A comparison is made with the delays estimated from the results of a shock tube experiment published by Mathieu and Peterson at 2013. Based on this comparison, conclusions are drawn about the applicability of these mechanisms and methods for determining the delays for use in calculating the working process of internal combustion engines when they operate on ammonia.

**Keywords:** internal combustion engine, ammonia, autoignition, ignition delay period, detailed kinetic mechanism, heat release rate

## Введение

Среди потребительских качеств двигателей внутреннего сгорания (ДВС) приоритетными становятся их экологические качества [1–3]. Значимым фактором, определяющим экологичность ДВС, являются выбросы с отработавшими газами парниковых газов (в первую очередь — выброс углекислого газа). Кардинальное снижение указанных выбросов возможно при использовании в ДВС альтернативных топлив [4–6]. С точки зрения снижения выбросов углекислого газа в атмосферу наиболее эффективно применение в ДВС безуглеродных моторных топлив, к которым относятся водород ( $H_2$ ) и аммиак ( $NH_3$ ) [7–9].

На сегодняшний день некоторые проблемы, возникающие при использовании водоро-

да в качестве моторного топлива, 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. Часть указанных проблем решается при использовании в качестве моторного топлива аммиака. При этом аммиак можно рассматривать как носитель водорода, обеспечивающий его безопасное хранение [10–14].

Молекулы аммиака отличаются высоким содержанием атомов водорода — каждый моль аммиака содержит 1,5 моля молекулярного во-

**Таблица 1.** Свойства газообразных моторных топлив и дизельного топлива (ДТ)

| Физико-химические свойства                                                                                                                                                                      | Топливо |         |        |             |                |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|---------|--------|-------------|----------------|
|                                                                                                                                                                                                 | Водород | Аммиак  | Метан  | Бензин      | ДТ             |
| Формула состава                                                                                                                                                                                 | $H_2$   | $NH_3$  | $CH_4$ | $C_8H_{17}$ | $C_{12}H_{26}$ |
| Молекулярная масса                                                                                                                                                                              | 2,02    | 17,03   | 16,04  | 114         | 172            |
| Плотность жидкой фазы при температуре кипения и $p = 0,1$ МПа, кг/м <sup>3</sup>                                                                                                                | 71      | –       | 416    | 730         | 830            |
| Плотность газовой фазы при $t = 0$ °С и $p = 0,1$ МПа, кг/м <sup>3</sup>                                                                                                                        | 0,090   | 0,771   | 0,717  | –           | –              |
| Относительная плотность газа по воздуху                                                                                                                                                         | 0,0695  | 0,596   | 0,554  | –           | –              |
| Октановое число по моторному методу, ед.                                                                                                                                                        | 130     | 110     | 110    | 90          | –              |
| Метановое число, ед.                                                                                                                                                                            | 0       | –       | 100    | –           | –              |
| Цетановое число, ед.                                                                                                                                                                            | Около 1 | Около 0 | 3      | 10          | 45             |
| Температура самовоспламенения, °С                                                                                                                                                               | 585     | 651     | 538    | 350         | 250            |
| Температура кипения при $p = 0,1$ МПа, °С                                                                                                                                                       | –252,8  | –33,4   | –161,6 | 40–200      | 180–360        |
| Температура критическая, °С                                                                                                                                                                     | –239,9  | 132     | –82,1  | –           | –              |
| Теплота сгорания низшая (масс.), кДж/кг                                                                                                                                                         | 119 872 | 17 130* | 49 948 | 44000       | 42500          |
| Теплота сгорания низшая (об.), кДж/м <sup>3</sup>                                                                                                                                               | 9 372   | 13 200* | 35 797 | –           | –              |
| Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг                                                                                                                               | 34,5    | 6,14    | 17,2   | 14,7        | 14,3           |
| Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м <sup>3</sup> вещества, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>                                                                                          | 2,40    | 3,66    | 9,53   | –           | –              |
| Скорость распространения пламени при сгорании стехиометрической смеси (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ ), м/с                                                                     | 2,5     | 0,08    | 0,40   | 0,37        | 0,30           |
| <i>Примечания.</i> Прочерк в ячейке означает, что свойства не определяли; * — с учетом диссоциации; для автомобильного бензина и дизельного топлива указаны показатели топлив среднего состава. |         |         |        |             |                |

дорода. Жидкий аммиак можно хранить при небольшой отрицательной температуре ( $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) или при нормальной температуре под давлением около 0,9 МПа (табл. 1) [15]. Это значительно упрощает хранение и транспортировку этого газа.

Как моторное топливо аммиак обладает рядом преимуществ по сравнению с водородом. При нормальной температуре и давлении 1 МПа аммиак находится в жидкой фазе и имеет плотность  $\rho = 690\text{ кг/м}^3$ , что сопоставимо с плотностью бензина ( $\rho = 720\ldots 750\text{ кг/м}^3$ ). С учетом того что в молекуле аммиака на одну молекулу азота приходится три молекулы водорода, а плотность жидкого аммиака при нормальных условиях составляет  $686\text{ кг/м}^3$ , объемная плотность водородного топлива в жидком аммиаке вдвое превосходит плотность жидкого водорода ( $\rho = 71\text{ кг/м}^3$ ) (см. табл. 1). Поскольку физические свойства аммиака во многом схожи с аналогичными свойствами сжиженного нефтяного газа (пропан-бутановых смесей), его использование в качестве моторного топлива может быть организовано по типу использования этих смесей.

Наряду с указанными преимуществами использования в качестве топлива для дизельных двигателей аммиак имеет один существенный недостаток. Его стабильному самовоспламенению в камере сгорания двигателя препятствует высокая температура самовоспламенения аммиака (в воздухе при давлении  $p = 0,1\text{ МПа}$  эта температура для аммиака составляет  $651\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а для нефтяного дизельного топлива — около  $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

Конвертирование для работы на аммиаке возможно и в бензиновых, и в дизельных двигателях. Однако предпочтительным представляется использование аммиака в качестве моторного топлива для дизельных двигателей, работающих с повышенными степенями сжатия в широком диапазоне коэффициентов избытка воздуха. В этих условиях процесс сгорания аммиака более эффективен. Следует также учитывать сравнительно медленное горение аммиака в камере сгорания дизельных двигателей. Если в стехиометрических смесях с воздухом скорость распространения пламени в водородно-воздушных смесях составляет  $2,50\text{ м/с}$ , то в аммиачно-воздушных смесях — только  $0,08\text{ м/с}$  (см. табл. 1).

Исследования по использованию в качестве газомоторного топлива аммиака и его смесей с водородом уже проведены зарубежными [16–

25] и отечественными [26–35] исследователями. Показана возможность обеспечения процесс сгорания аммиачно-воздушных смесей с приемлемыми показателями динамики процесса сгорания. В то же время недостаточно исследованными являются вопросы разработки и анализа детальных кинетических механизмов для расчета задержки самовоспламенения аммиачно-воздушных смесей. Цель данного исследования — анализ разработанных детальных кинетических механизмов для расчета задержки самовоспламенения аммиачно-воздушных смесей и выбор наиболее целесообразного из этих механизмов.

#### **Анализ детальных кинетических механизмов для расчета задержки самовоспламенения аммиака**

Для расчета количества реагентов (исходных веществ) в реакциях и продуктов реакции в зависимости от времени необходимы следующие данные:

- полный перечень элементарных химических реакций как основных реагентов между собой, так и всех промежуточных веществ;
- термодинамические свойства всех участвующих в реакции веществ (обычно задают коэффициенты в полиномиальную зависимость удельной энтальпии от температуры; это позволяет рассчитывать остальные термодинамические свойства вещества, а в дальнейшем — тепловой эффект реакций);
- свойства переноса (Transport Properties), такие как теплопроводность и вязкость.

Совокупность этих данных формирует детальный кинетический механизм.

В настоящее время разработано множество детальных кинетических механизмов для реакций окисления углеводородов [36–47]. Для окисления водорода и аммиака предложено всего несколько кинетических механизмов [48–52]. Экспериментальную проверку результатов расчета задержки самовоспламенения по заданному механизму проводят с помощью машин быстрого сжатия (Rapid Compression Machines) либо ударных труб (Shock Tubes) [15]. Машин быстрого сжатия применяют для имитации такта сжатия двигателей с целью исследований химической кинетики воспламенения рабочей смеси при невысокой температуре в условиях камеры сгорания ДВС. В экспериментах в ударных трубах измеряют излучение при сгорании.

На основании спектрального анализа этого излучения определяют качественный и количественный состав химически активной смеси в каждый момент времени.

Задержка самовоспламенения не является какой-либо прямо измеряемой величиной. Теплота, поглощаемая или выделяемая в результате химических реакций, представляет собой непрерывную величину. При определении задержки самовоспламенения предполагают, что до какого-то момента времени не происходит выделения теплоты, а сразу после окончания периода задержки самовоспламенения выделяется вся теплота (рис. 1). Как при обработке экспериментальных данных, так и при расчетах возникает задача, как, зная состав смеси как функцию времени, поставить ему в соответствие одно значение задержки самовоспламенения.

Авторы [53, 54] приводят свою методику получения задержки самовоспламенения по результатам эксперимента в ударной трубе, которая схематично показана на рис. 2 и подробно изложена в работе [54]. Она основана на определении производной  $dOH(\tau)/d\tau$  в точке перегиба скорости образования радикалов  $dOH(\tau)/d\tau$ .

Ниже представлен сравнительный анализ результатов расчетов реакции окисления аммиака по механизмам Glarborg и UT-LCS ver. 1.0

с использованием экспериментальной методики определения задержки самовоспламенения (рис. 3, 4).

Как видно из представленных ниже рисунков (см. рис. 3, 4), в среднем механизм Glarborg дает несколько заниженные значения, в то время как в UT-LCS ver. 1.0 — завышенные. Также стоит отметить, что значительный вклад в квадратичные отклонения вносят большие значения задержек, которые при расчете периода задержки самовоспламенения (интеграл Ливенгуда —  $By$ ) не играют существенной роли. Поэтому для расчета задержки самовоспламенения в ДВС можно использовать оба механизма, однако использование механизма Glarborg выглядит предпочтительнее.

### Анализ различных методик расчета задержки самовоспламенения

Для различных кинетических механизмов могут лучше подходить различные методики определения задержек самовоспламенения. Для исследуемых кинетических механизмов, возможно, удастся подобрать методику, обеспечивающую более точное попадание в экспериментальные данные. В указанный анализ включены как часто используемые методики, так и пробные методики, предложенные автором.

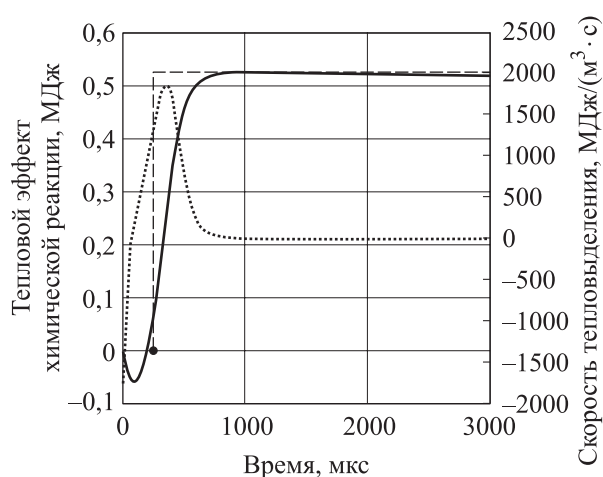


**Рис. 1.** Тепловой эффект химической реакции окисления аммиака (точкой отмечена задержка самовоспламенения):

— реальный эффект тепловой реакции; — — упрощенный эффект тепловой реакции; ..... скорость тепловыделения

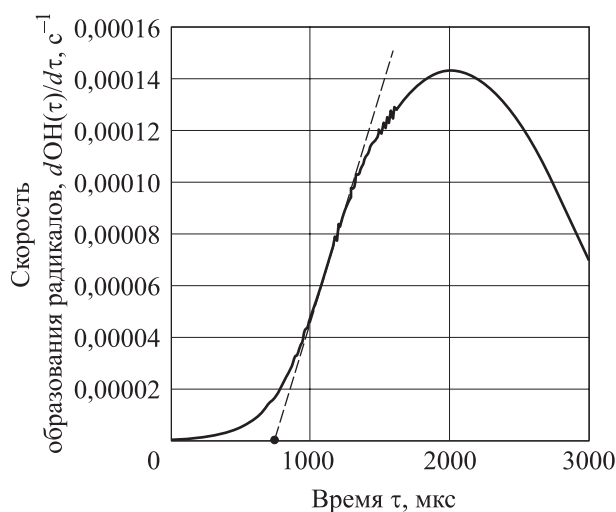


**Рис. 2.** Экспериментальная методика определения периода задержки самовоспламенения, основанная на проведении касательной в точке перегиба скорости образования радикалов  $dOH(\tau)/d\tau$  (точкой отмечена получаемая задержка самовоспламенения):

—  $dOH(\tau)/d\tau$ ; — — касательная в точке перегиба  $dOH(\tau)/d\tau$

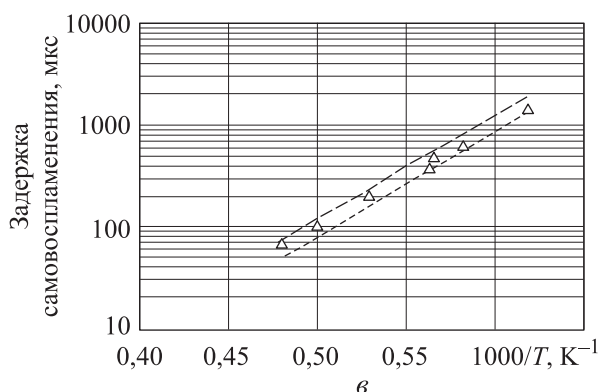
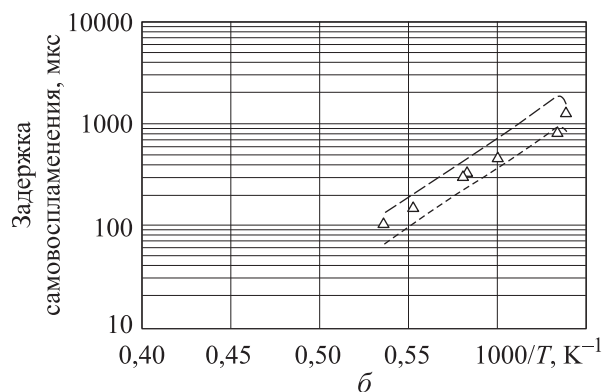
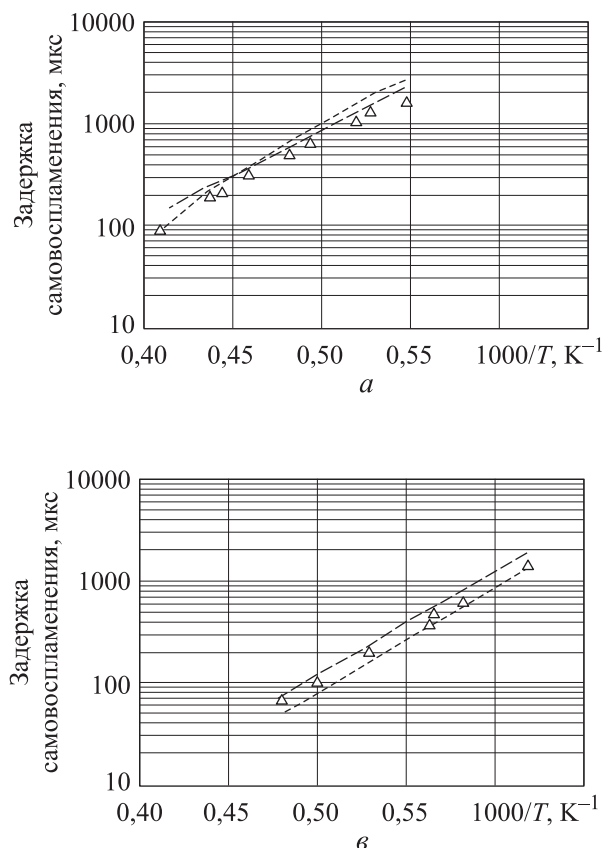


**Рис. 3.** Экспериментальная методика определения задержки самовоспламенения для обоих механизмов в сравнении с опубликованными результатами эксперимента ( $\Delta$ ) в ударной трубе при 98 % содержании аргона. Коэффициент детерминации  $R^2_1 = 0,794$  и  $R^2_2 = 0,814$  для механизмов Glarborg (—) и UT-LCS ver. 1.0 (----) соответственно:

$a$  — мольная доля Ar 98 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 1,4$  бар;  $b$  — Ar 98 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар;  $v$  — Ar 98 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

1. *Точка перегиба температуры.* Задержкой самовоспламенения является момент времени, соответствующий точке перегиба температуры в зависимости от времени  $T = f(\tau)$ . Часто используемая методика.

2. *Максимальное количество радикалов OH.* Задержкой самовоспламенения является момент времени, соответствующий максимуму массовой доли радикалов OH:  $OH = f(\tau)$ . Часто используемая методика.

3. *Максимум скорости образования радикалов OH.* Задержкой самовоспламенения является момент времени, соответствующий максимуму скорости образования радикалов  $dOH(\tau)/d\tau$ .

4. *Первая точка перегиба  $dOH(\tau)/d\tau$ .* Задержкой самовоспламенения является момент времени, соответствующий первой точке перегиба  $dOH(\tau)/d\tau$ .

5. *Последняя точка перегиба перед максимумом  $dOH(\tau)/d\tau$ .* Задержкой самовоспламенения является момент времени, соответствующий последней точке перегиба  $dOH(\tau)/d\tau$ .

6. *Экспериментальная методика.* Описана выше (см. рис. 2).

7. *Точка перегиба тепловыделения (HRR — Heat Release Rate)  $HRR = f(\tau)$*  с максимальным

значением производной  $dHRR(\tau)/d\tau$ . Задержкой самовоспламенения — момент времени, соответствующий точке перегиба  $HRR = f(\tau)$  с максимальным значением производной  $dHRR(\tau)/d\tau$ .

8. *Первая точка перегиба  $HRR = f(\tau)$ .* Задержкой самовоспламенения является момент времени, соответствующий первой точке перегиба  $HRR = f(\tau)$ .

9. *Последняя точка перегиба  $HRR = f(\tau)$ .* Задержкой самовоспламенения является момент времени, соответствующий последней точке перегиба  $HRR = f(\tau)$ .

10. *Задержки самовоспламенения, соответствующие точкам 10, 50 и 100 % максимальной скорости тепловыделения  $HRR = f(\tau)$ .* Эта методика иллюстрируется на рис. 5.

11. *Задержки самовоспламенения, соответствующие 10, 30 и 50 % всей выделившейся теплоты.* Определяются по количеству выделившейся тепловой энергии  $Q = f(\tau)$ , показанной на рис. 6.

Перечень детальных кинетических механизмов реакции, используемых при моделировании окисления аммиака, представлен в табл. 2. В эксперименте были использованы смеси раз-

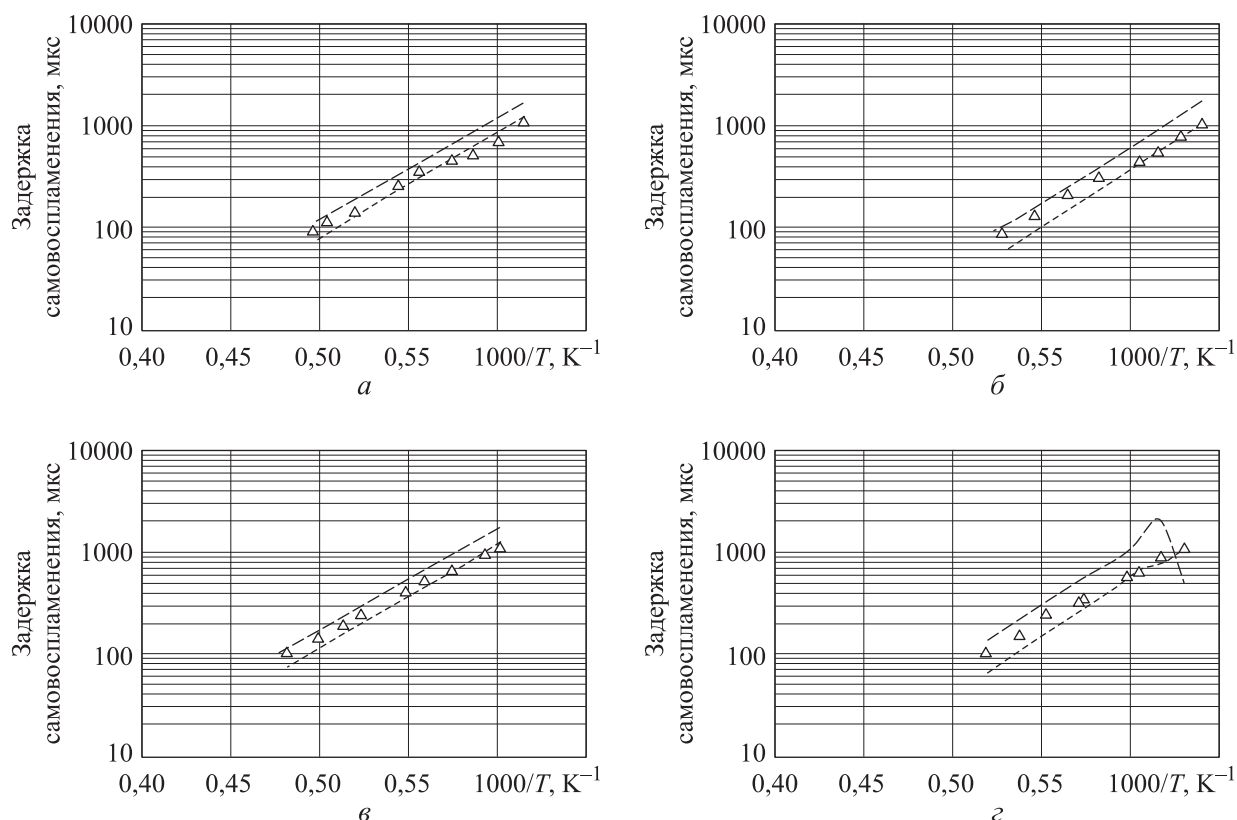


**Рис. 4.** Экспериментальная методика определения задержки самовоспламенения для обоих механизмов в сравнении с опубликованными результатами эксперимента ( $\Delta$ ) в ударной трубе при 99 % содержании аргона. Коэффициент детерминации  $R_1^2 = 0,690$  и  $R_2^2 = 0,345$  для механизмов Glarborg (—) и UT-LCS ver. 1.0 (----) соответственно:

$a$  — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар;  $б$  — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар;  $в$  — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар;  $г$  — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

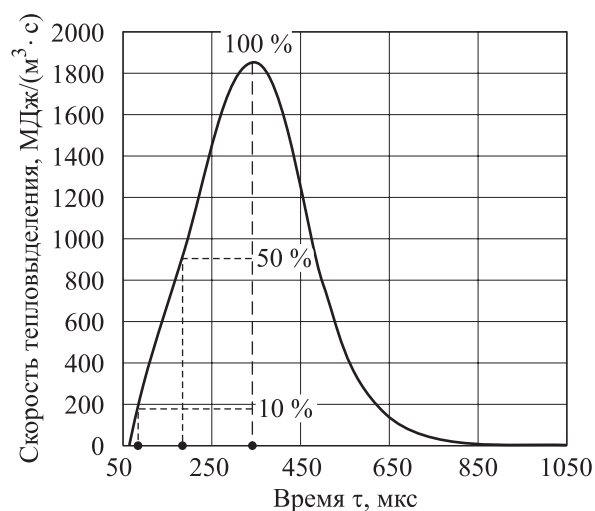


**Рис. 5.** Методика определения периода задержки самовоспламенения, основанная на анализе скорости тепловыделения при окислении аммиака (точками показаны задержки, соответствующие 10, 50, 100 % максимальной скорости тепловыделения  $HRR = f(\tau)$ )

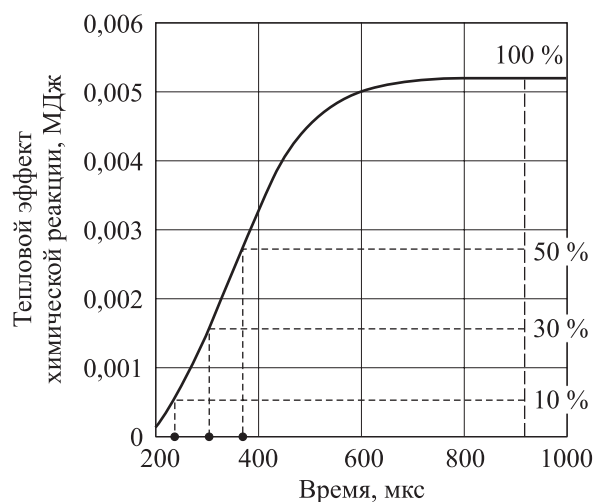


**Рис. 6.** Методика определения периода задержки самовоспламенения, основанная на анализе количества выделившейся тепловой энергии при окислении аммиака (точками показаны задержки, соответствующие 10, 30 и 50 % общего теплового эффекта химической реакции)

**Таблица 2. Перечень детальных кинетических механизмов окисления топлива аммиачно-воздушных и аммиачно-водородно-воздушных смесей**

| Условное обозначение | Ссылка | Авторы                                                                         |
|----------------------|--------|--------------------------------------------------------------------------------|
| UT-LCSVer.1.0        | [55]   | Junichiro Otomo, Mitsuo Koshi, Teruo Mitsumori, Hiroshi Iwasaki, Koichi Yamada |
| Glarborg             | [56]   | Peter Glarborg, James A. Miller, Branko Ruscicb, Stephen J. Klippenstein       |

**Таблица 3. Составы смеси**

| Отношение массы кислорода $O_2$ к теоретически необходимой для полного сгорания массы аммиака $NH_3$ — значения коэффициента избытка окислителя (кислорода) $\alpha$ | Мольные доли |          |      |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|----------|------|
|                                                                                                                                                                      | $NH_3$       | $O_2$    | Ar   |
| 1                                                                                                                                                                    | 0,005715     | 0,004285 | 0,99 |
| 2                                                                                                                                                                    | 0,004        | 0,006    | 0,99 |

личного состава (табл. 3). В этих смесях присутствуют аммиак, кислород и аргон.

