

Научная статья  
УДК 621.471, 629.971  
<https://doi.org/10.24866/2227-6858/2025-1/105-113>

## Оценка характеристик горения топлива в цилиндре судового дизеля

Сергей Павлович Глушков<sup>1</sup>, Виктор Иванович Кочергин<sup>1, ✉</sup>, Сергей Сергеевич Глушков<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск, Российская Федерация

<sup>2</sup> ООО «Мидель», Новосибирск, Российская Федерация

✉ [vkplus2011@yandex.ru](mailto:vkplus2011@yandex.ru)

**Аннотация.** Характеристики процессов горения топлива оказывают существенное влияние на внешние показатели судовых дизелей. Отсутствие пригодных для широкого применения методик анализа протекающих в цилиндрах тепловых двигателях термодинамических процессов не позволяет в полной мере раскрыть возможности модернизации и организации технического мониторинга двигателей внутреннего сгорания. Целью настоящей работы является обоснование теоретических предпосылок анализа зависимостей характеристик выделения тепла при сгорании топлива от угловой скорости коленчатого вала, основанного на анализе индикаторных диаграмм. Приведены уравнения, составляющие основу моделирования процессов горения топлива, практическое применение которого может быть полезным при проектировании и контроле технического состояния судовых двигателей. В отличие от традиционных подходов, в работе предлагается представление пространства между днищем поршня и верхней частью камеры сгорания в виде щелевого канала и моделирование термодинамических процессов в виде передаче тепла теплопроводностью и конвекцией через стенку камеры сгорания. Представлена формула, позволяющая рассчитать количество тепла, передаваемое стенкам камеры сгорания и стенкам втулки цилиндра при движении поршня и при соответствующем угле поворота коленчатого вала. Использование математических методов оценки величины теплопередачи через стенки камеры сгорания позволяет определять значения разумного соотношения между расчётной теплотой, выделяемой при сгорании, и химической энергией топлива, поступающей в цилиндр двигателя в каждом цикле, а также оценивать техническое состояние судовой энергетической установки.

**Ключевые слова:** судовой дизель, термодинамический процесс, теплопередача, горение топлива, камера сгорания

**Для цитирования:** Глушков С