Сравнение результатов расчетов задержки самовоспламенения при использовании кинетического механизма UT-LCS ver. 1.0 и различных методик определения задержки самовоспламенения представлены ниже (рис. 7–11).

На рис. 7 приведены результаты расчетов значений задержек по часто используемым методикам (№ 1, 2). Обе методики дают близкий к эксперименту качественный результат — характер полученных кривых похож на результат эксперимента. Однако значения получились завышенными, особенно для методики № 2 (максимальное количество радикалов OH). Отметим, что при стехиометрическом составе смеси ( $\alpha = 1$ ), повышенном давлении ( $p = 29,0$  бар) и меньшей температуре задержки, рассчитанные по методике № 2, оказались в разы большими по сравнению с задержками, определенными по методике № 1.

На рис. 8 приведены результаты расчетов задержки по методикам № 3–6, основанным на анализе скорости формирования радикалов OH:  $dOH(\tau)/d\tau$ . Все эти методики в целом дают близкий к эксперименту качественный результат — характер полученных кривых похож на результат эксперимента. Отклонение от экспериментальных данных даже несколько меньше, чем для методик № 1, 2. Однако методики № 4 и № 6 при стехиометрическом составе смеси ( $\alpha = 1$ ), давлении  $p = 29,0$  бар в области меньших температур дают сильно заниженные значения, что не подтверждаются экспериментальными данными. По-видимому, такое поведение свя-

зано с отсутствием гладкости — наличие шума в получаемой зависимости  $dOH(\tau)/d\tau$ , который усложняет определение точек перегиба, так и порождает нестабильность положения точки с максимальной производной. Для борьбы с шумом можно попробовать применить фильтр высоких частот. В таком случае вопрос определения частоты отсечения остается открытым.

На рис. 9 приведены результаты расчетов задержек по методикам № 7–9, основанным на точках перегиба скорости тепловыделения  $HRR = f(\tau)$ . Эти методики дают наилучшее совпадение с экспериментальными данными. Особенно методика № 8 дает лучшее совпадение, которое видно при бедной смеси ( $\alpha = 2$ ), давлении  $p = 29,0$  бар в области меньших температур. При стехиометрической смеси методики № 7–9 дают практически идеальное совпадение с экспериментом. Однако вопрос борьбы с получаемым шумом для зависимости  $HRR = f(\tau)$  остается открытым, как и для методик № 3–6.

На рис. 10 приведены результаты расчетов задержек по методикам № 10, основанной на долях максимума тепловыделения —  $HRR = f(\tau)$ , соответствующим точкам 10, 50 и 100 % максимальной скорости тепловыделения. Все эти методики в целом дают близкий к эксперименту качественный результат — характер полученных кривых похож на результат эксперимента. Следует отметить заметные различия расчетных задержек, полученным с использованием этих подходов, особенно при стехиометрическом составе смеси и при высоком давлении  $p = 29,0$  бар. Для стехиометрической смеси лучше под-

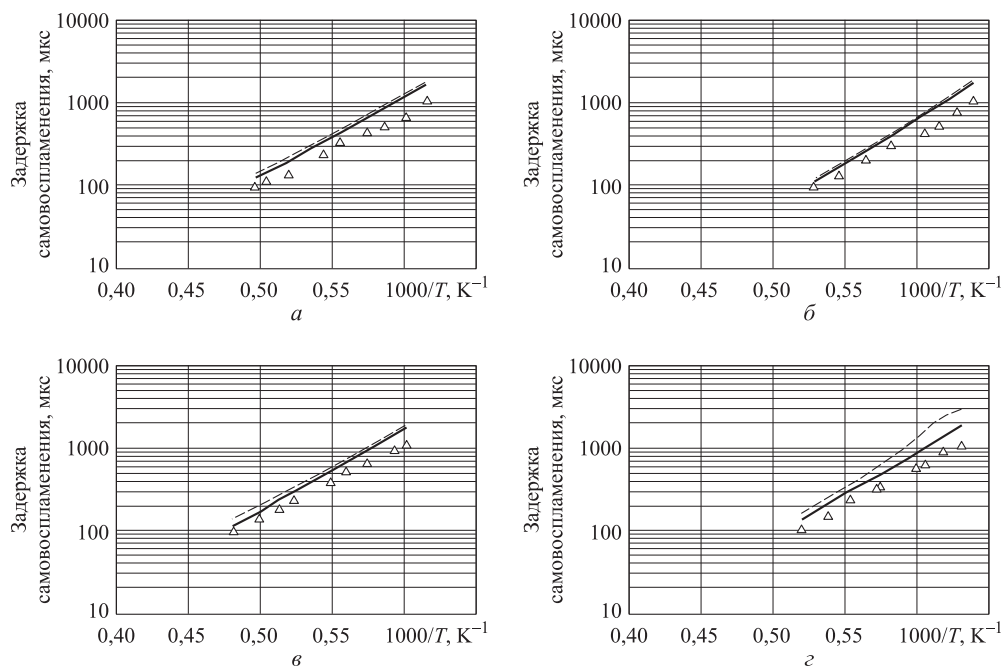


**Рис. 7.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму UT-LCS ver. 1.0 по различным методикам (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— по точке перегиба  $T = f(\tau)$  (№ 1); — по максимальному количеству радикалов  $\text{OH} = f(\tau)$  (№ 2); а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар; в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; г — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

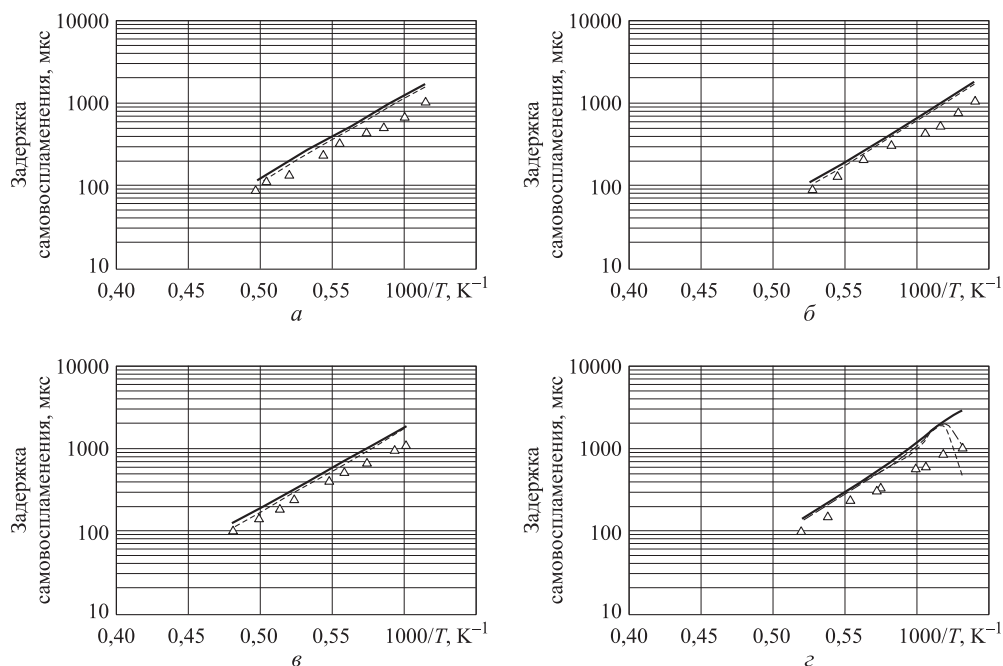


**Рис. 8.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму UT-LCS ver. 1.0 по различным методикам, основанным на анализе скорости формирования радикалов  $\text{OH}$   $d\text{OH}(\tau)/d\tau$  (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— максимум  $d\text{OH}(\tau)/d\tau$  (№ 3); ---- по первой точке перегиба  $d\text{OH}(\tau)/d\tau$  (№ 4); — по последней точке перегиба  $d\text{OH}(\tau)/d\tau$  (№ 5); ..... по экспериментальной методике (№ 6); а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар; в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; г — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

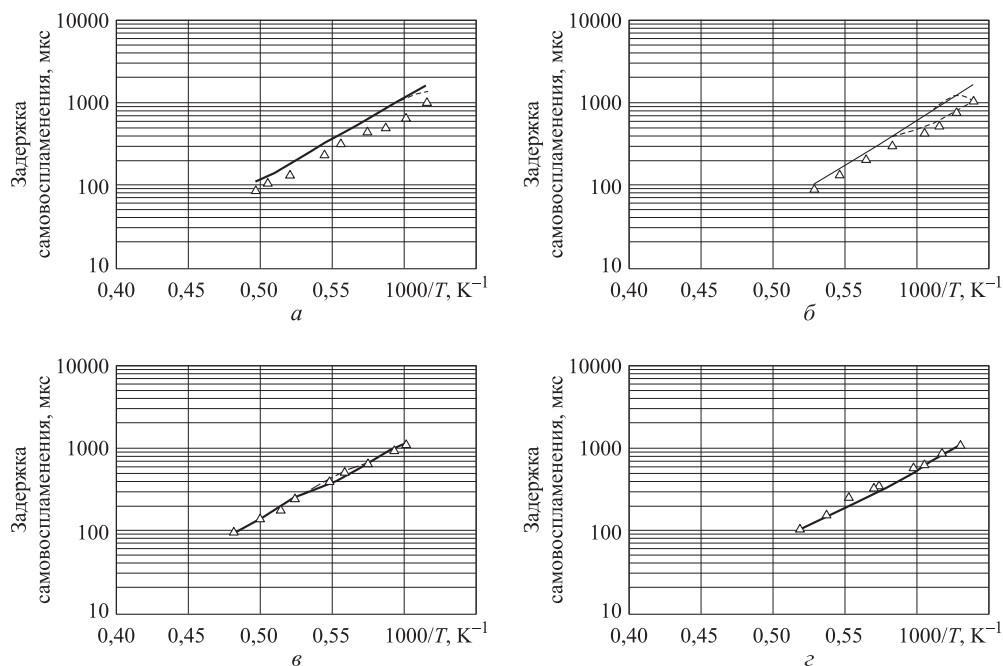


**Рис. 9.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму UT-LCS ver. 1.0 по различным методикам, основанным на точках перегиба характеристики тепловыделения  $HRR = f(\tau)$  (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— максимальное значение производной  $dHRR(\tau)/d\tau$  (№ 7); ---- по первой точке перегиба  $dOH(\tau)/d\tau$  (№ 8);  
 - - - по последней точке перегиба  $dOH(\tau)/d\tau$  (№ 9); а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар; в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; г — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

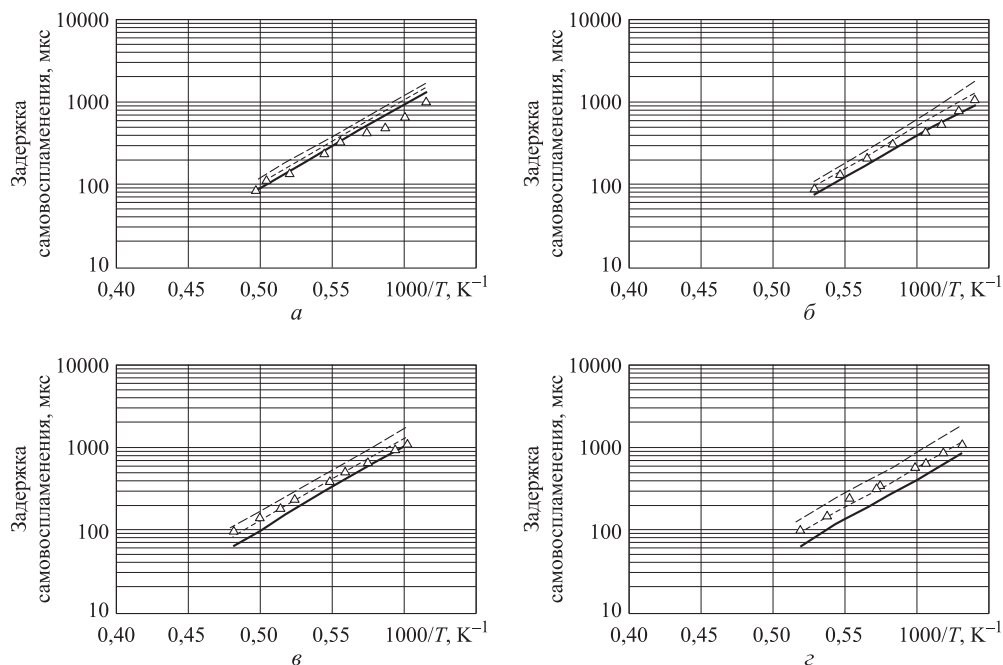


**Рис. 10.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму UT-LCS ver. 1.0 по методикам № 10, основанной на долях от максимума скорости тепловыделения  $HRR = f(\tau)$  (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— 10 %; ---- 50 %; - - - 100 %; а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар;  
 в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; г — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

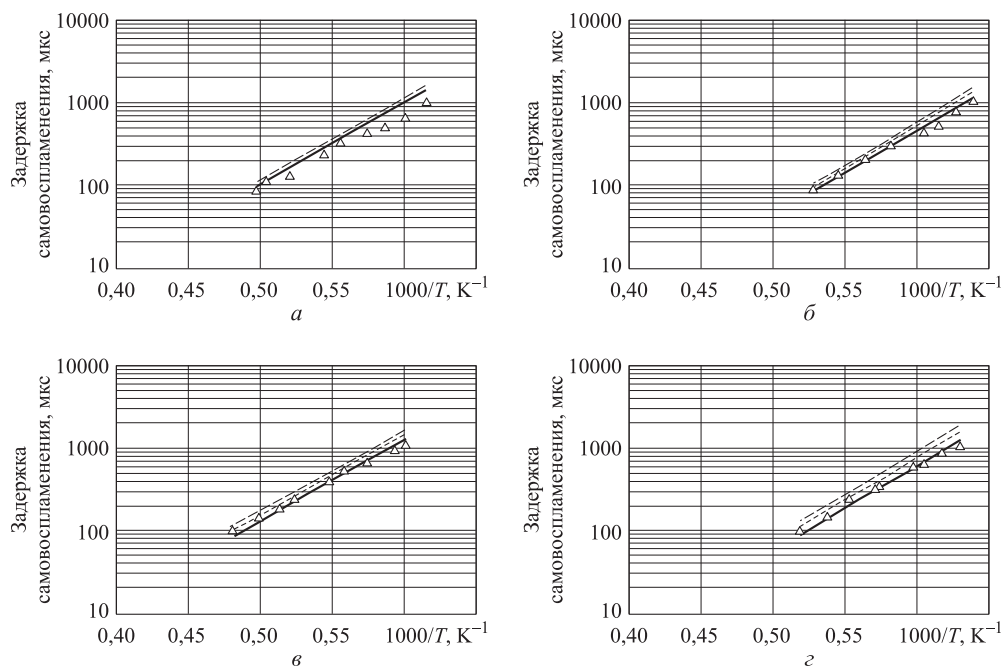


**Рис. 11.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму UT-LCS ver. 1.0 по методикам № 11, основанной на долях от всей выделившейся теплоты  $Q = f(\tau)$  (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— 10 %; ---- 30 %; — 50 %; а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар; в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; г — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

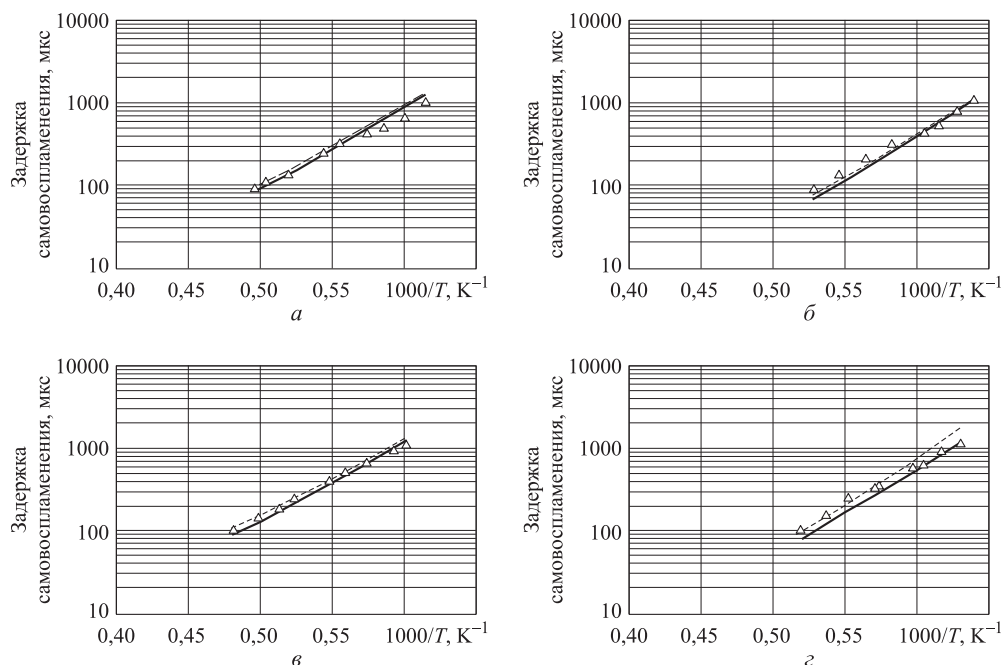


**Рис. 12.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму Glarborg по различным методикам (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— по точке перегиба температуры  $T = f(\tau)$  (№ 1); ---- по максимальному количеству радикалов OH =  $f(\tau)$  (№ 2); а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар; в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; г — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

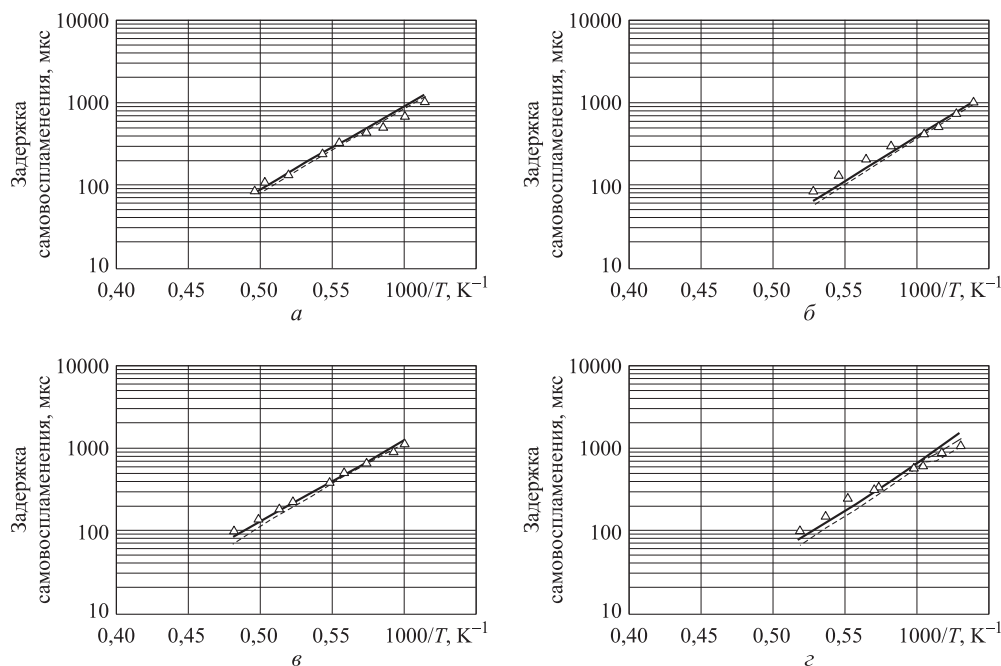


**Рис. 13.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму Glarborg по методикам, основанным на анализе скорости формирования радикалов  $d\text{OH}(\tau)/d\tau$  (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— по максимальному количеству радикалов  $\text{OH} = f(\tau)$  (№ 3); ---- по первой точке перегиба температуры  $T = f(\tau)$  (№ 4); — по последней точке перегиба температуры  $T = f(\tau)$  (№ 5); ..... по экспериментальной методике (№ 6);  
 а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар; в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; г — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

ходит оценка в 50 % максимума  $\text{HRR} = f(\tau)$ , для бедной смеси — 10 %.

На рис. 11 приведены результаты расчетов задержек по методикам № 11, основанной на долях от всего выделившегося тепла  $Q = f(\tau)$ : 10, 30 и 50 %. Все эти методики в целом дают близкий к эксперименту качественный результат — характер полученных кривых похож на результат эксперимента. Отметим заметные различия (хотя и несколько меньшие, чем для методик № 10) задержек, полученным с использованием этих подходов, особенно при стехиометрическом составе смеси и при давлении  $p = 29,0$  бар. Доля в 10 % всей выделившейся теплоты выглядит предпочтительнее, поскольку обеспечивает наилучшее соответствие с экспериментом, особенно для стехиометрической смеси. Для бедной смеси полученные значения задержек несколько завышены.

Сравнение результатов расчетов значений задержки самовоспламенения при использовании кинетического механизма Glarborg и раз-

личных методик определения задержки самовоспламенения представлены на рис. 12–16.

На рис. 12 приведены результаты расчетов значений задержек по часто используемым методикам (№ 1, 2). Обе методики дают близкий к эксперименту качественный результат — характер полученных кривых похож на результат эксперимента. Методика № 2 (максимум радикалов  $\text{OH}$ ) выглядит предпочтительнее, поскольку обеспечивает наилучшее соответствие с экспериментом.

На рис. 13 приведены результаты расчетов задержки по методикам № 3–6, основанным на анализе скорости формирования радикалов  $\text{OH}$ :  $d\text{OH}(\tau)/d\tau$ . Все эти методики дают близкий к эксперименту качественный результат — характер полученных кривых похож на результат эксперимента. Методика № 3 (максимум скорости формирования радикалов  $\text{OH}$ ) выглядит предпочтительнее, поскольку обеспечивает наилучшее соответствие с экспериментом. Результаты расчета по методикам № 2 и № 3 мало отличаются друг от друга.

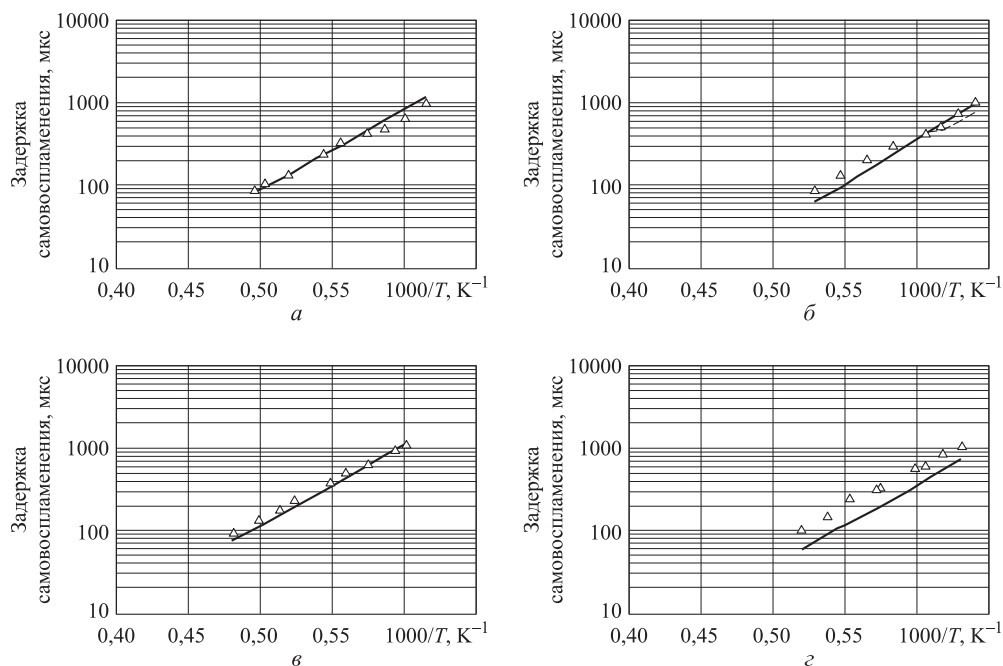


**Рис. 14.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму Glarborg по методикам, основанным на точках перегиба характеристики тепловыделения  $HRR = f(\tau)$  (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— по максимальному значению производной  $dHRR(\tau)/d\tau$  (№ 7); ---- по первой точке перегиба  $HRR(\tau)$  (№ 8);  
 — по последней точке перегиба  $HRR(\tau)$  (№ 9); а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  
 $p = 29,1$  бар; в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; г — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

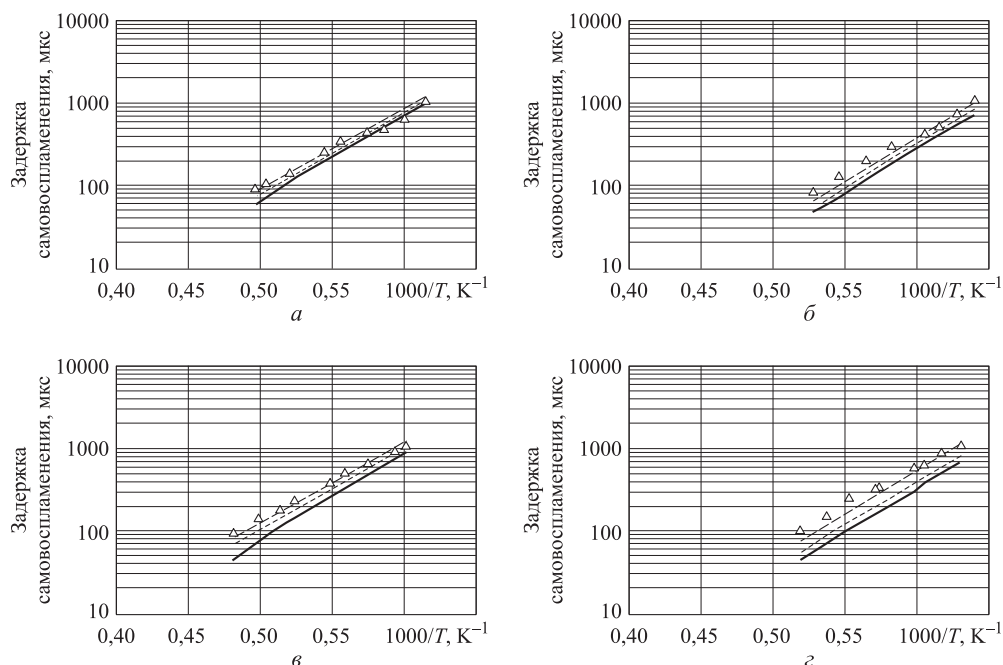


**Рис. 15.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму Glarborg по методикам № 10, основанным на долях максимума скорости тепловыделения  $HRR = f(\tau)$  (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— 10 %; ---- 50 %; — 100 %; а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар;  
 в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; г — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

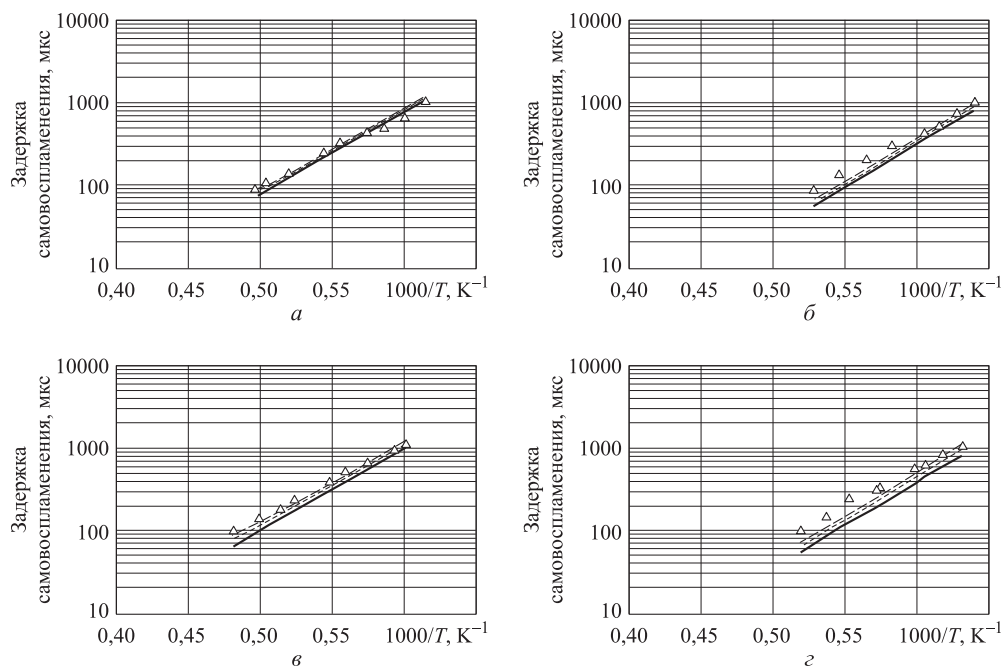


**Рис. 16.** Сравнение экспериментальной задержки самовоспламенения ( $\Delta$ ) с результатами расчета по кинетическому механизму Glarborg по методикам № 11, основанным на долях всей выделившейся теплоты  $Q = f(\tau)$  (для каждого сочетания состава и давления температура в ударной трубе варьируется в диапазоне  $T = 1500 \dots 2500$  K):

— 10 %; ---- 30 %; - - - 50 %; а — мольная доля Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 11,0$  бар; б — Ar 99 %;  $\alpha = 2,0$ ;  $p = 29,1$  бар;  
в — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 10,6$  бар; з — Ar 99 %;  $\alpha = 1,0$ ;  $p = 29,0$  бар

На рис. 14 приведены результаты расчетов задержек по методикам № 7–9, основанным на точках перегиба тепловыделения  $HRR = f(\tau)$ . Все эти методики в целом дают близкий к эксперименту качественный результат — характер полученных кривых похож на результат эксперимента. Отметим заметные меньшие расчетные значения задержек при стехиометрическом составе и при высоком давлении  $p = 29,0$  бар во всем диапазоне температур.

На рис. 15 приведены результаты расчетов задержек по методике № 10, основанной на долях максимума тепловыделения —  $HRR = f(\tau)$ , соответствующим точкам 10, 50 и 100 % максимальной скорости тепловыделения. Все эти методики в целом дают близкий к эксперименту качественный результат — характер полученных кривых похож на результат эксперимента. Отметим, что расчетные задержки значительно меньше экспериментальных во всем диапазоне температур. Даже при максимальной скорости тепловыделения задержки получаются меньше экспериментальных. Это свидетельствует о том, что при данном составе и давлении сам кинети-

ческий механизм Glarborg обеспечивает заметно более медленное сгорание, чем эксперимент.

На рис. 16 приведены результаты расчетов задержек по методике № 11, основанной на долях всей выделившейся теплоты  $Q = f(\tau)$ : 10, 30 и 50 %. Все эти методики в целом дают близкий к эксперименту качественный результат — характер полученных кривых похож на результат эксперимента. Отметим, что расчетные задержки значительно меньше экспериментальных во всем диапазоне температур. Даже при 50 % выделившегося тепла (расчетного) — задержка самовоспламенения (экспериментальная) еще не закончилась. Это свидетельствует о том, что при данном составе и давлении сам кинетический механизм Glarborg обеспечивает заметно более медленное сгорание, чем эксперимент.

### Заключение

Диапазон условий в камере сгорания ДВС для топливовоздушной смеси как по составу, так и по давлению гораздо шире, чем в опубликованных экспериментах. Например, на основе опубликованных данных никак нельзя пред-

сказать корректность работы этих кинетических механизмов для рабочего тела с большим содержанием отработавших газов. Более того, в столь широком диапазоне состава и давления рабочего тела, как в ДВС, характеры зависимостей  $OH = f(\tau)$  могут иметь по несколько пиков и в общем случае неизвестно, какой именно нужно выбрать. Так и для зависимостей с точкой перегиба — их тоже может быть множество. Как уже было отмечено, используемые в анализе зависимости могут быть не гладкими — с «шероховатостями». Этот шум нужно убирать, иначе положения точек перегиба будут нестабильны. Один из путей борьбы с этим шумом — применение фильтра высоких частот, однако для его работы нужно подобрать частоту отсечения. С одной стороны, эта частота должна обеспечивать эффективное удаление шума, с другой стороны, отфильтрованная зависимость не должна быть деформирована относительно исходной. Поэтому вопрос адаптации методик определения задержек самовоспламенения в широком диапазоне условий в камере сгорания ДВС остается открытым.

В целом проведенные исследования показали, что кинетические механизмы UT-LCS ver. 1.0 и Glarborg хорошо описывают реальные химические реакции (в условиях, близких к экспериментальным) и могут быть эффективно использованы при исследованиях процессов, которые протекают в ДВС, работающих на ам-

миачно-воздушных смесях. Механизм Glarborg выглядит немного более предпочтительным (см. рис. 4), поскольку имеет больший коэффициент детерминации  $R^2$  по сравнению с UT-LCS ver. 1.0.

При использовании кинетического механизма UT-LCS ver. 1.0 из часто применяемых методик лучше использовать методику № 1 — точка перегиба температуры (см. рис. 7), но она дает заметно завышенные значения задержки самовоспламенения. Лучшие результаты дает методика № 8 — первая точка перегиба  $HRR = f(\tau)$ , рис. 9. Однако часто зависимость  $HRR(\tau)$  получается негладкой — требуется убрать шум перед определением точек перегиба. Поэтому может быть надежнее использовать не требовательные к гладкости функций методики, например, методику № 10 — 50 % максимальной скорости тепловыделения на характеристике  $HRR = f(\tau)$ , см. рис. 10, или методику № 11 — 10 % всей выделившейся теплоты характеристики  $Q = f(\tau)$ , см. рис. 11. Точность методик № 10 и № 11 несколько меньше, чем у методики № 8, но больше, чем у методики № 1 в диапазоне экспериментальных данных.

При использовании кинетического механизма Glarborg для определения периода задержки воспламенения наилучшим образом подходят часто используемые методики № 1, 2. Методика № 2 — максимальное количество радикалов OH (см. рис. 12) подходит наилучшим образом.

## Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & gas science and technology — Revue d' IFP energies nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–14.
- [3] Curran S., Onorati A., Payri R. et al. The future of ship engines: renewable fuels and enabling technologies for decarbonization. *International Journal of Engine Research*, 2023, vol. 25, pp. 1–26. <https://doi.org/10.1177/14680874231187954>
- [4] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead publishing, 2022, 798 p.
- [5] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [6] Ерохов В.И. Токсичность современных автомобилей: Методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу. Москва, Форум, 2017, 448 с.
- [7] 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>
- [8] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 2. Водородное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 5, с. 53–62.

- [9] Гриффитс С., Уратани Дж. Низкоуглеродное судовое аммиачное топливо. *Глобальная энергия*, 2022, т. 28, № 4, с. 31–45.
- [10] Кириченко С.А., Козлов С.Г. Аммиак — перспективное судовое топливо для низкоуглеродного судоходства. *Вестник транспорта*, 2022, № 2, с. 22–31.
- [11] Климентьев А.Ю., Климентьев А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 3, с. 32–44.
- [12] 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>
- [13] Ковалев Л.Г., Захаров С.В. Возможности использования аммиака — носителя водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Вестник Красноярского государственного аграрного университета*, 2007, № 4, с. 158–163.
- [14] Ezzat M.F., Dincer I. Development and assessment of a new hybrid vehicle with ammonia and hydrogen. *Applied energy*, 2018, vol. 219, no. 6, pp. 226–239. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.012>
- [15] Гордин М.В., Марков В.А., Шленов М.И., Юй Ч., Чжао Ц., Хан Д. Влияние добавок водорода на параметры двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2025, № 1, с. 72–102.
- [16] Bertolino A., Fürst M., Stagni A. et al. An evolutionary, data-driven approach for mechanism optimization: theory and application to ammonia combustion. *Combustion and flame*, 2021, vol. 229, art. no. 111366, pp. 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.02.012>
- [17] Drummond L.J. High temperature oxidation of ammonia. *Combustion science and technology*, 1972, vol. 5, iss. 1, pp. 175–182. <https://doi.org/10.1080/00102207208952518>
- [18] Lee J.H., Park J.H., Kwon O.C. Properties of laminar premixed hydrogen-added ammonia/air flames. *5th Annual Ammonia Fuel Conference*, Minneapolis, MN, USA, 2008, 33 p.
- [19] Machaj K., Kupecki J., Malecha Z.M. et al. Ammonia as a potential marine fuel: a review. *Energy strategy reviews*, 2022, vol. 44, art. no. 100926, pp. 1–18. <https://doi.org/10.1016/j.esr.2022.100926>
- [20] Mathieu O., Petersen E.L. Experimental and modeling study on the high-temperature oxidation of ammonia and related NO<sub>x</sub> chemistry. *Combustion and flame*, 2015, vol. 162, iss. 3, pp. 554–570. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2014.08.022>
- [21] Naumann C., Braun-Unkhoff M., Frank P. A shock tube study on ammonia decomposition and its reaction products. *21st International symposium on shock waves*, Great Keppel Island, Australia, 1997, paper no. 4260, pp. 1–6.
- [22] 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>
- [23] Pochet M., Dias V., Moreau B. et al. Experimental and numerical study, under LTC conditions, of ammonia ignition delay with and without hydrogen addition. *Proceedings of the combustion institute*, 2019, vol. 37, issue 1, pp. 621–629. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.05.138>
- [24] Shu B., Vallabhuni S.K., He X. et al. A shock tube and modeling study on the autoignition properties of ammonia at intermediate temperatures. *Proceedings of the combustion institute*, 2018, vol. 37, issue 1, pp. 205–211. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2018.07.074>
- [25] Song Y., Hashemi H., Christensen J. et al. Ammonia oxidation at high pressure and intermediate temperatures. *Fuel*, 2016, vol. 181, pp. 358–365. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.04.100>
- [26] 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/jec.2023.1.64-69>
- [27] Воробьев С.А., Никифоров О.А., Абызов И.Т. Применение аммиака в качестве моторного топлива для автомобилей, эксплуатируемых в условиях Арктического региона. *Вестник гражданских инженеров*, 2022, № 2, с. 129–134. <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2022-19-2-129-134>
- [28] Заев И.А., Смирнов С.В. Исследование возможностей использования смесевых топлив на основе аммиака и продуктов его разложения для двигателя внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 55–68.
- [29] Захаров С.В. Получение водородсодержащего газа из аммиака и использование его в качестве топлива для ДВС. *Омский научный вестник*, 2007, № 2, с. 158–161.
- [30] Золотых А.И., Гусев Д.Н., Епихин А.И., Нейжмак М.Р. Аммиак как альтернативный тип топлива. *Эксплуатация морского транспорта*, 2022, № 1, с. 140–147. <https://doi.org/10.34046/aumsuomt102/27>

- [31] 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, с. 71–93. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>
- [32] Лазарев Е.А., Росляков А.Д., Курманова Л.С., Петухов С.А., Лазарев В.Е., Плахов С.В. Особенности использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в дизелях. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 83–100.
- [33] Росляков А.Д., Курманова Л.С., Петухов С.А., Карпенко М.Ю., Плахов С.В., Пешков А.Б. Проектирование системы для подачи аммиака во впускную систему тепловозного дизельного двигателя. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2024, № 5, с. 39–51.
- [34] Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 4, с. 73–87. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>
- [35] Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетное исследование параметров двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2024, № 1, с. 53–73.
- [36] Warnatz J., Maas U., Dibble R.W. *Combustion. Physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation*. Berlin, Heidelberg, Springer, 2006, 378 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-45363-5>
- [37] Turányi T., Tomlin A.S. *Analysis of kinetic reaction mechanisms*. Berlin, Heidelberg, Springer, 2014. 363 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-44562-4>
- [38] Schmidt A. *Combustion processes*. In: *Technical Thermodynamics for Engineers*. Springer Nature Switzerland AG, Cham, 2019, 731 p. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-20397-9\\_23](https://doi.org/10.1007/978-3-030-20397-9_23)
- [39] Zavallos A.A.M. *Flame propagation fundamentals*. Springer Nature, Cham, 2025, 368 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-031-83575-9>
- [40] Jomaas G., Zheng X.L., Zhu D.L. et al. Experimental determination of counter flow ignition temperatures and laminar flame speeds of  $C_2$ – $C_3$  hydrocarbons at atmospheric and elevated pressures. *Proceedings of the combustion institute*, 2005, vol. 30, iss. 1, pp. 193–200. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2004.08.228>
- [41] Lakshmanan T., Nagarajan G. Study on using acetylene in dual fuel mode with exhaust gas recirculation. *Energy*, 2011, vol. 36, iss. 5, pp. 3547–3553. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.061>
- [42] Sharma S., Sharma D., Soni S.L., et al. Performance, combustion and emission analysis of internal combustion engines fuelled with acetylene — a review. *International Journal of ambient energy*, 2022, vol. 43, iss. 1, pp. 622–640. <https://doi.org/10.1080/01430750.2019.1663369>
- [43] Психа Б.Л. *Кинетическое моделирование процессов цепного окисления углеводородов в жидкой фазе*. Дис: ... д-ра хим. наук. Черноголовка, Институт проблем химической физики Российской академии РАН, 2007, 339 с.
- [44] Филимонова Е.А. *Кинетика процессов горения, конверсии оксидов азота и углеводородов, стимулируемых наносекундными разрядами*. Дис. ... д-ра физ.-мат. наук. Москва, Объединенный институт высоких температур Российской академии РАН, 2021, 337 с.
- [45] Яковенко И.С., Ярков А.В., Тюрнин А.В., Тереза А.М., Новицкий А.О., Кривошеев П.М. Оценка возможностей современных кинетических механизмов окисления ацетилена для моделирования нестационарных процессов горения. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки*, 2022, № 5, с. 62–85. <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2022-5-62-85>
- [46] Арсентьев С.Д., Тавадян Л.А., Брюков М.Г., Паланкоева А.С., Беляев А.А., Арутюнов В.С. Кинетическое моделирование окисления пропана при температурах 700–1100 К. *Химическая физика*, 2022, т. 41, № 11, с. 3–14. <https://doi.org/10.31857/S0207401X22110024>
- [47] Басевич В.Я., Беляев А.А., Медведев С.Н., Посвянский В.С., Фролов С.М. Детальный кинетический механизм многостадийного окисления и горения изопентана и изогексана. *Химическая физика*, 2015, т. 34, № 12, с. 55–61. <https://doi.org/10.7868/S0207401X15120031>
- [48] Dai L., Gersen S., Glarborg P. et al. Experimental and numerical analysis of the autoignition behavior of  $NH_3$  and  $NH_3/H_2$  mixtures at high pressure. *Combustion and flame*, 2020, vol. 215, pp. 134–144. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2020.01.023>
- [49] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F. et al. Experimental investigation on ammonia combustion behavior in a spark-ignition engine by means of laminar and turbulent expanding flames. *Proceedings of the combustion institute*, 2021, vol. 38, pp. 5859–5868. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2020.08.058>
- [50] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F. et al. Experimental study on ammonia/hydrogen/air combustion in spark ignition engine conditions. *Fuel*, 2020, vol. 269, art. no. 117448, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117448>

- [51] Yu Z., Li X., Zhao J., Shi L. Development of ammonia reaction kinetic mechanism under engine-relevant conditions. *Energy and Fuels*, 2024, vol. 38, iss. 1, pp. 728–741. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.3c03241>
- [52] Yu Z., Zhao J., Markov V., Han D. Effects of hydrogen addition on ignition characteristics and engine performance of ammonia-hydrogen blended fuel: a kinetic analysis. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, vol. 87, pp. 722–735. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.09.073>
- [53] Keromnes A., Petersen E.L., Mathieu O. et al. An experimental and detailed chemical modeling study on hydrogen and syngas mixture oxidation at elevated pressure. *Combustion and Flame*, 2013, vol. 160, iss. 6, pp. 995–1011. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2013.01.001>
- [54] Mathieu O., Petersen E.L. Experimental and modeling study on the high-temperature oxidation of ammonia and related NO<sub>x</sub> chemistry. *Combustion and Flame*, 2015, vol. 162, iss. 3, pp. 554–570. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2014.08.022>
- [55] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T. et al. 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, iss. 5, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2017.12.066>
- [56] 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>

## References

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & gas science and technology — Revue d' IFP energies nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–14.
- [3] Curran S., Onorati A., Payri R. et al. The future of ship engines: renewable fuels and enabling technologies for decarbonization. *International Journal of Engine Research*, 2023, vol. 25, pp. 1–26. <https://doi.org/10.1177/14680874231187954>
- [4] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead publishing, 2022, 798 p.
- [5] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Alternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, NITs “Inzhener”, “Oniko-M” Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [6] Erokhov V.I. *Toksichnost' sovremennykh avtomobiley: metody i sredstva snizheniya vrednykh vybrosov v atmosferu* [Toxicity of modern cars: methods and means of reducing harmful emissions into the atmosphere]. Moscow, Forum Publ., 2017, 448 p. (In Russ.).
- [7] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A. Problems and prospects of using carbon-free and lowcarbon motor fuels in various scenarios of transition to carbon-neutral energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2 (288), pp. 4–28 (in Russ.). <https://doi.org/https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [8] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable envelopment of the transport sector. Part 2: hydrogen fuel. *Alternative Fuel Transport*, 2021, no. 5, pp. 53–62 (In Russ.).
- [9] Griffiths S., Uratani Dzh. Nizkouglerodnoye sudovoye ammiachnoye toplivo. *Global'naya energiya*, 2022, vol. 28, no 4, pp. 31–45. (In Russ.).
- [10] Kirichenko S.A., Kozlov S.G. Ammiak — perspektivnoye sudovoye toplivo dlya nizkouglerodnogo sudokhodstva. *Vestnik transporta*, 2022, no. 2, pp. 22–31. (In Russ.).
- [11] 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. 32–44. (In Russ.).
- [12] 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>
- [13] Kovalev L.G., Zakharov S.V. Vozmozhnosti ispol'zovaniya ammiaka — nositelya vodoroda v kachestve topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya. *Vestnik Krasnoyarskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2007, no. 4, pp. 158–163. (In Russ.).
- [14] Ezzat M.F., Dincer I. Development and assessment of a new hybrid vehicle with ammonia and hydrogen. *Applied Energy*, 2018, vol. 219, no. 6, pp. 226–239. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.012>
- [15] Gordin M.V., Markov V.A., Shlenov M.I., Yu Z., Zhao J., Han D. Hydrogen additives effect on the ammonia powered engine parameters. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 72–102. (In Russ.).

- [16] Bertolino A., Fürst M., Stagni A. et al. An evolutionary, data-driven approach for mechanism optimization: theory and application to ammonia combustion. *Combustion and flame*, 2021, vol. 229, art. no. 111366, pp. 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.02.012>
- [17] Drummond L.J. High temperature oxidation of ammonia. *Combustion science and technology*, 1972, vol. 5, iss. 1, pp. 175–182. <https://doi.org/10.1080/00102207208952518>
- [18] Lee J.H., Park J.H., Kwon O.C. Properties of laminar premixed hydrogen-added ammonia/air flames. *5th Annual Ammonia Fuel Conference*, Minneapolis, MN, USA, 2008, 33 p.
- [19] Machaj K., Kupecki J., Malecha Z.M. et al. Ammonia as a potential marine fuel: a review. *Energy strategy reviews*, 2022, vol. 44, art. no. 100926, pp. 1–18. <https://doi.org/10.1016/j.esr.2022.100926>
- [20] Mathieu O., Petersen E.L. Experimental and modeling study on the high-temperature oxidation of ammonia and related  $\text{NO}_x$  chemistry. *Combustion and flame*, 2015, vol. 162, iss. 3, pp. 554–570. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2014.08.022>
- [21] Naumann C., Braun-Unkhoff M., Frank P. A shock tube study on ammonia decomposition and its reaction products. *21st International symposium on shock waves*, Great Keppel Island, Australia, 1997, paper no. 4260, pp. 1–6.
- [22] 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>
- [23] Pochet M., Dias V., Moreau B. et al. Experimental and numerical study, under LTC conditions, of ammonia ignition delay with and without hydrogen addition. *Proceedings of the combustion institute*, 2019, vol. 37, issue 1, pp. 621–629. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.05.138>
- [24] Shu B., Vallabhuni S.K., He X. et al. A shock tube and modeling study on the autoignition properties of ammonia at intermediate temperatures. *Proceedings of the combustion institute*, 2018, vol. 37, issue 1, pp. 205–211. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2018.07.074>
- [25] Song Y., Hashemi H., Christensen J. et al. Ammonia oxidation at high pressure and intermediate temperatures. *Fuel*, 2016, vol. 181, pp. 358–365. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.04.100>
- [26] Abyzov O.V., Galyshev Yu.V., Ivanov A.K., Metelev A.A. Modeling of the indicator process of the automobile gas engine during its operation with ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 1(291), pp. 64–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>
- [27] Vorobëv S.A., Nikiforov O.A., Abyzov I.T. The use of ammonia as motor fuel for vehicles operated in the Arctic region. *Bulletin of Civil Engineers*, 2022, no. 2, pp. 129–134. (In Russ.). <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2022-19-2-129-134>
- [28] Zaev I.A., Smirnov S.V. Studying a possibility of using mixed fuels based on the ammonia and its decomposition products in the internal combustion engines. *Engines Construction*, 2024, no. 4 (298), pp. 55–68. (In Russ.).
- [29] Zakharov S.V. Producing hydrogenous gas from ammonia and using it as fuel for the internal-1 combustion engine. *Omsk scientific bulletin*, 2007, no. 2, pp. 158–161. (In Russ.).
- [30] Zolotykh A.I., Gusev D.N., Epikhin A.I., Neyzhmak M.R. Ammonia as alternative fuel. *Ekspluatatsiya morskogo transporta*, 2022, no. 1, pp. 140–147. (In Russ.). <https://doi.org/10.34046/aumsuomt102/27>
- [31] 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>
- [32] Lazarev E.A., Roslyakov A.D., Kurmanova L.S., Petukhov S.A., Lazarev V.E., Plakhov S.V. Specifics in using ammonia as the motor fuel component in the diesel engines. *Engines Construction*, 2024, no. 4 (298), pp. 83–100. (In Russ.).
- [33] Roslyakov A.D., Kurmanova L.S., Petukhov S.A., Karpenko M.Yu., Plakhov S.V., Peshkov A.B. Design of a system for supplying ammonia to the intake system of a diesel locomotive engine. *Alternative Fuel Transport*, 2024, no. 5, pp. 39–51. (In Russ.).
- [34] Sa Bowen, Liu Ying, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Combustion process characteristics and ecological indicators of the two-fuel diesel engine running on ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 73–87. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>
- [35] Sa Bowen, Liu Ying, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational study of the parameters of a biofuel diesel engine operating on the ammonia. *Engines Construction*, 2024, no. 1 (295), pp. 53–73. (In Russ.).

- [36] Warnatz J., Maas U., Dibble R.W. *Combustion. Physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation*. Berlin, Heidelberg, Springer, 2006, 378 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-45363-5>
- [37] Turányi T., Tomlin A.S. *Analysis of kinetic reaction mechanisms*. Berlin, Heidelberg, Springer, 2014, 363 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-44562-4>
- [38] Schmidt A. *Combustion processes*. In: *Technical Thermodynamics for Engineers*. Springer Nature Switzerland AG, Cham, 2019, 731 p. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-20397-9\\_23](https://doi.org/10.1007/978-3-030-20397-9_23)
- [39] Zevallos A.A.M. *Flame propagation fundamentals*. Springer Nature, Cham, 2025, 368 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-031-83575-9>
- [40] Jomaas G., Zheng X.L., Zhu D.L. et al. Experimental determination of counter flow ignition temperatures and laminar flame speeds of  $C_2$ – $C_3$  hydrocarbons at atmospheric and elevated pressures. *Proceedings of the combustion institute*, 2005, vol. 30, iss. 1, pp. 193–200. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2004.08.228>
- [41] Lakshmanan T., Nagarajan G. Study on using acetylene in dual fuel mode with exhaust gas recirculation. *Energy*, 2011, vol. 36, iss. 5, pp. 3547–3553. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.03.061>
- [42] Sharma S., Sharma D., Soni S.L. et al. Performance, combustion and emission analysis of internal combustion engines fuelled with acetylene — a review. *International Journal of ambient energy*, 2022, vol. 43, iss. 1, pp. 622–640. <https://doi.org/10.1080/01430750.2019.1663369>
- [43] Psikha B.L. *Kineticheskoye modelirovaniye protsessov tsepnogo okisleniya uglevodorodov v zhidkoy faze* [Kinetic Modeling of Chain Oxidation Processes of Hydrocarbons in the Liquid Phase]. Diss. Dr. of Chemical Sci. Chernogolovka, Institute of Chemical Physics Problems of the Russian Academy of Sciences, 2007, 339 p. (In Russ.).
- [44] Filimonova E.A. *Kinetika protsessov goreniya, konversii oksidov azota i uglevodorodov, stimuliruyemykh nanosekundnymi razryadami* [Kinetics of combustion processes, conversion of nitrogen oxides and hydrocarbons, stimulated by nanosecond discharges]. Diss. Dr. of Phys. and Math. Sci. Moscow, United Institute of High Temperatures of the Russian Academy of Sciences, 2021, 337 p. (In Russ.).
- [45] Yakovenko I.S., Yarkov A.V., Turnin A.V. et al. Evaluating possibilities of the modern chemical kinetic mechanisms of acetylene oxidation in simulating the non-stationary combustion processes. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Natural Sciences*, 2022, no. 5 (104), pp. 62–85 (in Russ.). <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2022-5-62-85>
- [46] Arsentev S.D., Tavadyan L.A., Bryukov M.G., Palankoeva A.S., Belyaev A.A., Arutyunov V.S. Kinetic modeling of propane oxidation in the temperature range of 700 to 1100 K. *Russian Journal of Physical Chemistry B*, 2022, vol. 16, no. 6, pp. 1019–1029. (In Russ.). <https://doi.org/10.1134/s1990793122060021>
- [47] Basevich V.Ya., Belyayev A.A., Medvedev S.N., Posvyanskiy V.S., Frolov S.M. Detal'nyy kineticheskii mekhanizm mnogostadiynogo okisleniya i goreniya izopentana i izogeksana. *Khimiche-skaya fizika*, 2015, vol. 34, no. 12, pp. 55–61. (In Russ.). <https://doi.org/10.7868/S0207401X15120031>
- [48] Dai L., Gersen S., Glarborg P. et al. Experimental and numerical analysis of the autoignition behavior of  $NH_3$  and  $NH_3/H_2$  mixtures at high pressure. *Combustion and flame*, 2020, vol. 215, pp. 134–144. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2020.01.023>
- [49] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F. et al. Experimental investigation on ammonia combustion behavior in a spark-ignition engine by means of laminar and turbulent expanding flames. *Proceedings of the combustion institute*, 2021, vol. 38, pp. 5859–5868. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2020.08.058>
- [50] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F. et al. Experimental study on ammonia/hydrogen/air combustion in spark ignition engine conditions. *Fuel*, 2020, vol. 269, art. no. 117448, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117448>
- [51] Yu Z., Li X., Zhao J., Shi L. Development of ammonia reaction kinetic mechanism under engine-relevant conditions. *Energy and Fuels*, 2024, vol. 38, iss. 1, pp. 728–741. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.3c03241>
- [52] Yu Z., Zhao J., Markov V., Han D. Effects of hydrogen addition on ignition characteristics and engine performance of ammonia-hydrogen blended fuel: a kinetic analysis. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, vol. 87, pp. 722–735. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.09.073>
- [53] Keromnes A., Petersen E.L., Mathieu O. et al. An experimental and detailed chemical modeling study on hydrogen and syngas mixture oxidation at elevated pressure. *Combustion and Flame*, 2013, vol. 160, iss. 6, pp. 995–1011. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2013.01.001>
- [54] Mathieu O., Petersen E.L. Experimental and modeling study on the high-temperature oxidation of ammonia and related  $NO_x$  chemistry. *Combustion and Flame*, 2015, vol. 162, iss. 3, pp. 554–570. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2014.08.022>

- [55] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T. et al. 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, iss. 5, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2017.12.066>
- [56] 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>

*Материалы получены редакцией 25.04.2026*

### Сведения об авторе

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

### Information about the author

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

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

Кулешов А.А. Анализ детальных кинетических механизмов и методик для расчета задержки самовоспламенения аммиака. *Двигателестроение*, 2026, № 2 (304), с. 59–78.

### Citation:

Kuleshov A.A. Analysis of detailed kinetic mechanisms for and methods for calculating the ignition delay of ammonia mixtures. *Engines construction*, 2026, no. 2 (304), pp. 59–78. (In Russ.).

УДК 621.436

## Характеристики сажевыделения в дизельном двигателе на скоростных режимах при полном замещении нефтяного топлива альтернативными моторными топливами

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин

ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация

## Characteristics of soot emission in a diesel engine at different speeds when oil fuel is completely replaced by alternative motor fuels

V.A. Likhanov, O.P. Lopatin

FSBEI HE Vyatka SATU, Kirov, Russian Federation

Для снижения дымности отработавших газов дизельных двигателей в работе обоснованы вопросы необходимости применения в качестве альтернативных моторных топлив метанола и метилового эфира рапсового масла. Представлены результаты исследований характеристик сажевыделения на различных скоростных режимах при работе на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. При работе на метаноле и метиловом эфире рапсового масла на различных скоростных режимах определены показатели температуры, массового содержания и массовой концентрации сажи, максимальное число частиц сажи, максимальное содержание и максимальная концентрация сажи, а также углы поворота коленчатого вала в цилиндре дизельного двигателя, соответствующие максимальному числу частиц сажи и максимальному содержанию сажи. Определены также значения концентрации и массы сажи, диаметра частиц и числа частиц сажи в отработавших газах дизельного двигателя на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. Представлены результаты численного моделирования и экспериментальные данные о влиянии применения метанола и метилового эфира рапсового масла на дымность отработавших газов в зависимости от скоростного режима работы дизельного двигателя.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, метанол, метиловый эфир рапсового масла, дизельное топливо, частицы сажи, сажевыделение, концентрация сажи, отработавшие газы

To reduce the smoke emissions of diesel engines, the paper substantiates the need to use methanol and rapeseed methyl ester as alternative motor fuels. The paper presents the results of studies on the characteristics of soot emissions at various speed modes when using methanol and rapeseed methyl ester. When operating on methanol and methyl ester of rapeseed oil at various speed modes, the temperature, mass content, and mass concentration of soot, the maximum number of soot particles, the maximum content, and the maximum concentration of soot, as well as the angles of rotation of the crankshaft in the cylinder of the diesel engine corresponding to the maximum number of soot particles and the maximum content of soot, were determined. The values of the concentration and mass of soot, the diameter of soot particles, and the number of soot particles in the exhaust gases of a diesel engine operating on methanol and methyl ester of rapeseed oil were also determined. The article presents the results of numerical modeling and experimental data on the effect of using methanol and rapeseed oil methyl ester on the smoke content of exhaust gases, depending on the speed of a diesel engine.

**Keywords:** diesel engine, methanol, methyl ester of rapeseed oil, diesel fuel, soot particles, soot emission, soot concentration, exhaust gases

## Введение

Автотракторный парк России является одним из основных источников загрязнения окружающей среды. Особенно сильно это проявляется в крупных городах, где доля вносимых техникой загрязнений в суммарных токсичных выбросах может достигать 90 %. Понятно, что причиной загазованности, дымности и выбросов твердых частиц (ТЧ) в окружающее пространство в зонах, насыщенных активной эксплуатацией многочисленных мобильных энергетических средств, служат силовые агрегаты, приводящие их в движение [1–3]. В составе ТЧ, выбрасываемых дизельными двигателями (ДД), содержатся частицы топливного и масляного происхождения. Их массовое соотношение зависит от параметров рабочего процесса и характеристик топлива. Частицы топливного происхождения представляют собой сульфаты воды, сажу и органически растворимые фракции [4, 5]. Доля углеродной фракции в составе ТЧ зависит от нагрузочного и скоростного режимов работы ДД. Доля частиц сажи, имеющих масляное происхождение, определяется многими факторами, в том числе угаром масла, и может составлять до четверти массы ТЧ [6–8].

Всестороннее изучение процессов сажеобразования связано с его негативным воздействием, которое обусловлено применением мобильных энергетических средств, сжигающих минеральное углеводородное топливо, и с постоянно растущими требованиями к экологическим характеристикам таких средств. Сажа, образовавшаяся в камере сгорания ДД, способна адсорбировать на своей поверхности другие продукты неполного сгорания, в том числе имеющие канцерогенные свойства [9–11]. При быстром охлаждении часть высокомолекулярных углеводородов (в том числе бенз(α)пирен) не успевает пройти все стадии процесса окисления и осаждается на поверхности сажевых частиц, что и определяет канцерогенную опасность сажи. Принято считать, что на саже массой 1 г может конденсироваться более 1 мг бенз(α)пирена, который является канцерогеном первого класса опасности. Также в образцах сажи из отработавших газов (ОГ) обнаруживаются тяжелые углеводороды, сконденсированные в агломераты и превращенные в смолистые вещества [12–14].

Выбрасываемые с ОГ ДД частицы сажи, отличающиеся высокой стабильностью, способны несколько суток находиться во взвешенном состоянии в воздухе, представляя опасность для человека. Попадая в легкие, они могут вызывать раздражение и способствовать появлению злокачественных новообразований. Сажа также может существенно влиять на водный режим растений, снижая содержание влаги в зеленой массе до 40 %, нарушая тем самым водный баланс и увеличивая дефицит влаги растений [15, 16]. Хотя зеленые насаждения и сельскохозяйственные растения способны в какой-то мере в определенном количестве улавливать сажу, но этим не решаются вопросы локальных выбросов сажи. Решение, по нашему мнению, должно базироваться на значительном уменьшении выбросов ДД с ОГ [17–19].

## Постановка вопроса

В Российской Федерации дымность ОГ ДД внутреннего сгорания регламентируется по ГОСТ Р 52160–2003 «Автотранспортные средства, оснащенные двигателями с воспламенением от сжатия. Дымность отработавших газов. Нормы и методы контроля при оценке технического состояния»:

- для дизелей без наддува, находящихся в эксплуатации, значение дымности при максимальной частоте вращения ( $n_{\max}$ ) не должно превышать 15 % (коэффициент поглощения  $K \approx 0,3 \dots 0,4 \text{ м}^{-1}$ );
- для режима максимальной мощности — не более 66 % ( $K \approx 2,5 \text{ м}^{-1}$ );
- для двигателей с наддувом показатель дымности в последнем случае не должен превышать 72,5 % ( $K \approx 3,5 \text{ м}^{-1}$ ).

Нормы дымности определяются в зависимости от условного расхода ОГ, вычисляемого по формуле

$$V = \frac{iV_h n}{30\tau},$$

где  $V$  — расход ОГ,  $\text{дм}^3/\text{с}$ ;  $i$  — число цилиндров ДД;  $V_h$  — рабочий объем цилиндра,  $\text{дм}^3$ ;  $n$  — частота вращения коленчатого вала ДД;  $\tau$  — тактность двигателя.

По причине высокой излучательной способности сажи значительно возрастают потери энергии в цилиндре ДД в виде лучистой теплоты. Часть теплоты, выделяемая при сгорании

сажи, отводится конвективным путем. Таким образом, появление сажи влияет на индикаторный КПД в результате неполноты и несвоевременности сгорания, через лучистый и конвективный теплообмен. Снижение дымности ОГ уменьшает долю лучистого теплообмена, что приводит к снижению теплонапряженности деталей двигателя и уменьшению износа цилиндропоршневой группы. Таким образом, дымность ОГ мобильных энергетических средств, возникающая в результате повышенного сажеосодержания, представляет собой серьезную экологическую проблему, для решения которой требуется детальное изучение каждой модели дымящего двигателя [20–22].

Существует множество способов снижения дымности ОГ ДД. На наш взгляд, одним из самых эффективных является применение альтернативных топлив.

*Цель исследования* — изучение процессов сажевыделения в ДД, работающем на метаноле и метиловом эфире рапсового масла (МЭРМ), установление характеристик сажевыделения в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) на различных скоростных режимах работы с определением их числовых значений [23, 24].

### Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

На образование сажи в цилиндре ДД существенно влияет локальная и обобщенная температуры газов в цилиндре (особенно для зон образования и выгорания сажи, от которых зависит неполнота и несвоевременность сгорания), лучистый и конвективный теплообмен.

Расчетные характеристики температуры в цилиндре ДД при работе на метаноле и МЭРМ на различных скоростных режимах работы представлены на рис. 1.

По результатам численного моделирования температуры в цилиндре в зонах образования и выгорания сажи при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  установлено, что максимальная температура газов в зоне образования сажи составляет  $T_{1\text{max}} = 2536,8 \text{ К}$  (рис. 1, а) при соответствующем этой температуре угле ПКВ  $\varphi_{T_{1\text{max}}} = 14,2^\circ$ . Максимальная температура газов в зоне выгорания  $T_{2\text{max}} = 3139,4 \text{ К}$  (рис. 1, б) соответствует углу ПКВ  $\varphi_{T_{2\text{max}}} = 16,6^\circ$ .

В зонах образования и выгорания сажи при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  (режим максимального крутя-

щего момента) установлено, что максимальная температура газов в зоне образования сажи составляет  $T_{1\text{max}} = 2529,3 \text{ К}$  (рис. 1, а) при угле ПКВ  $\varphi_{T_{1\text{max}}} = 12,4^\circ$ . Максимальная температура газов в зоне выгорания  $T_{2\text{max}} = 3079,3 \text{ К}$  (рис. 1, б) при угле ПКВ  $\varphi_{T_{2\text{max}}} = 12,6^\circ$ .

При  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  (номинальный скоростной режим) установлено, что максимальная температура газов в зоне образования сажи составляет  $T_{1\text{max}} = 2502,4 \text{ К}$  (см. рис. 1, а) при угле ПКВ  $\varphi_{T_{1\text{max}}} = 16,5^\circ$ . При этом максимальная температура газов в зоне выгорания  $T_{2\text{max}} = 3002,1 \text{ К}$  (см. рис. 1, б) при угле ПКВ  $\varphi_{T_{2\text{max}}} = 16,6^\circ$ .

Расчетные характеристики частиц сажи в цилиндре ДД при работе на метаноле и МЭРМ на различных скоростных режимах работы представлены на рис. 2.

По результатам численного моделирования характеристик частиц сажи в цилиндре ДД при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  установлено, что максимальное число частиц сажи составляет  $3 \cdot 10^{13}$  шт. (рис. 2, а) при соответствующем угле ПКВ  $3^\circ$ , а среднемассовый диаметр частиц сажи на выпуске  $D = 27,2 \text{ нм}$  (рис. 2, б).

При  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  установлено, что максимальное число частиц сажи составляет  $3,3 \cdot 10^{13}$  шт. (см. рис. 2, а) при угле ПКВ  $4,9^\circ$ , а среднемассовый диаметр частиц сажи на выпуске  $D = 27,0 \text{ нм}$  (см. рис. 2, б). При  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  максимальное число частиц сажи увеличивается до  $4,4 \cdot 10^{13}$  шт. (см. рис. 2, а) при угле ПКВ  $8,4^\circ$ , а среднемассовый диаметр частиц сажи на выпуске составляет  $D = 29,1 \text{ нм}$  (см. рис. 2, б).

Результаты моделирования процесса сажевыделения в цилиндре ДД при работе на метаноле и МЭРМ на различных скоростных режимах представлены на рис. 3.

По результатам численного моделирования характеристик массового содержания сажи и массовой концентрации сажи в цилиндре дизеля при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  установлено, что максимальное содержание сажи составляет  $N_{\text{max}} = 0,16647 \text{ мг}$  (рис. 3, а) при угле ПКВ  $18,2^\circ$ , а максимальная концентрация сажи  $C_{\text{max}} = 1,7 \text{ г/м}^3$  (рис. 3, б) при соответствующем угле ПКВ  $16,4^\circ$ .

При  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  максимальное содержание сажи составляет  $N_{\text{max}} = 0,13653 \text{ мг}$  (см. рис. 3, а) при угле ПКВ  $19,7^\circ$ , а максимальная концентрация сажи  $C_{\text{max}} = 1,3 \text{ г/м}^3$  (см. рис. 3, б) при соответствующем угле ПКВ  $18,2^\circ$ . При

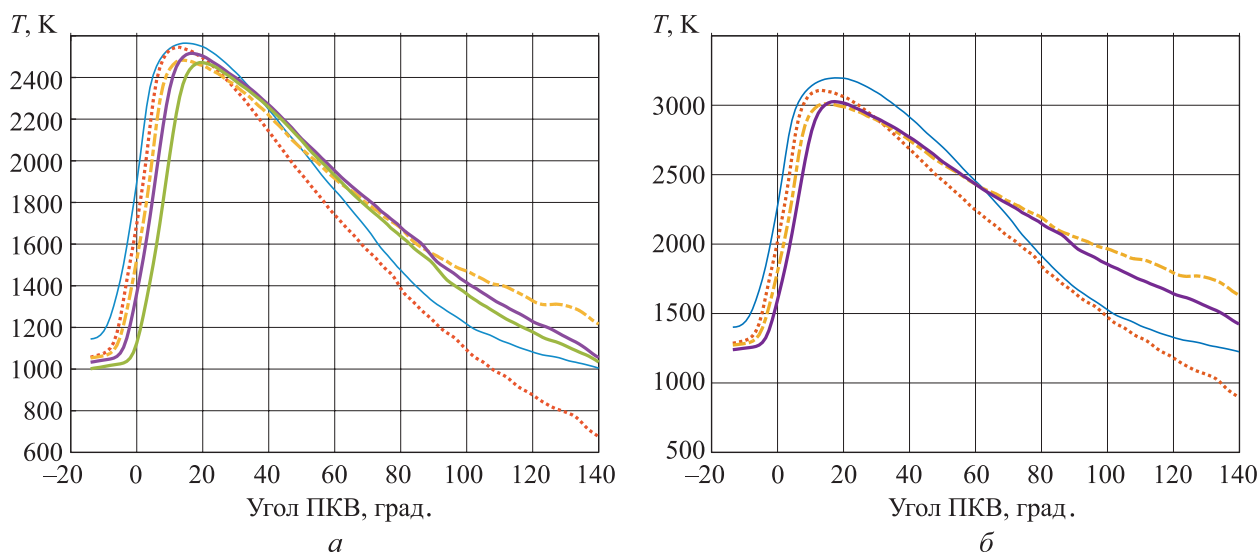


**Рис. 1.** Расчетные характеристики температуры в цилиндре ДД при работе на метаноле и МЭРМ на различных скоростных режимах (—  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ ; .....  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ; ---  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ ; —  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; —  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ):  
 а — в зоне образования сажи; б — в зоне выгорания сажи

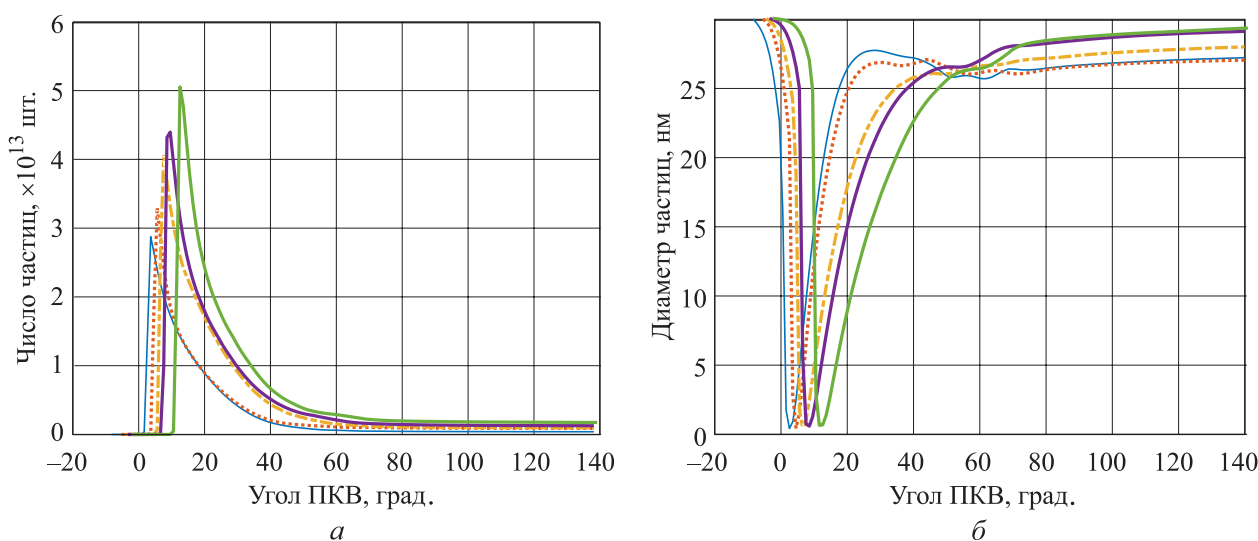


**Рис. 2.** Расчетные характеристики частиц сажи в цилиндре ДД при работе на метаноле и МЭРМ на различных скоростных режимах (—  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ ; .....  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ; ---  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ ; —  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; —  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ):  
 а — число частиц сажи; б — текущий среднемассовый диаметр частиц

$n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  максимальное содержание сажи снижается и составляет  $N_{\max} = 0,10817 \text{ мг}$  (см. рис. 3, а) при угле ПКВ  $29,3^\circ$ , то же наблюдается и со снижением максимальной концентрации сажи  $C_{\max} = 0,8 \text{ г/м}^3$  (см. рис. 3, б) при соответствующем угле ПКВ  $25,3^\circ$ . Во всем диапазоне исследуемых частот вращения по мере их уве-

личения наблюдается сдвиг максимальных значений существенно вправо от верхней мертвой точки со снижением числовых значений.

Расчетные показатели максимального саже-содержания в цилиндре ДД при работе на метаноле и МЭРМ на различных скоростных режимах представлены на рис. 4.

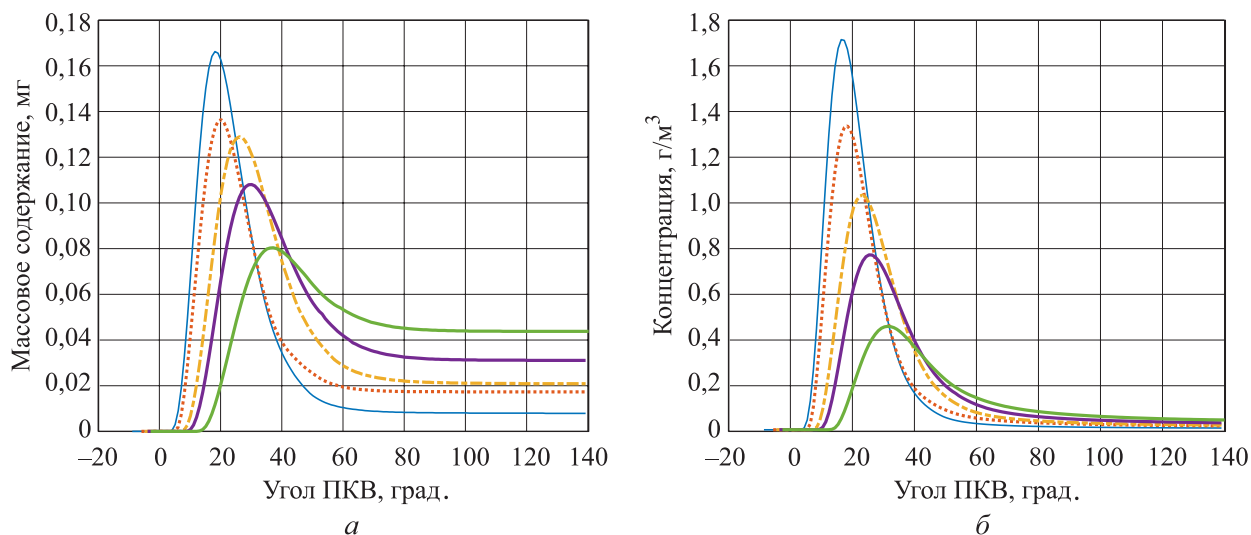


**Рис. 3.** Расчетные показатели сажесодержания в цилиндре ДД при работе на метаноле и МЭРМ на различных скоростных режимах (—  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ ; .....  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ; ---  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ ; —  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ; —  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ):

$a$  — массовое содержание сажи;  $b$  — массовая концентрация сажи

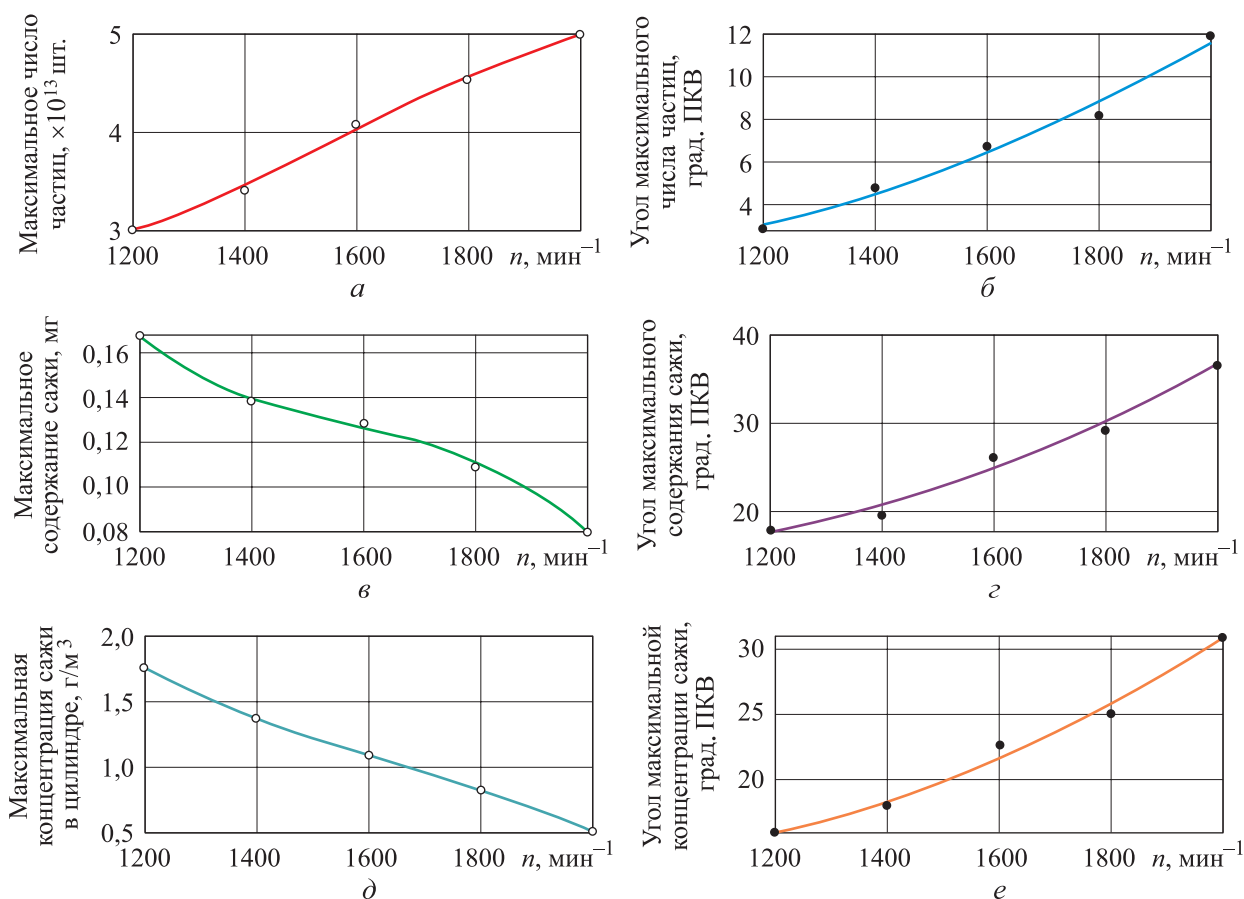


**Рис. 4.** Расчетные показатели максимального сажесодержания в цилиндре ДД при работе на метаноле и МЭРМ на различных скоростных режимах (метки соответствуют результатам эксперимента, линиями обозначены аппроксимации экспериментальных данных):

$a$  — максимальное число частиц сажи;  $b$  — угол, соответствующий максимальному числу частиц сажи;  $c$  — максимальное содержание сажи;  $d$  — максимальная концентрация сажи;  $e$  — угол, соответствующий максимальной концентрации сажи

По результатам численного моделирования характеристик частиц сажи в цилиндре ДД при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  установлено максимальное число частиц сажи  $3 \cdot 10^{13}$  шт. (рис. 4, а) при угле ПКВ  $3^\circ$  (рис. 4, б). При  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  максимальное число частиц сажи составляет  $3,3 \times 10^{13}$  шт. (см. рис. 4, а) при соответствующем угле ПКВ  $4,9^\circ$  (см. рис. 4, б). При  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  максимальное число частиц сажи увеличивается и составляет  $4,4 \cdot 10^{13}$  шт. (см. рис. 4, а) при угле ПКВ  $8,4^\circ$  (см. рис. 4, б).

При  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  максимальное содержание сажи составляет  $N_{\max} = 0,16647 \text{ мг}$  (рис. 4, в) при угле ПКВ  $18,2^\circ$  (рис. 4, з). При  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$   $N_{\max} = 0,13653 \text{ мг}$  (см. рис. 4, в) при угле ПКВ  $19,7^\circ$ , (см. рис. 4, з). При  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$   $N_{\max} = 0,10817 \text{ мг}$  (см. рис. 4, в) при угле ПКВ  $29,3^\circ$  (см. рис. 4, з).

По результатам численного моделирования характеристик максимальной концентрации сажи в цилиндре дизеля при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  установлено, что максимальная концентрация сажи  $C_{\max} = 1,7 \text{ г/м}^3$  (рис. 4, д) при угле  $16,4^\circ$  ПКВ (рис. 4, е). При  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  —  $C_{\max} = 1,3 \text{ г/м}^3$  (см. рис. 4, д) при угле ПКВ  $18,2^\circ$  (см. рис. 4, е). При  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  наблюдается снижение максимальной концентрации сажи до  $C_{\max} = 0,8 \text{ г/м}^3$  (см. рис. 4, д) при угле ПКВ  $25,3^\circ$  (см. рис. 4, е).

Расчетные показатели сажесодержания в ОГ ДД при работе на метаноле и МЭРМ на раз-

личных скоростных режимах работы для концентрации, массы сажи, диаметра частиц сажи и числа частиц сажи представлены на рис. 5.

По результатам расчетных характеристик концентрации сажи в ОГ ДД установлены значения максимальной концентрации сажи: при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  —  $C_{\text{ог}} = 0,0086 \text{ г/м}^3$ ; при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  (режим максимального крутящего момента) —  $C_{\text{ог}} = 0,019 \text{ г/м}^3$ ; при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  (номинальный скоростной режим) —  $C_{\max} = 0,034 \text{ г/м}^3$  (рис. 5, а).

По результатам расчетов массы сажи в ОГ на выпуске из цилиндра ДД установлена масса сажи: при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  —  $0,00793 \text{ мг}$ ; при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  —  $0,0173 \text{ мг}$ ; при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  —  $0,0311 \text{ мг}$  (рис. 5, б).

По результатам численного моделирования установлен средний диаметр частиц сажи на выпуске из цилиндра дизеля: при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  —  $27,2 \text{ нм}$ ; при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  —  $27 \text{ нм}$ ; при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  —  $29,1 \text{ нм}$  (рис. 5, в).

Установлены значения числа частиц сажи в ОГ ДД: при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  —  $3,97 \cdot 10^{11}$  шт.; при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  —  $8,85 \cdot 10^{11}$  шт.; при  $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$  —  $1,27 \cdot 10^{12}$  шт. (рис. 5, з).

Результаты численного моделирования и экспериментальные данные о влиянии применения метанола и МЭРМ на дымность ОГ ДД в зависимости от скоростного режима работы представлены на рис. 6.

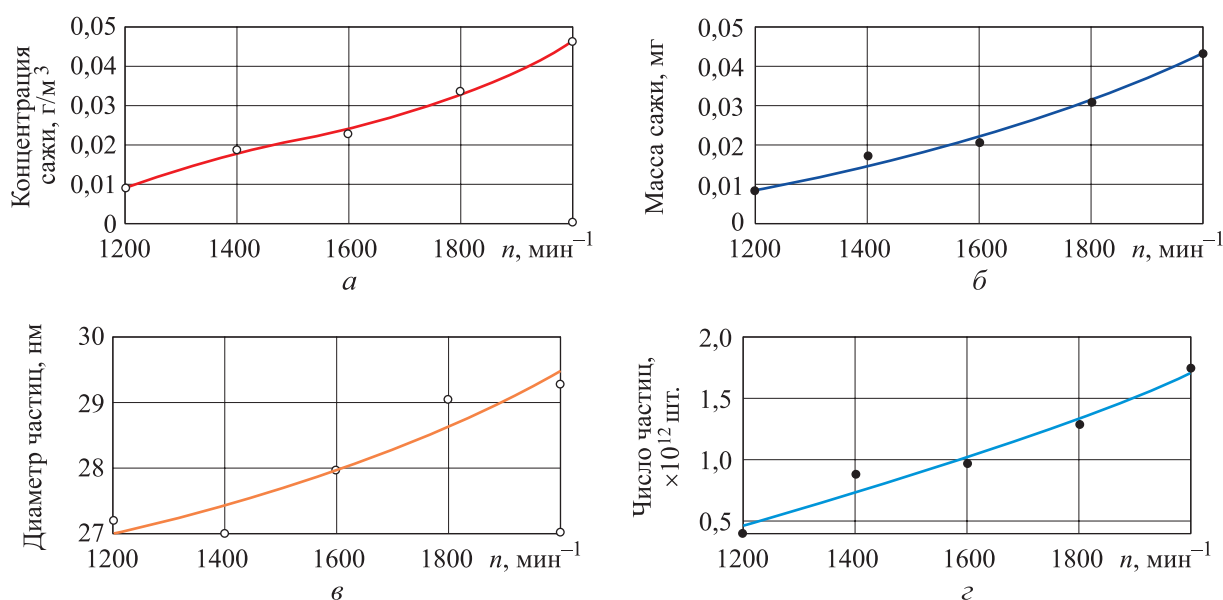


**Рис. 5.** Расчетные показатели сажесодержания в ОГ ДД при работе на метаноле и МЭРМ на различных скоростных режимах (метки соответствуют результатам эксперимента, линиями обозначены аппроксимации экспериментальных данных):

а — концентрация сажи в ОГ; б — масса сажи в ОГ; в — диаметр частиц сажи; з — число частиц сажи

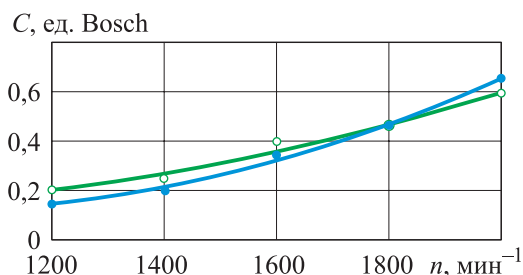


**Рис. 6.** Результаты численного моделирования (—●—) и экспериментальные данные (—○—) по влиянию применения метанола и МЭРМ на дымность ОГ ДД в зависимости от скоростного режима работы; метки соответствуют полученным значениям, линиями обозначены аппроксимации

С увеличением частоты вращения ДД растут часовой расход топлива и цикловая подача топлива, что влечет рост дымности ОГ как по экспериментальным данным, так и по данным результатов численного моделирования. Представленные расчетные теоретические массивы показателей сажесодержания в ОГ на различных скоростных режимах работы ДД на метаноле и МЭРМ позволяют удовлетворительно описывать процессы сажеобразования, что подтверждается экспериментальными данными концентрации сажи в ОГ.

Влияние применения метанола и МЭРМ на дымность ОГ ДД в сравнении с работой на ДТ в зависимости от частоты вращения представлено на рис. 7.

Содержание сажи в ОГ при работе на ДТ при  $n = 1200$  мин<sup>-1</sup> составляет 3,8 ед. Bosch; при  $n = 1400$  мин<sup>-1</sup> — 4,2 ед. Bosch; при  $n = 1800$  мин<sup>-1</sup> — 4,9 ед. Bosch; при  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup> — 5,0 ед. Bosch.

При использовании в качестве топлива метанола и МЭРМ на минимальной частоте вращения ( $n = 1200$  мин<sup>-1</sup>) содержание сажи в ОГ равно 0,2 ед. Bosch, снижение по сравнению с ДТ составляет 94,7 %, или 19 раз. На частоте максимального крутящего момента ( $n = 1400$  мин<sup>-1</sup>) содержание сажи в ОГ равно 0,25 ед. Bosch, снижение по сравнению с ДТ составляет 94,04 %. При работе на номинальной частоте вращения ( $n = 1800$  мин<sup>-1</sup>) содержание сажи в ОГ равно 0,45 ед. Bosch, снижение по сравнению с ДТ составляет 90,81 %, или 10,88 раза. На максимальной частоте вращения ( $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>) содержа-

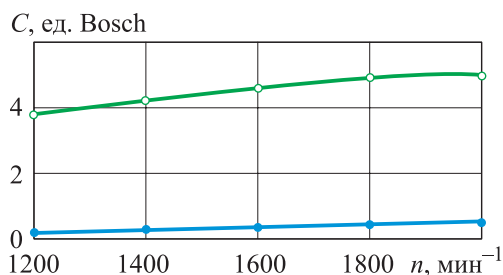


**Рис. 7.** Дымность ОГ ДД в зависимости от скоростного режима работы на дизельном топливе (—○—) и метаноле и МЭРМ (—●—); метки соответствуют экспериментальным значениям, линиями обозначены аппроксимации

ние сажи в ОГ равно 0,6 ед. Bosch, снижение по сравнению с ДТ составляет 88,0 %, или 8,33 раза.

### Заключение

В результате проведенных исследований ДД при работе на метаноле и МЭРМ авторы пришли к следующим выводам.

Достигнуто полное замещение в ДД штатного нефтяного дизельного топлива альтернативным топливом: метанолом и МЭРМ. Поскольку и метанол, и МЭРМ являются кислородсодержащими топливами, вероятность образования богатых топливных зон уменьшается. Кроме того, эти топлива не содержат ароматических и сернистых соединений, способствующих образованию сажи, поэтому их сгорание в ДД способствует надежному снижению содержания сажи в ОГ.

Более высокая частота вращения ДД связана, как правило, с достаточной эффективностью сгорания и, следовательно, более низким уровнем выбросов сажи. Это можно объяснить корреляцией между ростом частоты вращения двигателя и увеличением эффектов турбулентности, что может приводить к повышению степени более полного сгорания.

Таким образом, такие оксигенатные топлива, как метанол и МЭРМ, хотя и обладают низкими вязкостью и плотностью, увеличивают содержание кислорода в топливной смеси, что приводит к существенному снижению содержания сажи в ОГ по сравнению с работой ДД на штатном дизельном топливе.

## Литература

- [1] Žaglinskis Ju., Rimkus A. Research on the performance parameters of a compression-ignition engine fueled by blends of diesel fuel, rapeseed methyl ester and hydrotreated vegetable oil. *Sustainability*, 2023, vol. 15, no. 20, art. no. 14690. <https://doi.org/10.3390/su152014690>
- [2] Górski K., Smigins R., Matijošius J., Rimkus A., Longwic R. Physicochemical properties of diethyl ether-sunflower oil blends and their impact on diesel engine emissions. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 11, art. no. 4133. <https://doi.org/10.3390/en15114133>
- [3] Janoško I., Krasňanský M. Testing of selected fuel additive in diesel engine. *Acta Technologica Agriculturae*, 2025, vol. 28, no. 1, pp. 50–56. <https://doi.org/10.2478/ata-2025-0007>
- [4] Ayyappan K., Srinivasan D.R. Effect of fuel injection pressure variations on engine performance-emission-particulate matter with diesel-iso-butanol-nanoparticle fuels in compression ignition engine. *Indian Journal of Science and Technology*, 2025, vol. 18, no. 5, pp. 313–327. <https://doi.org/10.17485/ijst/v18i5.1733>
- [5] Guo Yu., Wu P., Su He., Xue J., Zhang Y., Huang P. Numerical study of nanoparticle coagulation in non-road diesel engine exhaust based on the principle of split-stream rushing. *Energies*, 2025, vol. 18, no. 1, art. no. 40. <https://doi.org/10.3390/en18010040>
- [6] Gongora B., Baricatti R.A., de Souza S.N.M., Sequinel R., da Silva Ferreira P.L., Vargas M.C., Simon D., Medeiros A.R., Frenhe R.M., Silva E.V.C.Da. Comparison of emission and engine performance fuelled with diesel s10 and crambe biodiesel. *Contribuciones a las Ciencias Sociales*, 2025, vol. 18, no. 2, art. no. e15439. <https://doi.org/10.55905/revconv.18n.2-173>
- [7] Singotia P.K., Kumar V., Choudhary A.K., Jain N. A sustainable response surface methodology and analytic hierarchy process-weighted aggregated sum product assessment model to evaluate performance and emissions characteristics of diesel engine using clove oil biodiesel blend. *Journal of Energy Resources Technology, Part A: Sustainable and Renewable Energy*, 2025, vol. 1, no. 3. <https://doi.org/10.1115/1.4067361>
- [8] Chuepeng S., Klinkaew N., Thumanu K., Theinnoi K., Sukjit E., Dearn K. Effects of castor oil as lubricity enhancer on friction and wear characteristics of piston engine running on diesohol. *International Journal of Engine Research*, 2025, vol. 26, no. 9. <https://doi.org/10.1177/14680874251314211>
- [9] Mulk W.U.L., Abd Aziz A.R., Ismael M.A., Ghoto A.A. Diesel and oxyhydrogen dual-fuel: reducing emissions of a diesel engine using diesel-oxyhydrogen dual fuel combustion. *Journal of advanced research in experimental fluid mechanics and heat transfer*, 2025, vol. 18, no. 1, pp. 69–80. <https://doi.org/10.37934/arefmht.18.1.6980>
- [10] Nakamura M., Yokota K., Ozawa M. Numerical calculation optimization for particulate matter trapping and oxidation of catalytic diesel particulate filter. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2025, vol. 15, no. 5, art. no. 2356. <https://doi.org/10.3390/app15052356>
- [11] Stanescu R.C., Soica A., Leahu C.I. Influence of biodiesel from used cooking oil and sunflower oil on engine efficiency and emission profiles. *Energies*, 2025, vol. 18, no. 3, art. no. 583. <https://doi.org/10.3390/en18030583>
- [12] Valeika G., Matijošius J., Orynycz O., Rimkus A., Świć A., Tucki K. Smoke formation during combustion of biofuel blends in the internal combustion compression ignition engine. *Energies*, 2023, vol. 16, no. 90, art. no. 3682. <https://doi.org/10.3390/en16093682>
- [13] Dogga A., Bouras F., Khaldi F., Gheraissa N. Engine performance analysis of castor oil biodiesel injection. *Russian Journal of Applied Chemistry*, 2025, vol. 98, no. 6, pp. 326–336. <https://doi.org/10.1134/S1070427225060059>
- [14] Vemula N.B., Shaik F., Gopidesi R.K. Comparative analysis of performance and emission characteristics of jatropha biodiesel and emulsified jatropha biodiesel in a diesel engine. *Problems of the Regional Energetics*, 2025, vol. 4, no. 68, pp. 107–117. <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2025.4-68.08>
- [15] Romantsova S.V., Gladysheva I.V., Vervekina N.V., Sinyutina S.Ye., Nagornov S.A., Lixutina A.P., Kornev A.Yu. Stress resistance of agricultural plants in relation to pollutants of exhaust gases. *Journal of Agriculture and Environment*, 2021, vol. 3, no. 19. <https://doi.org/10.23649/jae.2021.3.19.6>
- [16] Meng Zh., Bao Zh., Wu D., Deng M., Deng H. Emission characteristics and microstructural changes of particulate matter from diesel engine after catalyst preheating under cold start conditions. *Process Safety and Environmental Protection: Transactions of the Institution of Chemical Engineers, Part B*, 2024, vol. 184, pp. 1389–1399. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2024.02.025>
- [17] Bhangwar S., Khan Z., Shah A.H., Rind A.A., Baloch M.S., Gul I., Nawaz M. Investigations of carbon and particulate matter emissions of diesel engine using tertiary fuel. *Natural and Applied Sciences International Journal*, 2024, vol. 5, no. 1, pp. 1–13. <https://doi.org/10.47264/idea.nasij/5.1.1>

- [18] Kuang X., Yang X., Fu H., Li Sh., Bian H. Effect of nano-graphene lubricating oil on particulate matter of a diesel engine. *Scientific Reports*, 2024, vol. 14, no. 1, art. no. 10797. <https://doi.org/10.1038/s41598-024-61694-z>
- [19] Ansari A.M., Memon L.A., Selim M.Y.E. Experimental study of particulate matter emission for a diesel engine fueled with nanoparticles and biofuel/diesel blends. *International Journal of Thermofluids*, 2024, vol. 23, art. no. 100738. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100738>
- [20] Bhangwar S., Luhur M.R., Walasai G.D., Alghamdi T.A.H. Impact of mustard biodiesel and clove oil additives on particulate matter emission and carbon deposition in diesel engines. *Frontiers in Energy Research*, 2024, vol. 12. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2024.1395545>
- [21] Ghoto Sh.M., Raja R., Bhnagwar S., Rehman F., Qazi A., Ahmed H., Waseem T. Effect of aluminum oxide nanoparticles on particulate emissions and carbon deposition in compression ignition engines. *IRASD Journal of Energy & Environment*, 2024, vol. 5, no. 2, pp. 101–110. <https://doi.org/10.52131/jee.2024.0502.0047>
- [22] Ramuhaheli Sh., Enweremadu Ch. Performance, combustion, and emission features of a diesel engine powered by biodiesel mixture and butanol blends. *Journal of Renewable Energies*, 2024, vol. 27, no. 1. <https://doi.org/10.54966/jreen.v27i1.1152>
- [23] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Козлов А.Н., Юрлов А.С. Эффективные показатели дизельного двигателя, работающего на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. *Двигателестроение*, 2025, № 2 (300), с. 61–71.
- [24] Лиханов В.А., Лопатин О.П., Юрлов А.С. Экспериментальные исследования и анализ процесса образования токсичных компонентов в дизеле, работающем на метаноле и метиловом эфире рапсового масла. *Двигателестроение*, 2025, № 3 (301), с. 72–81.

## References

- [1] Žaglinskis Ju., Rimkus A. Research on the performance parameters of a compression-ignition engine fueled by blends of diesel fuel, rapeseed methyl ester and hydrotreated vegetable oil. *Sustainability*, 2023, vol. 15, no. 20, art. no. 14690. <https://doi.org/10.3390/su152014690>
- [2] Górski K., Smigins R., Matijošius J., Rimkus A., Longwic R. Physicochemical properties of diethyl ether-sunflower oil blends and their impact on diesel engine emissions. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 11, art. no. 4133. <https://doi.org/10.3390/en15114133>
- [3] Janoško I., Krasňanský M. Testing of selected fuel additive in diesel engine. *Acta Technologica Agriculturae*, 2025, vol. 28, no. 1, pp. 50–56. <https://doi.org/10.2478/ata-2025-0007>
- [4] Ayyappan K., Srinivasan D.R. Effect of fuel injection pressure variations on engine performance-emission-particulate matter with diesel-iso-butanol-nanoparticle fuels in compression ignition engine. *Indian Journal of Science and Technology*, 2025, vol. 18, no. 5, pp. 313–327. <https://doi.org/10.17485/ijst/v18i5.1733>
- [5] Guo Yu., Wu P., Su He., Xue J., Zhang Y., Huang P. Numerical study of nanoparticle coagulation in non-road diesel engine exhaust based on the principle of split-stream rushing. *Energies*, 2025, vol. 18, no. 1, art. no. 40. <https://doi.org/10.3390/en18010040>
- [6] Gongora B., Bariccatti R.A., de Souza S.N.M., Sequinel R., da Silva Ferreira P.L., Vargas M.C., Simon D., Medeiros A.R., Frenhe R.M., Silva E.V.C.Da. Comparison of emission and engine performance fuelled with diesel s10 and crambe biodiesel. *Contribuciones a las Ciencias Sociales*, 2025, vol. 18, no. 2, art. no. e15439. <https://doi.org/10.55905/revconv.18n.2-173>
- [7] Singotia P.K., Kumar V., Choudhary A.K., Jain N. A sustainable response surface methodology and analytic hierarchy process-weighted aggregated sum product assessment model to evaluate performance and emissions characteristics of diesel engine using clove oil biodiesel blend. *Journal of Energy Resources Technology, Part A: Sustainable and Renewable Energy*, 2025, vol. 1, no. 3. <https://doi.org/10.1115/1.4067361>
- [8] Chuepeng S., Klinkaew N., Thumanu K., Theinnoi K., Sukjit E., Dearn K. Effects of castor oil as lubricity enhancer on friction and wear characteristics of piston engine running on diesohol. *International Journal of Engine Research*, 2025, vol. 26, no. 9. <https://doi.org/10.1177/14680874251314211>
- [9] Mulk W.U.L., Abd Aziz A.R., Ismael M.A., Ghoto A.A. Diesel and oxyhydrogen dual-fuel: reducing emissions of a diesel engine using diesel-oxyhydrogen dual fuel combustion. *Journal of advanced research in experimental fluid mechanics and heat transfer*, 2025, vol. 18, no. 1, pp. 69–80. <https://doi.org/10.37934/arefmht.18.1.6980>
- [10] Nakamura M., Yokota K., Ozawa M. Numerical calculation optimization for particulate matter trapping and oxidation of catalytic diesel particulate filter. *Applied Sciences (Switzerland)*, 2025, vol. 15, no. 5, art. no. 2356. <https://doi.org/10.3390/app15052356>

- [11] Stanescu R.C., Soica A., Leahu C.I. Influence of biodiesel from used cooking oil and sunflower oil on engine efficiency and emission profiles. *Energies*, 2025, vol. 18, no. 3, art. no. 583. <https://doi.org/10.3390/en18030583>
- [12] Valeika G., Matijošius J., Orynycz O., Rimkus A., Świć A., Tucki K. Smoke formation during combustion of biofuel blends in the internal combustion compression ignition engine. *Energies*, 2023, vol. 16, no. 90, art. no. 3682. <https://doi.org/10.3390/en16093682>
- [13] Dogga A., Bouras F., Khaldi F., Gheraissa N. Engine performance analysis of castor oil biodiesel injection. *Russian Journal of Applied Chemistry*, 2025, vol. 98, no. 6, pp. 326–336. <https://doi.org/10.1134/S1070427225060059>
- [14] Vemula N.B., Shaik F., Gopidesi R.K. Comparative analysis of performance and emission characteristics of jatropha biodiesel and emulsified jatropha biodiesel in a diesel engine. *Problems of the Regional Energetics*, 2025, vol. 4, no. 68, pp. 107–117. <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2025.4-68.08>
- [15] Romantsova S.V., Gladysheva I.V., Vervekina N.V., Sinyutina S.Ye., Nagornov S.A., Lixutina A.P., Kornev A.Yu. Stress resistance of agricultural plants in relation to pollutants of exhaust gases. *Journal of Agriculture and Environment*, 2021, vol. 3, no. 19. <https://doi.org/10.23649/jae.2021.3.19.6>
- [16] Meng Zh., Bao Zh., Wu D., Deng M., Deng H. Emission characteristics and microstructural changes of particulate matter from diesel engine after catalyst preheating under cold start conditions. *Process Safety and Environmental Protection: Transactions of the Institution of Chemical Engineers, Part B*, 2024, vol. 184, pp. 1389–1399. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2024.02.025>
- [17] Bhangwar S., Khan Z., Shah A.H., Rind A.A., Baloch M.S., Gul I., Nawaz M. Investigations of carbon and particulate matter emissions of diesel engine using tertiary fuel. *Natural and Applied Sciences International Journal*, 2024, vol. 5, no. 1, pp. 1–13. <https://doi.org/10.47264/idea.nasij/5.1.1>
- [18] Kuang X., Yang X., Fu H., Li Sh., Bian H. Effect of nano-graphene lubricating oil on particulate matter of a diesel engine. *Scientific Reports*, 2024, vol. 14, no. 1, art. no. 10797. <https://doi.org/10.1038/s41598-024-61694-z>
- [19] Ansari A.M., Memon L.A., Selim M.Y.E. Experimental study of particulate matter emission for a diesel engine fueled with nanoparticles and biofuel/diesel blends. *International Journal of Thermofluids*, 2024, vol. 23, art. no. 100738. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100738>
- [20] Bhangwar S., Luhur M.R., Walasai G.D., Alghamdi T.A.H. Impact of mustard biodiesel and clove oil additives on particulate matter emission and carbon deposition in diesel engines. *Frontiers in Energy Research*, 2024, vol. 12. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2024.1395545>
- [21] Ghoto Sh.M., Raja R., Bhnagwar S., Rehman F., Qazi A., Ahmed H., Waseem T. Effect of aluminum oxide nanoparticles on particulate emissions and carbon deposition in compression ignition engines. *IRASD Journal of Energy & Environment*, 2024, vol. 5, no. 2, pp. 101–110. <https://doi.org/10.52131/jee.2024.0502.0047>
- [22] Ramuhaheli Sh., Enweremadu Ch. Performance, combustion, and emission features of a diesel engine powered by biodiesel mixture and butanol blends. *Journal of Renewable Energies*, 2024, vol. 27, no. 1. <https://doi.org/10.54966/jreen.v27i1.1152>
- [23] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Kozlov A.N., Yurlov A.S. Effective performance of a diesel engine running on methanol and methyl ether of rapeseed oil. *Engines construction*, 2025, no. 2 (300), pp. 61–71. (In Russ.).
- [24] Likhanov V.A., Lopatin O.P., Yurlov A.S. Experimental studies and analysis of the formation of toxic components in diesel engines running on methanol and methyl ester of rapeseed oil. *Engines construction*, 2025, no. 3 (301), pp. 72–81. (In Russ.).

**Материалы получены редакцией 02.04.2026**

**Сведения об авторах**

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

**Лопатин Олег Петрович** — доктор технических наук, профессор кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов, ФГБОУ ВО Вятский ГАТУ, Киров, Российская Федерация. E-mail: nirs\_vsaa@mail.ru

**Information about the authors**

**Likhanov Vitaly Anatolyevich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of FSBEI HE Vyatka SATU, Kirov, Russian Federation. E-mail: lihanov.va@mail.ru

**Lopatin Oleg Petrovich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of FSBEI HE Vyatka SATU, Kirov, Russian Federation. E-mail: nirs\_vsaa@mail.ru

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

Лиханов В.А., Лопатин О.П. Характеристики сажевыделения в дизельном двигателе на скоростных режимах при полном замещении нефтяного топлива альтернативными. *Двигателестроение*, 2026, № 2 (304), с. 79–89.

**Citation:**

Likhanov V.A., Lopatin O.P. Characteristics of soot emission in a diesel engine at different speeds when oil fuel is completely replaced by alternative fuels. *Engines construction*, 2026, no. 2 (304), pp. 79–89. (In Russ.).

УДК 621.436.629.3

## Расчетно-теоретические исследования работы дизельного двигателя с добавками газового топлива во впускной трубопровод

С.А. Плотников<sup>1</sup>, А.Н. Карташевич<sup>2</sup>,  
П.Ю. Малышкин<sup>3</sup>, М.В. Смольников<sup>4</sup>

<sup>1</sup> ВятГУ, Киров, Российская Федерация

<sup>2</sup> Белорусская ГСХА, Горки, Республика Беларусь

<sup>3</sup> БНТУ, Минск, Республика Беларусь

<sup>4</sup> Кировский ИПКР ФСИН России, Киров, Российская Федерация

## Calculation and theoretical studies of the operation of a diesel engine with gas fuel additives in the intake pipeline

S.A. Plotnikov<sup>1</sup>, A.N. Kartashevich<sup>2</sup>,  
P.Yu. Malyshkin<sup>3</sup>, M.V. Smolnikov<sup>4</sup>

<sup>1</sup> VyatSU, Kirov, Russian Federation

<sup>2</sup> Belarusian State Agricultural Academy, Gorki, Republic of Belarus

<sup>3</sup> BNTU, Minsk, Republic of Belarus

<sup>4</sup> Kirov IPKR of the Federal Penitentiary Service of Russia, Kirov, Russian Federation

Показано, что одним из наиболее перспективных альтернативных топлив для дизельных двигателей является сжиженный углеводородный газ — пропан-бутановые смеси. Рассмотрена проблема определения оптимального количества подаваемого в цилиндры сжиженного углеводородного газа при работе двигателя в газодизельном цикле. Проведены аналитические исследования дизельного двигателя типа 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2), оснащенного разработанной системой подачи газового топлива во впускной трубопровод. В результате этих исследований установлено, что для получения наилучших показателей дизельного двигателя необходимо ограничить подачу сжиженного углеводородного газа на уровне 30 % от подачи нефтяного дизельного топлива. Показано, что подачу газового топлива во впускной коллектор указанного двигателя в количестве 20...30 % от подачи нефтяного дизельного топлива наиболее целесообразно обеспечить на режимах с эффективной нагрузкой двигателя, соответствующей среднему эффективному давлению 0,8...1,0 МПа, при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1400...1750 мин<sup>-1</sup>.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, альтернативное топливо, сжиженный углеводородный газ, рабочий процесс, дымность отработавших газов

It is shown that one of the most promising alternative fuels for diesel engines is liquefied hydrocarbon gas — propane-butane mixtures. The article considers the problem of determining the optimal amount of liquefied hydrocarbon gas supplied to the cylinders when the engine operates in a gas-diesel cycle. Analytical studies were conducted on a 4ChN 11.0/12.5 (D-245.5S2) diesel engine equipped with a developed gas fuel supply system in the intake manifold. As a result of these studies, it was determined that in order to achieve the best performance of the diesel engine, it is necessary to limit the supply of liquefied petroleum gas to 30 % of the supply of petroleum diesel fuel. It has been shown that it is most expedient to supply gas fuel to the intake manifold of the specified engine in an amount of 20...30 % of the supply of petroleum diesel fuel at engine load conditions corresponding to an average effective pressure of 0.8...1.0 MPa, at engine crankshaft rotational speeds of 1400...1750 min<sup>-1</sup>.

**Keywords:** diesel engine, petroleum diesel fuel, alternative fuel, liquefied petroleum gas, working process, exhaust smoke

## Введение

В связи с истощением мировых запасов нефти, повышением ее стоимости на мировых рынках и необходимостью снижения токсичности отработавших газов (ОГ) транспортных двигателей проводятся многочисленные исследования по применению в двигателях внутреннего сгорания различных альтернативных топлив, способных частично или полностью заменить традиционные нефтяные топлива [1–3]. В качестве перспективных альтернативных топлив рассматриваются спирты, эфиры, растительные масла и продукты их химической переработки, а также газообразные топлива — природный газ, сжиженный углеводородный газ (сжиженный нефтяной газ), водород, аммиак и др. [4–12]. Одним из наиболее доступных и приемлемых альтернативных топлив является сжиженный углеводородный газ (СУГ) — пропан-бутановые смеси [13–16]. Этот вид альтернативного топлива отличается хорошими экологическими качествами, широко распространен и доступен для потребителя.

Основными компонентами сжиженного углеводородного газа служат пропан-бутановые фракции, получаемые при нефтедобыче и освоении газоконденсатных месторождений. При этом 60 % СУГ получают при нефтедобыче и 40 % — при нефтепереработке. Используют пропан автомобильный (ПА), пропан-бутан автомобильный (ПБА), топливо СПБТЗ (смесь пропана и бутана технических зимняя), топливо СПБТЛ (смесь пропана и бутана технических летняя), бутан технический (БТ). Показатели этих топлив, нормированные ГОСТ 20448–80

и ГОСТ 27578–87, приведены в табл. 1 и 2 [13]. Эти топлива ожижаются при сравнительно невысоком давлении (1,5...2,0 МПа, что обеспечивает возможность их хранения на борту транспортного средства в жидкой фазе. В качестве топлива для автомобилей используется СУГ, удовлетворяющий требованиям ГОСТ 27578–87 «Газы углеводородные сжиженные для автомобильного транспорта», которым предусматривается две марки СУГ:

– ПБА (пропан-бутан автомобильный), содержащий  $50 \pm 10$  % пропана ( $C_3H_8$ ), остальное — бутан ( $C_4H_{10}$ ) и другие углеводороды; применяется во всех климатических районах при температуре окружающего воздуха не ниже  $-20$  °С;

– ПА (пропан автомобильный), содержащий  $85 \pm 10$  % пропана (остальное — бутан и другие углеводороды); применяется в зимний период в тех климатических районах, где температура воздуха опускается ниже  $-20$  °С (рекомендуемый температурный интервал его применения  $-20...-35$  °С).

При организации рабочего процесса двигателя, конвертируемого на этот вид топлива, необходимо учитывать агрегатное состояние и необходимость надежного самовоспламенения рабочих смесей и их сгорания с допустимыми показателями динамики процесса сгорания. Представляется целесообразной такая организация рабочего процесса, при которой СУГ подается во впускной трубопровод двигателя вблизи от впускных клапанов каждого из цилиндров, а образующаяся в цилиндрах двигателя газозо-воздушная смесь воспламеняется от запальной дозы нефтяного дизельного топлива (ДТ). Такая организация рабочего процесса позволяет

**Таблица 1. Сжиженные газообразные топлива для автомобилей и сельскохозяйственной техники**

| Показатель                                                   | Марка топлива |             |
|--------------------------------------------------------------|---------------|-------------|
|                                                              | ПА            | ПБА         |
| Массовая доля пропана, %                                     | $90 \pm 10$   | $50 \pm 10$ |
| Суммарное количество непредельных углеводородов, %, не более | 6             | 6           |
| Давление насыщенных паров избыточное, МПа, при температуре:  |               |             |
| +45 °С, не более                                             | –             | 1,6         |
| –20 °С, не менее                                             | –             | 0,07        |
| –35 °С, не менее                                             | 0,07          | –           |
| Массовая доля серы и сернистых соединений, %, не более       | 0,01          | 0,01        |
| В том числе сероводорода, %, не более                        | 0,003         | 0,003       |

**Таблица 2. Сжиженные газообразные топлива для автомобилей и сельскохозяйственной техники**

| Показатель                                                                         | Марка топлива |       |       |
|------------------------------------------------------------------------------------|---------------|-------|-------|
|                                                                                    | СПБТЗ         | СПБТЛ | БТ    |
| Компонентный состав, % (масс.):                                                    |               |       |       |
| сумма метана, этана и этилена, не более                                            | 4,0           | 6,0   | 6,0   |
| сумма пропана и пропилена, не менее                                                | 75,0          | 34,0  | –     |
| не более                                                                           | –             | –     | 34,0  |
| сумма бутана и бутилена, не более                                                  | 20,0          | 60,0  | –     |
| не менее                                                                           | –             | –     | 60,0  |
| Жидкий остаток при 20 °С, % (об.), не более                                        | 1,0           | 2,0   | 2,0   |
| Содержание сероводорода в 100 м <sup>3</sup> , г, не более                         | 5,0           | 5,0   | 5,0   |
| Содержание общей серы, % (масс.), не более                                         | 0,015         | 0,015 | 0,015 |
| Давление насыщенных паров (избыточное), МПа:                                       |               |       |       |
| при 45 °С, не более                                                                | 1,6           | 1,6   | 1,6   |
| при –20 °С, не менее                                                               | 0,27          | –     | –     |
| <i>Примечание.</i> При 40 °С жидкий остаток во всех топливах должен отсутствовать. |               |       |       |

эффективно использовать газовое топливо этого вида в качестве добавки к основному ДТ, что в итоге положительно влияет на рабочий процесс дизельного двигателя и его эффективные и экологические показатели.

*Цель исследования* — оптимизировать подачу газового топлива во впускной трубопровод дизельного двигателя автотракторного назначения.

*Задачи исследования* — определение целесообразных доз газового топлива и нефтяного ДТ, подаваемых в цилиндры двигателя, и оценка влияния скоростных и нагрузочных режимов работы дизельного двигателя на подачи этих топлив.

### Материалы и методы

В исследовании проанализированы разработанные методы организации рабочего процесса дизельных двигателей, работающих на газовых топливах, выбрана схема системы топливоподачи таких двигателей, оптимизирована подача газового топлива во впускной трубопровод дизельного двигателя, спланированы многофакторные экспериментальные исследования этих двигателей. Проведены стендовые испытания автотракторного дизельного двигателя, оборудованного системами топливоподачи нефтяного ДТ и СУГ, теоретически проанализированы полученные результаты и определено соотношение подач нефтяного ДТ и СУГ на различных скоростных и нагрузочных режимах работы

двигателя. Теоретические расчеты, разработка конструкций систем подачи нефтяного ДТ и СУГ и их проверка их в стендовых условиях осуществлялись на основе договора о научно-техническом сотрудничестве между УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия» (г. Горки, Республика Беларусь) и ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет» (г. Киров, Россия).

### Аналитические исследования

В Белорусской государственной сельскохозяйственной академии на кафедре тракторов и автомобилей был разработан ряд оригинальных СУГ во впускной трубопровод дизельного двигателя автотракторного назначения, защищенных патентами на изобретения и полезные модели Республики Беларусь и Российской Федерации [17–25]. Одна из таких схем системы топливоподачи для дизельного двигателя представлена на рисунке [18]. Она включает штатную систему подачи ДТ с топливным насосом высокого давления (ТНВД), нагнетательными топливопроводами и дизельными форсунками, а также подсистему подачи газового топлива (СУГ) во впускной трубопровод дизельного двигателя.

Система подачи газового топлива (СУГ) в дизельный двигатель функционирует следующим образом (см. рисунок). При работе двигателя на холостых оборотах, с малой или средней нагрузкой постоянный магнит 28 отдален

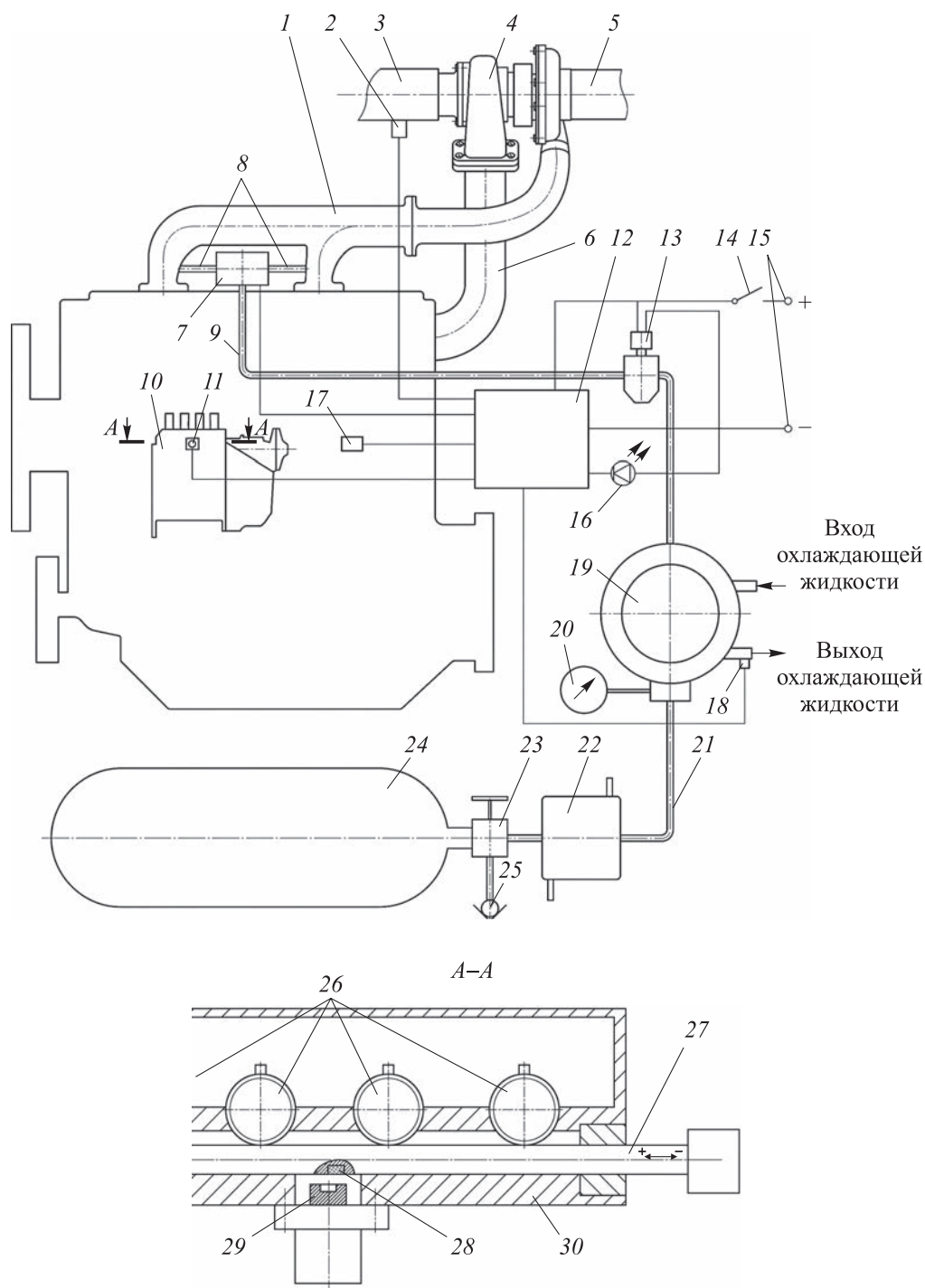


**Рис. 1.** Система подачи газового топлива в дизель:

1 — впускной трубопровод; 2 — датчик температуры ОГ; 3 — приемная труба глушителя шума; 4 — турбокомпрессор; 5 — подающая труба, соединяющаяся с воздушным фильтром; 6 — выпускной коллектор; 7 — газовая форсунка; 8 — газовый штуцер; 9 — газопровод; 10 — топливный насос; 11 — датчик Холла; 12 — электронный блок управления; 13 — электромагнитный клапан с фильтрующим элементом; 14 — выключатель; 15 — источник питания; 16 — световой индикатор; 17 — датчик аварийного давления масла; 18 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 19 — двухступенчатый газовый редуктор; 20 — манометр; 21 — газопровод; 22 — подогреватель; 23 — вентиль; 24 — источник газа; 25 — заправочное устройство; 26 — плунжеры ТНВД; 27 — дозирующая рейка; 28 — постоянный магнит; 29 — чувствительный элемент датчика Холла; 30 — корпус

от чувствительного элемента 29 датчика Холла 11, при этом электронный блок 12 не получает сигнал от датчика Холла 11 и газовая форсунка 7 не осуществляет подачу газового топлива во впускной трубопровод 1. При работе двигателя с нагрузкой, близкой к номинальной (зависит от установленного положения датчика Холла 11), или с перегрузкой постоянный магнит 28 приближен к чувствительному элементу 29 датчика Холла 11, при этом электронный блок 12 получает сигнал от датчика Холла 11 и подает управляющие импульсы газовой форсунке 7. Подача газового топлива, составляющая не более 30 %, осуществляется от источника газа 24 через вентиль 23, подогреватель 22, двухступенчатый газовый редуктор 19 и электромагнитный клапан 13 с фильтрующим элементом во впускной трубопровод 1, по газопроводу 21 высокого и пониженного 9 давления. При длительной работе двигателя с перегрузкой датчик температуры ОГ 2 посылает сигнал электронному блоку 12 о превышении температурой ОГ допустимого значения. При этом электронный блок 12 уменьшает длительность управляющих импульсов газовой форсунке 7, что приводит к снижению подачи газового топлива во впускной трубопровод 1. При запуске двигателя и прогреве подача газа не будет осуществляться до тех пор, пока электронный блок 12 получает сигналы от датчика аварийного давления масла 17, температуры ОГ 2 и температуры охлаждающей жидкости 18 о несоответствии этих параметров допустимым значениям. Подача газового топлива во впускной трубопровод 1 прекращается при падении давления в источнике 24 газа ниже давления, регулируемого двухступенчатым газовым редуктором 19, и принудительно, электромагнитным клапаном 13 с фильтрующим элементом, посредством отключения его от источника

питания 15 выключателем 14 с подтверждением светового индикатора 16, или вентилем 23.

При исследовании разработанных газовых систем питания для тракторного дизельного двигателя возникает необходимость в рациональном использовании газового топлива, подаваемого в воздушный заряд дизельного двигателя на различных режимах работы. Поскольку экспериментальные исследования на всех эксплуатационных режимах с различным количеством подаваемого газового топлива весьма трудоемки, было реализовано планирование эксперимента [26–28]. Анализ проведенных стендовых испытаний дизельного двигателя 4ЧН 11,0/12,5 позволил определить границы варьирования факторов. Для исследований выбран: рабочий диапазон частот вращения коленчатого вала  $n = 1200 \dots 1800 \text{ мин}^{-1}$ , эффективная нагрузка дизельного двигателя (среднее эффективное давление  $p_e$ ), равная  $p_e = 0,7 \dots 1,0 \text{ МПа}$ , количество подаваемого газа  $G_r = 0 \dots 30 \%$  от подачи дизельного топлива.

С целью оптимизации подачи газового топлива во впускной трубопровод дизельного двигателя и определения наилучших скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя типа 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2), обеспечивающих максимальный эффективный КПД, наибольшую экономию дизельного топлива, при наименьшей дымности ОГ, реализован план эксперимента Бокса — Бенкина второго порядка для трех факторов (табл. 3). Обработка экспериментальных данных проводилась с учетом методик, изложенных в работах [29–31].

В качестве критериев оптимизации рабочего процесса двигателя были приняты соответственно: часовой расход ДТ  $G_{\text{ДТ}} = 0,0016 \dots 0,0039 \text{ кг/с}$ ; эффективный КПД  $\eta_e = 0,3698 \dots 0,41$ , содержание (выбросы) сажи  $C_c = 0,065 \dots 0,233 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$ , в ОГ дизельного двигателя.

**Таблица 3. Факторы и уровни варьирования при реализации плана эксперимента Бокса — Бенкина второго порядка для трех факторов**

| Наименование фактора                                                                | Уровни факторов  |                   |                  |
|-------------------------------------------------------------------------------------|------------------|-------------------|------------------|
|                                                                                     | –1               | 0                 | +1               |
| Эффективная нагрузка дизельного двигателя (среднее эффективное давление) $p_e$ , Па | $0,7 \cdot 10^6$ | $0,85 \cdot 10^6$ | $1,0 \cdot 10^6$ |
| Частота вращения коленчатого вала $n$ , $\text{с}^{-1}$                             | 20               | 25                | 30               |
| Содержание газа $G_r$ , доли                                                        | 0                | 0,15              | 0,30             |

Результаты эксперимента обрабатывали с помощью пакета прикладных программ по статистической обработке данных Statgraphics 18 и Microsoft Excel. При этом модели регрессии оценивали на адекватность реальному процессу с помощью  $F$ -критерия Фишера с вероятностью  $P = 0,95$ , значимость коэффициентов регрессии оценивали  $t$ -критерием Стьюдента. После исключения незначимых членов из уравнения регрессии, получили уточненное математическое уравнение регрессии второго порядка для определения эффективного КПД дизельного двигателя:

$$\eta_e = 0,397129 + 0,0060875p_e - 0,00395n + 0,0052625G_r + 0,006475p_eG_r - 0,0122036n^2. \quad (1)$$

Анализ уравнения (1) показал, что максимальное значение эффективного КПД двигателя  $\eta_e$  составляет 0,41 при значении  $p_e = 1,0 \cdot 10^6$  Па;  $G_r = 0,30$  и  $n = 24,2$  с<sup>-1</sup>.

После реализации принятого плана эксперимента и исключения из уравнения малозначимых членов из уравнения регрессии второго порядка, получили уточненное математическое уравнение регрессии второго порядка для определения наименьшего расхода дизельного топлива  $G_{дт}$  дизельным двигателем:

$$G_{дт} = 0,0025 + 0,0004125p_e + 0,000625n - 0,0004625G_r + 0,0001p_en - 0,000075p_eG_r - 0,0001nG_r + 0,0001625G_r^2. \quad (2)$$

Анализ уравнения (2) показал, что минимальное значение  $G_{дт}$  составляет 0,0014 кг/с при  $p_e = 0,7 \cdot 10^6$  Па,  $G_r = 0,282$  и  $n = 20$  с<sup>-1</sup>.

После реализации плана эксперимента и исключения незначимых членов из уравнения регрессии второго порядка получили уточненное математическое уравнение регрессии второго

порядка для определения содержания сажи  $C_c$  в ОГ дизельного двигателя:

$$C_c = 0,101885 + 0,04725p_e - 0,0123125n - 0,0288125G_r - 0,0235p_eG_r + 0,0187019n^2 + 0,0192019G_r^2. \quad (3)$$

Анализ объемной поверхности отклика показал, что минимальное значение содержания сажи  $C_c$  в ОГ дизельного двигателя составляет 0,052 г/(кВт · ч) при значении  $p_e = 0,7 \cdot 10^6$  Па,  $G_r = 0,171$  и  $n = 26,6$  с<sup>-1</sup>.

Проверка соответствия полученных моделей (1)–(3) опытным данным с помощью  $F$ -критерия Фишера с вероятностью  $P = 0,95$  показала, что модели адекватно описывают реальный процесс. Поскольку расчетные значения  $t$ -критерия Стьюдента превышают табличное при уровне значимости 0,05, то можно заключить, что выбранные факторы являются значимыми.

Далее выполнена комплексная оптимизация по критерию  $D-optium \rightarrow 1,0$  с учетом выше полученных зависимостей (1)–(3) при условии

$$\begin{cases} \eta_e \rightarrow \max; \\ G_{дт} \rightarrow \min; \\ C_c \rightarrow \min. \end{cases} \quad (4)$$

В результате получено максимальное значение  $D-optium = 0,8$  при  $p_e = 0,88 \cdot 10^6$  Па,  $n = 23,4$  с<sup>-1</sup>,  $G_r = 0,30$ .

С помощью реализации зависимости общего критерия  $D-optium$  от  $p_e$ ,  $n$  и  $G_r$  можно эмпирически определить алгоритм регулирования подачи газа в исследуемом дизельном двигателе. Для этого был реализован план эксперимента Бокса — Бенкина второго порядка для трех факторов  $\eta_e$ ,  $G_{дт}$ ,  $C_c$ , факторы и уровни варьирования которого приведены в табл. 4.

**Таблица 4. Факторы и уровни варьирования при реализации плана эксперимента Бокса — Бенкина второго порядка для трех факторов при определении регулирования подачи газового топлива**

| Наименование фактора                    | Уровни факторов |         |        |
|-----------------------------------------|-----------------|---------|--------|
|                                         | -1              | 0       | +1     |
| Эффективный КПД $\eta_e$                | 0,3698          | 0,3904  | 0,411  |
| Часовой расход ДТ $G_{дт}$ , кг/с       | 0,0016          | 0,00275 | 0,0039 |
| Содержание сажи $C_c$ в ОГ, г/(кВт · ч) | 0,065           | 0,149   | 0,233  |

После реализации принятого плана эксперимента и исключение незначимых членов из уравнения регрессии второго порядка получили математическое уравнение регрессии второго порядка для определения уравнения регулирования подачи газа и значения критерия *D-optium*:

$$\begin{aligned} D-optium = & 0,959005 - 0,063293\eta_e^2 - \\ & - 0,0652125\eta_e G_{ДТ} - 0,0577365G_{ДТ}^2 + \\ & + 0,081487G_{ДТ}C_c. \end{aligned} \quad (5)$$

Проверка соответствия полученной модели (5) опытными данным с помощью *F*-критерия Фишера с вероятностью  $P = 0,95$  показала, что модель адекватно описывает реальный процесс. Значимость коэффициентов регрессии подтверждалась *t*-критерием Стьюдента.

На основании анализа полученных уравнений регрессии можно сказать, что наиболее оптимальный скоростной и нагрузочный режим работы дизельного двигателя типа 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) при подаче газового топлива  $G_r = 30$  % от подачи ДТ обеспечивается при  $p_e = 0,82...0,94 \cdot 10^6$  Па;  $n = 24,0...22,5$  с<sup>-1</sup>.

Анализ полученных моделей показал, что максимальные значения эффективного КПД исследуемого дизельного двигателя достигается при эффективной нагрузке (среднем эффективном давлении  $p_e$ ) в диапазоне  $p_e = 0,8...1,0$  МПа; подаче газового топлива  $G_r = 20...30$  % от подачи ДТ и частоте вращения коленчатого вала  $n = 1350...1750$  мин<sup>-1</sup>.

Наименьшее потребление дизельного топлива двигателем обеспечивается при эффективной нагрузке дизельного двигателя (среднем эффективном давлении  $p_e$ ), равной  $p_e = 0,7...0,85$  МПа, подаче газового топлива  $G_r = 24,0...28,2$  % от подачи ДТ и частоте вращения коленчатого вала  $1200...1500$  мин<sup>-1</sup>. Наименьшее содержание сажи в ОГ дизельного двигателя соответствует значению эффективной нагрузки двигателя  $p_e = 0,7...0,80$  МПа, подаче газового топлива  $G_r = 12...20$  % от ДТ и частоте вращения коленчатого  $n = 1400...1700$  мин<sup>-1</sup>.

Результаты проведенных аналитических исследований дизельного двигателя типа 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2), работающего на нефтяном ДТ с добавками сжиженного углеводородного газа, хорошо коррелируются с результатами ранее проведенных исследований, представленных в работах [32–35].

### Заключение

Показано, что одним из наиболее доступных и приемлемых альтернативных топлив для дизельных двигателей транспортного и автотракторного назначения является СУГ — пропан-бутановые смеси.

Рассмотрены схемы систем подачи газового топлива (СУГ) во впускной трубопровод дизельного двигателя автотракторного назначения, защищенных патентами на изобретения и полезными моделями Республики Беларусь и Российской Федерации.

Для снижения трудоемкости экспериментальных исследований дизельного двигателя типа 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2) было реализовано планирование эксперимента. Определены следующие границы варьирования факторов: частота вращения коленчатого вала  $n = 1200...1800$  мин<sup>-1</sup>, эффективная нагрузка (среднее эффективное давление  $p_e$ ) двигателя  $p_e = 0,7...1,0$  МПа, количество подаваемого газа  $G_r = 0...30$  % от подачи ДТ.

Стендовые испытания дизельного двигателя типа 4ЧН 11,0/12,5 (Д-245.5S2), оснащенного разработанной системой подачи альтернативного газового топлива, позволили установить, что для получения лучших показателей при добавлении СУГ во впускной трубопровод необходимо ограничить подачу СУГ на уровне до 30 % от подачи ДТ.

Установлено, что подачу газового топлива во впускной трубопровод исследуемого дизельного двигателя в количестве 20...30 % от подачи нефтяного ДТ наиболее целесообразно обеспечить в области эффективной нагрузки (среднего эффективного давления  $p_e$ ), равного  $p_e = 0,8...1,0$  МПа, при частотах вращения коленчатого вала  $n = 1400...1750$  мин<sup>-1</sup>.

## Литература

- [1] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [2] Stančin H., Mikulcic H., Wang X. et al. A Review on Alternative Fuels in Future Energy System. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, vol. 128, art. no. 109927, pp. 1–38.
- [3] Dalena F., Basile A., Rossi C. *Bioenergy systems for the future. Prospects for biofuels and biohydrogen*. Woodhead Publishing Series in Energy, 2017, 628 p.
- [4] 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.
- [5] 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, с. 94–108.
- [6] Грехов Л.В., Марков В.А. Эфиры — перспективные альтернативные моторные топлива для дизельных двигателей. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2010, № 3, с. 62–71.
- [7] Девянин С.Н., Марков В.А., Неверов В.А., Болдырев А.В. Исследование процессов впрыскивания и распыливания топлива и параметров дизельного двигателя, работающего на биотопливах. *Двигателестроение*, 2025, № 3, с. 82–101.
- [8] 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.
- [9] Ghazi A.K. *Dual-Fuel Diesel engines*. CRC Press, 2015, 315 p.
- [10] Yousefi A., Birouk M., Guo H. On the variation of the effect of natural gas fraction on dual-fuel combustion of diesel engine under low-to-high load conditions. *Frontiers in mechanical engineering*, 2020, vol. 6, art. no. 555136, pp. 1–18.
- [11] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 1. Газомоторное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 4, с. 68–77.
- [12] Максимов И.В., Синявский В.В., Шатров М.Г. Влияние размеров форсунки и формы камеры сгорания на показатели газодизеля. *Двигателестроение*, 2025, № 2, с. 51–60.
- [13] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Карташов А.Б., Буданов Р.Е. Расчетное исследование параметров поршневого двигателя, конвертированного на работу на пропан-бутановых смесях. *Двигателестроение*, 2024, № 3, с. 50–73.
- [14] Марков В.А., Чирков А.Ю., Зайченко В.М., Цыплаков А.И. Физико-химические и моторные свойства попутного нефтяного газа и возможности его использования в качестве моторного топлива для дизелей. *АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо*, 2017, т. 16, № 8, с. 339–353.
- [15] Патрахальцев Н., Медведев Е., Казначевский В. Возможности использования сжиженного нефтяного газа в качестве добавки к дизельному топливу. *АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо*, 2004, № 1, с. 5–7.
- [16] Береснев М.А., Крива В.В. Возможности использования пропана с добавками водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. *Технические науки — от теории к практике*, 2016, № 9, с. 125–129.
- [17] Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю., Короленок Д.С. Система подачи газового топлива в двигатель внутреннего сгорания на переходных режимах. Патент № 8104 Респ. Беларусь, МПК F 02M 43/00, 2012, № 2, 243 с.
- [18] Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю. Система подачи газового топлива в дизель. Патент № 8107 Респ. Беларусь, МПК F 02M 43/00, 2012, № 2, 243 с.
- [19] Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю. Система подачи газового топлива в дизель. Патент № 8351 Респ. Беларусь, МПК F 02M 43/00, 2012, № 3, 248 с.
- [20] Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю. Система подачи газообразного топлива в дизель. Патент № 9079 Респ. Беларусь, МПК F 02M 43/00, 2013, № 2, 188 с.
- [21] Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю. Электронная система впрыска газового топлива в дизель. Патент № 10060 Респ. Беларусь, МПК F 02M 43/00, 2014, № 2, 150 с.
- [22] Малышкин П.Ю., Карташевич А.Н. Адаптивная система подачи газового топлива в дизель. Патент № 9959 Респ. Беларусь, МПК F 02M 43/00, 2014, № 1, 185 с.

- [23] Плотников С.А., Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю. *Электронная система подачи газового топлива в двигатель с наддувом и охлаждением наддувочного воздуха*. Патент № 2633337 С1 РФ, МПК F02M 43/00, F02M 21/02, F02D 19/06, 2017, бюл. № 29.
- [24] Бузиков Ш.В., Плотников С.А., Малышкин П.Ю., Карташевич А.Н. *Система подачи дополнительного топлива в дизель*. Патент № 2687856 С1 РФ, МПК F02M 43/00, F02M 31/18, F02M 23/00, F02M, 2019, бюл. № 14.
- [25] Малышкин П.Ю., Карташевич А.Н. Системы подачи газового топлива в дизель. *Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии*, 2015, № 4, с. 128–136.
- [26] Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рощин П.М. *Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов*. Ленинград, Колос, 1980, 168 с.
- [27] Рогов В.А., Позняк Г.Г. *Методика и практика технических экспериментов*. Москва, Академия, 2005, 288 с.
- [28] Давыдов М.Н., Агеев Г.К., Фатыхова А.Р. Повышение эффективности прогнозирования надежности двигателей на основе планирования эксперимента. *Вестник Воронежского государственного технического университета*, 2011, т. 7, № 4, с. 62–66.
- [29] Стефановский Б.С., Скобцов Е.А., Корси Е.К. и др. *Испытания двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1972, 368 с.
- [30] Плотников С.А., Смольников М.В., Гневашев П.В., Даргель Р.С. Верификация расчетных данных определения показателей процесса сгорания в дизеле. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2024, № 5, с. 52–58.
- [31] Плотников С.А., Смольников М.В., Гневашев П.В. и др. Уточнение характеристик дизельных топлив для безмоторной оценки эксплуатационных показателей автотракторного дизеля. *Вестник Рязанского государственного агротехнологического университета им. П.А. Костычева*, 2025, т. 17, № 1, с. 164–170.
- [32] Мамедова М.Д., Васильев Ю.Н. *Транспортные двигатели на газе*. Москва, Машиностроение, 1994, 224 с.
- [33] Шкаликова В.П., Патрахальцев Н.Н. *Применение нетрадиционных топлив в дизелях*. Москва, РУДН, 1993, 64 с.
- [34] Патрахальцев Н.Н. *Повышение экономических и экологических качеств двигателей внутреннего сгорания на основе применения альтернативных топлив*. Москва, РУДН, 2008, 267 с.
- [35] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. *Применение в дизелях нетрадиционных топлив, как добавок к основному*. Москва, Изд-во «Легион-Автодата», 2014, 162 с.

## References

- [1] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [2] Stančin H., Mikulčić H., Wang X. et al. A Review on Alternative Fuels in Future Energy System. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, vol. 128, art. no. 109927, pp. 1–38.
- [3] Dalena F., Basile A., Rossi C. *Bioenergy systems for the future. Prospects for biofuels and biohydrogen*. Woodhead Publishing Series in Energy, 2017, 628 p.
- [4] Balakin A.Yu., Roslyakov A.D., Neverov V.A., Shlenov M.I. Using ethyl alcohol as the diesel engine fuel. *Engine construction*, 2023, no. 2, pp. 84–99. (In Russ.).
- [5] Balakin A.Yu., Roslyakov A.D., Valiullina O.Ye., Anisimov V.V., Val'yekho Mal'donado P.R., Shlenov M.I. Improving the efficiency of the diesel engine by replacing part of the motor fuel with ethyl alcohol. *Engine construction*, 2023, no. 3, pp. 94–108. (In Russ.).
- [6] Grekhov L.V., Markov V.A. Ethers — perspective alternative fuels for diesel engines. *Alternative fuel transport*, 2010, no. 3, pp. 62–71. (In Russ.).
- [7] Devyanin S.N., Markov V.A., Neverov V.A., Boldyrev A.V. Studying the fuel injection and spraying processes and parameters of a diesel engine running on the biofuels. *Engine construction*, 2025, no. 3, pp. 82–101. (In Russ.).
- [8] 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. *Engine construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.).
- [9] Ghazi A.K. *Dual-Fuel Diesel engines*. CRC Press, 2015, 315 p.
- [10] Yousefi A., Birouk M., Guo H. On the variation of the effect of natural gas fraction on dual-fuel combustion of diesel engine under low-to-high load conditions. *Frontiers in mechanical engineering*, 2020, vol. 6, art. no. 555136, pp. 1–18.

- [11] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector. Part 1. Gas engine fuel. *Alternative fuel transport*, 2021, no. 4, pp. 68–77. (In Russ.).
- [12] Maksimov I.V., Sinyavskiy V.V., Shatrov M.G. Injector size and combustion chamber shape influence on the gas-diesel engine performance. *Engine construction*, 2025, no. 2, pp. 51–60. (In Russ.).
- [13] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Kartashov A.B., Budanov R.Ye. Computational study of parameters of a piston engine converted to operate on the propane-butane mixtures. *Engine construction*, 2024, no. 3, pp. 50–73. (In Russ.).
- [14] Markov V.A., Chirkov A.Yu., Zaychenko V.M., Tsyplakov A.I. Physicochemical and motor properties of associated petroleum gas and its possible utilization as a motor fuel for diesel engines. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2017, vol. 16, no. 8, pp. 339–353. (In Russ.).
- [15] Patrakhal'tsev N., Medvedev Ye., Kaznachevskiy V. Possibilities of using liquefied petroleum gas as a diesel fuel additive. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2004, no. 1, pp. 5–7. (In Russ.).
- [16] Beresnev M.A., Kriva V.V. Prospects propane-hydrogen mixture as a fuel for IC engines. *Tekhnicheskiye nauki — ot teorii k praktike*, 2016, no. 9, pp. 125–129. (In Russ.).
- [17] Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu., Korolenok D.S. *Sistema podachi gazovogo topliva v dvigatel' vnutrennego sgoraniya na perekhodnykh rezhimakh* [System for supplying gas fuel to an internal combustion engine in transient modes]. Patent no. 8104 Resp. Belarus', MPK F 02M 43/00, 2012, no. 2, 243 p. (In Russ.).
- [18] Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu. *Sistema podachi gazovogo topliva v dizel'* [System for supplying gas fuel to diesel]. Patent no. 8107 Resp. Belarus', MPK F 02M 43/00, 2012, no. 2, 243 p. (In Russ.).
- [19] Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu. *Sistema podachi gazovogo topliva v dizel'* [System for supplying gas fuel to diesel]. Patent no. 8351 Resp. Belarus', MPK F 02M 43/00, 2012, no. 3, 248 p. (In Russ.).
- [20] Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu. *Sistema podachi gazoobraznogo topliva v dizel'* [System for supplying gaseous fuel to diesel]. Patent no. 9079 Resp. Belarus', MPK F 02M 43/00, 2013, no. 2, 188 p. (In Russ.).
- [21] Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu. *Elektronnaya sistema vpryska gazovogo topliva v dizel'* [Electronic system for gas fuel injection into a diesel engine]. Patent no. 10060 Resp. Belarus', MPK F 02M 43/00, 2014, no. 2, 150 p. (In Russ.).
- [22] Malyshkin P.Yu., Kartashevich A.N. *Adaptivnaya sistema podachi gazovogo topliva v dizel'* [Adaptive system for gas fuel supply to a diesel engine]. Patent no. 9959 Resp. Belarus', MPK F 02M 43/00, 2014, no. 1, 185 p. (In Russ.).
- [23] Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu. *Elektronnaya sistema podachi gazovogo topliva v dvigatel' s nadduvom i okhlazhdeniyem nadduvochnogo vozdukha* [Electronic system for gas fuel supply to a turbocharged engine with charge air cooling]. Patent no. 2633337 C1 RF, MPK F02M 43/00, F02M 21/02, F02D 19/06, 2017, bul. no. 29. (In Russ.).
- [24] Buzikov S.H., Plotnikov S.A., Malyshkin P.Yu., Kartashevich A.N. *Sistema podachi dopolnitel'nogo topliva v dizel'* [System for supplying additional fuel to diesel]. Patent no. 2687856 C1 RF, MPK F02M 43/00, F02M 31/18, F02M 23/00, F02M, 2019, bul. no. 14. (In Russ.).
- [25] Malyshkin P.Yu., Kartashevich A.N. *Sistemy podachi gazovogo topliva v dizel'*. *Vestnik Belorusskoy gosudarstvennoy sel'skokhozyaystvennoy akademii*, 2015, no. 4, pp. 128–136. (In Russ.).
- [26] Mel'nikov S.V., Aleshkin V.R., Roshchin P.M. *Planirovaniye eksperimenta v issledovaniyakh sel'skokhozyaystvennykh protsessov* [Experimental planning in agricultural process research]. Leningrad, Kolos Publ., 1980, 168 p. (In Russ.).
- [27] Rogov V.A., Poznyak G.G. *Metodika i praktika tekhnicheskikh eksperimentov* [Methodology and Practice of Technical Experiments]. Moscow, Akademiya Publ., 2005, 288 p. (In Russ.).
- [28] Davydov M.N., Ageyev G.K., Fatykhova A.R. *Povysheniye effektivnosti prognozirovaniya nadezhnosti dvigateley na osnove planirovaniya eksperimenta*. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2011, vol. 7, no. 4, pp. 62–66. (In Russ.).
- [29] Stefanovskiy B.S., Skobtsov Ye.A., Korsi Ye.K. et al. *Ispytaniya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Testing of internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1972, 368 p. (In Russ.).
- [30] Plotnikov S.A., Smol'nikov M.V., Gnevashev P.V., Dargel' R.S. Verification of the calculated data for determining the parameters of the combustion process in a diesel engine. *Alternative fuel transport*, 2024, no. 5, pp. 52–58. (In Russ.).
- [31] Plotnikov S.A., Smol'nikov M.V., Gnevashev P.V. et al. Specification of the characteristics of diesel fuels for non-motorized evaluation of the performance of tractor diesel. *Vestnik RGATU*, 2025, vol. 17, no. 1, pp. 164–170. (In Russ.).
- [32] Mamedova M.D., Vasil'yev Yu.N. *Transportnyye dvigateli na gaze* [Gas-Powered transport engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1994, 224 p. (In Russ.).

- [33] Shkalikova V.P., Patrakhal'tsev N.N. *Primeneniye netraditsionnykh topliv v dizelyakh* [Use of non-traditional fuels in diesel engines]. Moscow, RUDN Publ., 1993, 64 p. (In Russ.).
- [34] Patrakhal'tsev N.N. *Povysheniye ekonomicheskikh i ekologicheskikh kachestv dvigateley vnutrennego sgoraniya na osnove primeneniya al'ternativnykh topliv* [Improving the economic and environmental performance of internal combustion engines through the use of alternative fuels]. Moscow, RUDN Publ., 2008, 267 p. (In Russ.).
- [35] Patrakhal'tsev N.N., Savastenko A.A. *Primeneniye v dizelyakh netraditsionnykh topliv, kak dobavok k osnovnomu* [Use of non-traditional fuels as additives to the main fuel in diesel engines]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2014, 162 p. (In Russ.).

*Материалы получены редакцией 29.04.2026*

### Сведения об авторах

**Плотников Сергей Александрович** — доктор технических наук, профессор, заслуженный изобретатель Российской Федерации, профессор кафедры «Технология машиностроения», ВятГУ, Киров, Российская Федерация. E-mail: plotnikovsa@bk.ru

**Карташевич Анатолий Николаевич** — доктор технических наук, профессор, заслуженный работник образования Республики Беларусь, заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили», Белорусская ГСХА, Горки, Республика Беларусь. E-mail: kartashevich@yandex.ru

**Малышкин Павел Юрьевич** — кандидат технических наук, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания», УО «Белорусский национальный технический университет», Минск, Республика Беларусь. E-mail: pavelm36@yandex.by

**Смольников Михаил Владимирович** — кандидат технических наук, преподаватель кафедры инженерно-технического обеспечения деятельности УИС, ФКУ ДПО Кировский ИПКР ФСИН России, Киров, Российская Федерация. E-mail: mihail.mai@mail.ru

### Information about the authors

**Plotnikov Sergey Alexandrovich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Honored Inventor of the Russian Federation, Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology, Vyatka State University, Kirov, Russian Federation. E-mail: plotnikovsa@bk.ru

**Kartashevich Anatoly Nikolaevich** — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Honored Worker of Education of the Republic of Belarus, Head of the Department of Tractors and Automobiles, Belarusian State Agricultural Academy, Gorki, Republic of Belarus. E-mail: kartashevich@yandex.ru

**Malyshkin Pavel Yuryevich** — Ph. D. (Eng.), Head of the Department of Internal Combustion Engines, Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus. E-mail: pavelm36@yandex.by

**Smolnikov Mikhail Vladimirovich** — Ph. D. (Eng.), Lecturer of the Department of Engineering and Technical Support of the Penitentiary System, Kirov Institute of Advanced Training of the Federal Penitentiary Service of Russia, Kirov, Russian Federation. E-mail: mihail.mai@mail.ru

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

Плотников С.А., Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю., Смольников М.В. Расчетно-теоретические исследования работы дизеля с добавками газового топлива. *Двигателестроение*, 2026, № 2 (304), с. 90–100.

### Citation:

Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Malyshkin P.Yu., Smolnikov M.V. Calculation and theoretical research of a diesel engine with gas fuel additives. *Engine construction*, 2026, no. 2 (304), pp. 90–100. (In Russ.).

---

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

---

УДК 62-144.3

### Оценка качества ремонта двигателей зарубежных автомобилей на примере Range Rover Discovery

**А.Б. Гасанов**

Каменский технологический институт (филиал)  
Южно-Российского государственного политехнического университета (НПИ) имени М.И. Платова,  
Каменск-Шахтинский, Российская Федерация

### Assessment of the quality of engine repair of foreign cars using the example of the Range Rover Discovery

**A.B. Gasanov**

Kamensk Institute of Technology (branch)  
M.I. Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI),  
Kamensk-Shakhtinsky, Russian Federation

Значительное усложнение и разрыв логистических цепей поставок запасных частей приводит к росту спроса на оказание услуг восстановительного ремонта деталей, узлов и агрегатов двигателей внутреннего сгорания. Высокая культура производства, соблюдение требований технологического процесса и качество ремонтно-восстановительных работ в условиях предприятий автосервиса служат основой увеличения срока службы двигателей внутреннего сгорания, межремонтных пробегов. Одной из наиболее нагруженных деталей дизельных двигателей является коленчатый вал. В работе проанализированы причины выхода из строя коленчатого вала шестицилиндрового V-образного двигателя, устанавливаемого на автомобилях Range Rover Discovery. Показано, что причиной поломки коленчатого вала стало некачественное выполнение ремонтно-восстановительных работ. Из-за неудовлетворительной смазки коренных и шатунных подшипников произошел чрезмерный износ вкладышей, перегрев узлов трения и схватывание вкладышей с шейками коленчатого вала, что привело к заклиниванию двигателя и поломке коленчатого вала. Выполнена оценка качества ремонтных работ по восстановлению коленчатого вала дизельного двигателя автомобиля Range Rover Discovery.

**Ключевые слова:** коленчатый вал, вкладыш подшипника, коренная шейка, шатунная шейка, трение, износ, восстановительный ремонт двигателя, автосервис

The increasing complexity and disruption of spare parts supply chains is driving demand for refurbishment services for internal combustion engine components. Adherence to high production standards, strict process requirements, and the quality of repair work are critical for extending the service life of ICEs and the time between overhauls. The crankshaft is one of the most critically loaded components of a diesel engine. This paper analyzes the root cause of crankshaft failure in a 6-cylinder V-engine installed in a Range Rover Discovery vehicle. The analysis demonstrates that the failure was a direct consequence of substandard repair and refurbishment work. Inadequate lubrication of the main and connecting rod bearings resulted in excessive wear of the bearing shells, overheating of the friction components, and seizure of the crankshaft journals. This ultimately led to catastrophic engine seizure and total crankshaft failure. A quality assessment of the repair work performed on the crankshaft was conducted to establish the failure mechanism.

**Keywords:** crankshaft, bearings insert, root neck, connecting rod neck, friction, wear, engine repair, auto repair

## Введение

Спрос на услуги в области восстановительного ремонта двигателей зарубежных автомобилей находился на высоком уровне с момента насыщения автомобильного парка России поддержанными автомобилями из стран Европы, Азии и Америки. В последние годы он увеличился вследствие разрыва логистических цепей поставок запасных частей, увеличения их дефицита. Нормативное регулирование рынка оказания услуг технического обслуживания и ремонта автомобилей в нашей стране практически отсутствует. Зачастую ремонт и обслуживанием автомобилей занимаются неквалифицированные кадры в условиях гаражей — без необходимого оборудования и инструмента, с нарушениями технологического процесса ремонта. Количество рекламаций и обращений в суд на возмещение издержек из-за некачественного выполнения работ постоянно растет. Становятся актуальными оценка качества выполняемых ремонтных работ и исследование причин выхода из строя деталей, узлов и агрегатов автомобилей.

В предложенной работе проанализированы причины выхода из строя V-образного шестицилиндрового двигателя внутреннего сгорания (ДВС), установленного после ремонта на автомобиль Range Rover Discovery. Анализируемый дизель был восстановлен в условиях автосервисного предприятия, на которое ДВС поступил с признаками повышенного износа коренных и шатунных шеек коленчатого вала. После восстановительного ремонта двигатель заклинил на пробеге менее 100 км, в результате чего произошел излом коленчатого вала по щеке между второй коренной и шатунной шейками. Цель работы — оценить качество выполнения ремонтных работ и соответствие технологии восстановления требуемой при характерных неисправностях, установить причины поломки коленчатого вала.

## Оценка качества выполнения ремонтных работ по восстановлению коленчатого вала

Исследуемый дизель оснащен неполноопорным коленчатым валом с четырьмя коренными и шестью шатунными шейками. Такие валы проектируют в основном для уменьшения габаритных размеров ДВС. Неполноопорный коленчатый

вал имеет меньшую жесткость по сравнению с полноопорной конструкцией, что влияет на нагруженность вала и характеристики крутильных колебаний валопровода [1, 2]. Крутильная податливость (величина, обратная крутильной жесткости) у таких валов, соответственно, выше, что приводит к увеличению амплитуды колебаний. Однако крутильные колебания вряд ли могли стать причиной поломки вала в рассматриваемом случае, поскольку при проектировании выполняется расчет валопровода с учетом дополнительной нагрузки от крутильных колебаний. Особенность шестицилиндровых V-образных двигателей с углом развала  $90^\circ$  заключается в невозможности обеспечить равномерность вспышек в цилиндрах — рабочие ходы в цилиндрах чередуются через  $90^\circ$  и  $150^\circ$  поворота коленчатого вала при его традиционной конструкции, хотя она позволяет уравновесить силы инерции 1-го порядка без применения дополнительных валов с противовесами. Для равномерного чередования вспышек в современных двигателях применяют коленчатый вал сложной конструкции со сдвоенными шатунными шейками, смещенными друг относительно друга, и промежуточной щекой между ними (рис. 1). Анализ уравновешенности таких двигателей и механизм уравнивания подробно рассмотрен в [3, 4].

Исследуемый коленчатый вал имеет подобную конструкцию. Ее недостатками являются сложность технологического процесса изготовления, уменьшение крутильной жесткости,



Рис. 1. Общий вид исследуемого коленчатого вала

необходимость применения специальных методов расчета на прочность и по дополнительным нагрузкам с учетом крутильных колебаний. Основными причинами поломки таких валов могут быть усталостные разрушения [5], однако в рассматриваемом случае поломка произошла при незначительном пробеге после замены вала, что свидетельствует о другой причине выхода из строя [6]. К таковым относятся неудовлетворительная организация смазки в двигателе, реже — длительная работа двигателя на максимальных оборотах. Основные дефекты — задир шеек, сопровождаемые увеличением зазора в подшипнике, износом рабочих поверхностей с глубокими кольцевыми рисками, реже — перегрев и расплавление вкладышей [5]. Отметим, что исследуемый коленчатый вал имеет галтели в переходе от шейки к щеке, которые способствуют уменьшению концентрации напряжений. При наличии галтели эпюра напряжений более равномерна и не имеет резких всплесков напряжений. Завод — изготовитель дизеля не рекомендует использовать различные методы восстановления коленчатого вала, рассмотренные авторами [7], руководствуясь сомнениями о соблюдении технологии выполнения ремонтных работ [5].

Поломка коленчатого вала произошла на участке между второй шатунной и следующей коренной шейками на переходе от шатунной шейки к щеке (рис. 2).

Макроструктурный анализ коренных и шатунных подшипников (вкладышей) показывает, что имеются явные признаки сухого или



Рис. 2. Дислокация излома коленчатого вала

граничного трения (рис. 3). Шатунные шейки и щеки, прилегающие к ним в области поломки, имеют характерные перегреву цвета побежалости (рис. 4, а, б). Коренной вкладыш (рис. 3, а) имеет многочисленные задиры и оплавления из-за локального перегрева, причем указанные дефекты распределены неравномерно по ширине, что может свидетельствовать о некачественной сборке узла с перекосом. Шатунные вкладыши (рис. 3, б) также имеют следы сухого трения и значительного абразивного износа, задиры, борозд и оплавления, антифрикционный поверхностный рабочий слой шатунных вкладышей из баббита изношен и полностью отсутствует (красный цвет на рис. 3, б свидетельствует об износе промежуточного слоя вкладыша).

Особенности смазки узлов трения коленчатого вала, анализ причин и последствий отказов показаны авторами [8–10]. Коренные и шатунные подшипники коленчатого вала относятся к узлам, смазываемым под давлением. Масло к коренным подшипникам подается через отверстия во вкладышах и в блоке цилиндров. Коренные подшипники имеют канавки для подачи масла в полость коренной шейки коленчатого вала. Далее масло через отверстия в щеках коленчатого вала поступает к шатунным подшипникам. Таким образом, принудительная смазка под давлением коренных и шатунных шеек способствует сохранению постоянной масляной пленки на поверхности трения. Кроме смазывания поверхностей трения масло выполняет функцию отвода теплоты и продуктов износа от зоны трения.

При отсутствии или недостаточном количестве смазки в узле трения наблюдается граничное или сухое трение, которое сопровождается катастрофическим износом и перегревом трущихся поверхностей (вкладышей и шеек коленчатого вала) [11, 12], что в итоге приводит к схватыванию поверхностей трения и заклиниванию коленчатого вала.

Для исследования влияния качества моторного масла на выход из строя коленчатого вала была выполнена экспертиза масла рассматриваемого дизеля в испытательной лаборатории нефтепродуктов, которая свидетельствует о соответствии основных показателей заявленным заводом-изготовителем.

Оценка качества выполнения ремонтных работ и соблюдения технологии восстановле-

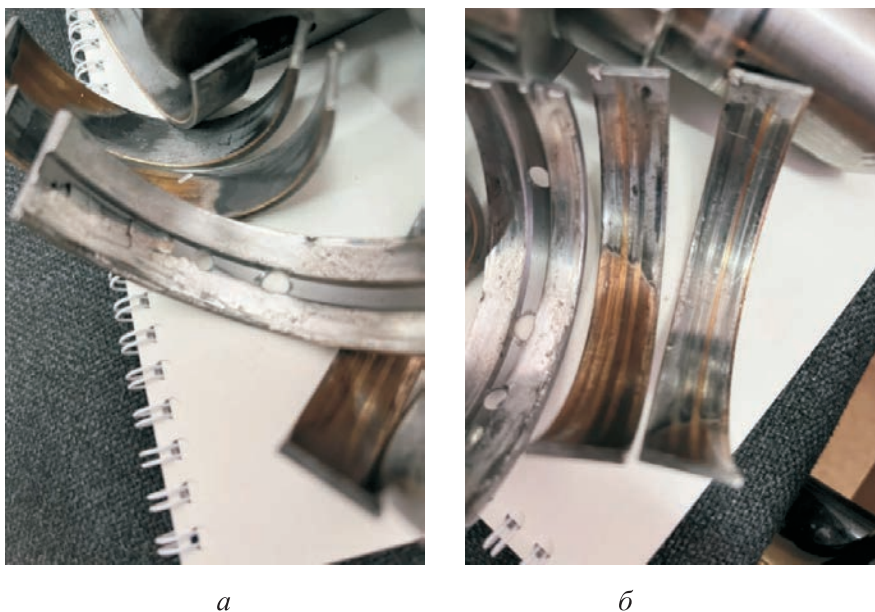


**Рис. 3.** Состояние коренного (а) и шатунных (б) подшипников (вкладышей)

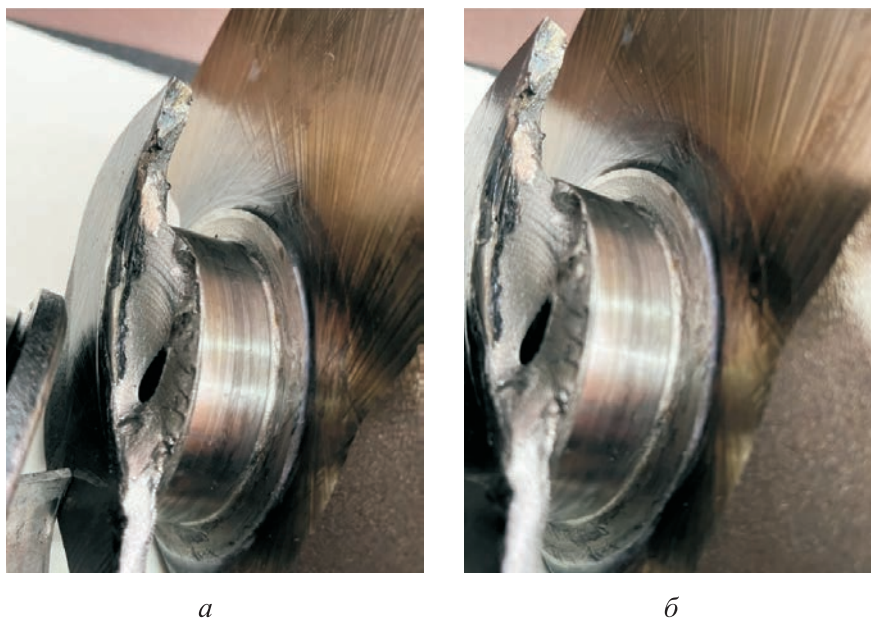


**Рис. 4.** Следы перегрева шатунной шейки (а) и щеки (б)

ния работоспособности дизельного двигателя проводилась по контрольным замерам размеров шеек коленчатого вала с учетом рекомендаций [13–15]. Размеры (диаметры, мм) коренных

и шатунных шеек в двух взаимно перпендикулярных плоскостях приведены ниже (здесь 1к — первая коренная шейка, 1ш — первая шатунная шейка и т. д.):

| 1к    | 1ш    | 2ш    | 2к    | 3ш    | 4ш    | 3к    | 5ш    | 6ш    | 4к    |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 69,74 | 62,89 | 62,87 | 69,75 | 62,89 | 62,87 | 69,73 | 62,89 | 62,85 | 69,75 |
| 69,75 | 62,88 | 62,87 | 69,74 | 62,88 | 62,87 | 69,72 | 62,88 | 62,86 | 69,74 |

Размеры коренных шеек коленчатого вала меньше номинала на 0,25...0,28 мм (номинальный размер завода-изготовителя 70 минус 0,01, т. е. 69,99 мм). Это может свидетельствовать о шли-фовке коренных шеек под ремонтный размер, хотя завод-изготовитель не рекомендует обрабатывать шейки коленчатого вала под ремонтный размер. Установка на ремонтном предприятии восстановленного коленчатого вала является нарушением технологического процесса ремонта дизеля автомобиля Range Rover Discovery.

Размеры шатунных шеек меньше номинала на 0,10...0,13 мм (см. выше): номинальный размер завода-изготовителя 63 минус 0,01 мм, т. е. 62,99 мм. Уменьшение размера могло произойти из-за износа в результате работы двигателя при недостатке смазки.

При обработке коленчатого вала под ремонтный размер маслоподводящие каналы могут засориться, в результате чего ухудшится смазка узлов трения. При опрессовке и продувке маслоподводящих каналов частей исследуемого вала обнаружено падение давления с одной

стороны поломки и выделение грязи из другой части вала.

### Заключение

По результатам исследования можно сделать следующие основные выводы.

1. Одной из наиболее нагруженных деталей дизельных двигателей является коленчатый вал. В работе выполнен анализ причин выхода из строя коленчатого вала шестицилиндрового V-образного двигателя, устанавливаемого на автомобилях Range Rover Discovery.

2. Причиной поломки коленчатого вала является нарушение условий смазки коренных и шатунных подшипников. Из-за масляного голодания произошел чрезмерный износ вкладышей, перегрев узлов трения (коренных и шатунных подшипников) и схватывание вкладышей с шейками коленчатого вала. В результате заклинивания коленчатый вал сломался.

Таким образом, ремонтные работы по восстановлению коленчатого вала дизельного двигателя автомобиля Range Rover Discovery не были выполнены с надлежащим качеством.

### Литература

- [1] Михайлов М.Ю. Расчет выносливости коленчатого вала 6-ти цилиндрового V-образного поршневого двигателя со смещенными шатунными шейками. *Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация*, 2017, № 2, с. 13–28. <https://doi.org/10.24108/aplts.0217.0000061>
- [2] Минасян М.А., Лэ Хи Ха, Минасян А.М. Экспериментальное определение крутильной податливости коленчатого вала двигателя 2Ч 8,5/11. *Труды Крыловского государственного научного центра*, 2021, № S1, с. 64–65. <https://doi.org/10.24937/2542-2324-2021-1-S-I-64-65>
- [3] Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский П.Р., Чайнов Н.Д. Уравновешивание v-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек. *Грузовик*, 2016, № 6, с. 14–20.
- [4] Синёв А.В. Механизм уравновешивания шестицилиндрового двигателя внутреннего сгорания. Патент № 2438025 РФ, МПК F02B 75/06 (2006/01), 2011, Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, 4 с.
- [5] Распространенные проблемы Discovery 3 и Discovery 4, влияющие на работоспособность двигателя, и их предупреждение. URL: <https://lr-west.ru/neispravnosti/prichiny-iz-za-kotorykh-mozhno-ubit-dizelnyj-dvigatel-na-discovery-3-i-discovery-4-i-kotorye-mozhno-predupredit> (дата обращения 22.05.2025).
- [6] Гутиева Н.А., Султанова Л.М. Исследования влияния частоты вращения, среднего индикаторного давления, максимального давления сгорания и числа цилиндров на неравномерность хода и крутящего момента рядных и V-образных двигателей. *Вестник ДГТУ. Технические науки*, 2009, № 15, с. 66–76.
- [7] Токликишвили А.Г. Восстановление коленчатых валов судовых среднеоборотных дизелей. *Вологодские чтения*, 2010, № 78, с. 174–176.
- [8] Леонтьев Л.Б., Шапкин Н.П., Макаров В.Н. и др. Влияние температуры смазки и состава модифицирующего материала для упрочнения шеек коленчатого вала на триботехнические свойства подшипников скольжения дизеля. *Международный научно-исследовательский журнал*, 2013, № 12 (19), с. 103–105. EDN: RTFHSX

- [9] Леонтьев Л.Б., Надежкин А.В., Макаров В.Н., Токликишвили А.Г. Анализ функционирования трибосистемы «шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника – смазка» судовых среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2013, № 2 (252), с. 41–47.
- [10] Леонтьев Л.Б., Леонтьев А.Л., Макаров В.М. Анализ видов, причин и последствий отказов подшипников коленчатых валов судовых среднеоборотных дизелей. *Фундаментальные исследования*, 2015, № 12 (2), с. 283–287. URL: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=39406> (дата обращения 22.05.2025).
- [11] Гасанов Б.Г., Гасанов А.Б. Антифрикционные порошковые материалы для подшипников скольжения дизелей. *Двигателестроение*, 2000, № 3, с. 31–32.
- [12] Гасанов Б.Г., Гасанов А.Б. Теоретические основы и особенности технологии формования биметаллических втулок антифрикционного назначения для узлов трения двигателей. *Двигателестроение*, 2000, № 4, с. 37–38.
- [13] Гасанов А.Б. Васильев М.Ю. Акустические методы анализа работы ДВС. *Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств. VI Междунар. науч.-техн. конф.: матер.* Пенза, ПГУАС, 2010, ч. 1, с. 100–103.
- [14] Крашенинников С.В. Современные подходы к диагностированию дизельных двигателей внутреннего сгорания. *Вестник НГПУ*, 2013, № 2 (12). URL: <http://sciforedu.ru/article/309> (дата обращения 22.05.2025).
- [15] Буравцев С.К. О состоянии характеристик коленчатых валов и их влияния на показатели двигателей. *Двигателестроение*, 2006, № 1, с. 38–42.

## References

- [1] Mikhailov M.Yu. Calculating endurance of the V6 piston engine crankshaft with offset connecting rod journals. *Machines and plants: design and exploiting*, 2017, no. 2, pp. 13–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.24108/aplts.0217.0000061>
- [2] Minasyan M.A., Le Huy Ha, Minasyan A.M. Experimental determination of the torsional compliance of the crankshaft of the engine 2CH8.5/11. *Transactions of the Krylov State Research Centre*, 2021, special edition 1, pp. 64–65. (In Russ.). <https://doi.org/10.24937/2542-2324-2021-1-S-I-64-65>
- [3] Vallejo Maldonado P.R., Runovsky K.S., Chainov N.D. Balancing of six-cylinder four-cycle V-engine with included angle of cylinders equal to 90° and uniform order flashes. *Gruzovik*, 2016, no. 6, pp. 14–20. (In Russ.).
- [4] Sinev A.V. *Mekhanizm uravnoveshivaniya shestitsilindrovogo dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Balancing mechanism of a six-cylinder internal combustion engine]. Patent no. 2438025 RF, MPK F02B 75/06 (2006/01), 2011, Institut mashinovedeniya im. A.A. Blagonravova RAN, 4 p. (In Russ.).
- [5] *Rasprostranennyye problemy Discovery 3 i Discovery 4, vliyayushchiye na rabotosposobnost' dvigatelya, i ikh preduprezhdeniye* [Common problems with the Discovery 3 and Discovery 4 that affect engine performance and how to prevent them]. Available at: <https://lr-west.ru/neispravnosti/prichiny-iz-zakotorykh-mozhno-ubit-dizelnyj-dvigatel-na-discovery-3-i-discovery-4-i-kotorye-mozhno-predupredit> (accessed May 22, 2025).
- [6] Gutiyeva N.A., Sultanova L.M. Researches of influency of rotation, average display pressure, the maximal pressure of combustion and number of cylinders non-uniformity of a course both twisting moment Vshaped engines. *Vestnik DGTU. Tekhnicheskiye nauki*, 2009, no. 15, pp. 66–76. (In Russ.).
- [7] Toklikishvili A.G. Restoration of crankshafts of marine medium-speed diesel engines. *Vologdinskiye chteniya*, 2010, no. 78, pp. 174–176. (In Russ.).
- [8] Leontev L.B., Shapkin N.P., Makarov V.N., Toklikishvili A.G. The influence of the temperature of the lubricant and the composition of modifying material for hardening of the necks of the crankshaft on the tribological behavior of the bearings, diesel. *Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal*, 2013, no. 12 (19), pp. 103–105. (In Russ.). EDN: RTFHSX
- [9] Leontyev L.B., Nadezhkin A.V., Makarov V.N., Toklikishvili A.G. Functional analysis of “crankshaft journal – bearing liner – lube oil system of marine medium speed diesel engine” tribosystem. *Engines construction*, 2013, no. 2 (252), pp. 41–47. (In Russ.).
- [10] Leont'yev L.B., Leont'yev A.L., Makarov V.M. Analysis of causes and consequences of bearing failure cranked shafts of marine medium-speed diesels. *Fundamental research*, 2015, no. 12 (part 2), pp. 283–287. (In Russ.). Available at: <https://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=39406> (accessed May 22, 2025).

- [11] Gasanov B.G., Gasanov A.B. Anti-friction powdered materials for engine sleeve bearing. *Engines construction*, 2000, no. 3, pp. 31–32. (In Russ.).
- [12] Gasanov B.G., Gasanov A.B. Theory and technologies of bimetal friction proof bushings for engine friction pair. *Engines construction*, 2000, no. 4, pp. 37–38. (In Russ.).
- [13] Gasanov A.B., Vasil'yev M.Yu. Akusticheskiye metody analiza raboty DVS. Problemy kachestva i ekspluatatsii avtotransportnykh sredstv. VI *Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.: mater.* [VI International Scientific and Technical Conference: Proc.]. Penza, PGUAS Publ., 2010, pt. 1, pp. 100–103. (In Russ.).
- [14] Krashenninikov C.V. Modern approaches to diagnosing of diesel internal combustion engines. *Science for Education Today*, 2013, no. 2 (12). Available at: <http://sciforedu.ru/article/309> (accessed May 22, 2025).
- [15] Buravtsev S.K. Post-repair crankshaft conditions and their influence on engine performance. *Engines construction*, 2006, no. 1, pp. 38–42. (In Russ.).

*Материалы получены редакцией 25.05.2026*

### Сведения об авторе

**Гасанов Абакар Багаудинович** — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой техники и технологии, Каменский технологический институт (филиал) Южно-Российского государственного политехнического университета (НПИ) имени М.И. Платова, Каменск-Шахтинский, Российская Федерация. SPIN-код: 8610-5505; ORCID: 0000-0003-3567-9589; WoS Researcher ID: AAB-4021-2021. E-mail: gab2002@mail.ru

### Information about the author

**Gasanov Abakar Bagaudinovich** — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Head of Department of Engineering and Technology, Kamensk Institute of Technology (branch) M.I. Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Kamensk-Shakhtinsky, Russian Federation. SPIN-code: 8610-5505; ORCID: 0000-0003-3567-9589; WoS Researcher ID: AAB-4021-2021. E-mail: gab2002@mail.ru

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

Гасанов А.Б. Оценка качества ремонта двигателей зарубежных автомобилей на примере Range Rover Discovery. *Двигателестроение*, 2026, № 2 (304), с. 101–107.

### Citation:

Gasanov A.B. Assessment of the quality of engine repair of foreign cars using the example of the Range Rover Discovery. *Engines construction*, 2026, no. 2 (304), pp. 101–107. (In Russ.).

## Требования к оформлению статей

1. Статьи направляются в редакцию по электронной почте. Архив материалов должен иметь формат .rar, рисунки могут находиться в одном архиве с текстом.

2. Общий объем рукописи статьи (текст + иллюстрации) должен содержать от 4 до 20 страниц листа формата А4.

3. К статье в обязательном порядке следует приложить представление от организации (факультета, НТС), экспертное заключение о возможности опубликования в открытой печати, авторское заявление на публикацию статьи.

4. Заявление должно быть подписано авторами с указанием: ФИО (полностью), ученой степени и звания, должности, числа опубликованных научных работ и области научных исследований, почтового адреса, названия организации, адреса электронной почты, номера телефона, SPIN-код ПИНЦ, Scopus Author ID, ORCID, Web of Science Researcher ID.

5. В начале рукописи статьи в левом верхнем углу указывают индекс УДК. Затем приводят остальные данные в следующем порядке: полное название статьи (на русском и английском языках); инициалы и фамилии авторов (на русском и английском языках); названия организаций; аннотация не менее 150 слов (актуальность, постановка проблемы, пути решения поставленной проблемы, результаты и выводы); ключевые слова — понятия и термины, используемые в статье (8–10 слов); текст статьи; список литературы; информация об авторах.

6. Рукопись статьи должна быть выполнена в текстовом редакторе MS Word. Текст должен быть набран через полтора интервала 14-м кеглем, шрифт Times New Roman с полями шириной 2,5 см. Абзацные отступы должны быть одинаковыми по всему тексту — 1,25 см. Кавычки (« »); скобки ([ ], ( )); тире — длинное (—) в тексте; короткое (–) в цифровом сочетании (1–5, 1996–1998 и т. д.). Нумерация страниц обязательна. В рукописи статьи необходимо сделать ссылки на таблицы, рисунки и литературные источники, приведенные в материалах. Переносы использовать автоматические (категорически запрещается использовать переносы по требованию).

7. Цветные рисунки (диаграммы, фотографии, компьютерные окна и т. п.) должны быть представлены в цвете. Все рисунки должны быть пронумерованы и снабжены подрисовочными подписями.

8. Формулы набирают в редакторе MathType, Microsoft Equation. Буквы греческого алфавита должны быть набраны прямым шрифтом; буквы русского алфавита в формулах (в том числе в индексах) — прямым, латинского — курсивом.

9. В рукописях статей следует применять Систему международных единиц (СИ). Аббревиатуры следует расшифровывать при первом упоминании их в тексте, за исключением принятых сокращений единиц измерения, физических, химических, технических и математических величин и терминов (единицы измерения приводят на русском языке).

10. Список литературы составляют в последовательности ссылок в тексте. В тексте рукописи статьи ссылки заключают в квадратные скобки. Для статей указывают: фамилию и инициалы автора, название статьи, название журнала, год, том, номер (или выпуск), номера страниц, на которых опубликована соответствующая статья. В список литературы должны входить ссылки на актуальные научные работы отечественных и зарубежных специалистов, в первую очередь статьи, опубликованные за последние 5 лет в рецензируемых (индексируемых) научных периодических изданиях. Не рекомендуется ссылаться на материалы учебников и учебных пособий, научно-популярной литературы. В списке литературы желательно указывать не менее 15 ссылок на научные статьи, при этом следует избегать необоснованного самоцитирования. Названия книг, статей, других материалов и документов, опубликованных на иностранном языке, а также фамилии их авторов должны быть приведены в оригинальной транскрипции. В литературу не должны включаться неопубликованные материалы или материалы, не находящиеся в общественном доступе. Если в источник входит URL или DOI, автору следует проверить корректность их написания и доступность ресурса по ссылке.

11. Редакция сообщает автору о получении материалов статьи. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике журнала, отклоняются без рассмотрения. Редакция оставляет за собой право не вступать в переписку с авторами, которые не выполнили основные требования к оформлению рукописей статей. Датой поступления считается день получения редакцией окончательного текста рукописи, файлов и сопроводительных документов.

12. Рукописи, удовлетворяющие изложенным требованиям, проходят рецензирование. Решение о публикации принимается редакционной коллегией.

13. Плата за публикацию статей не взимается.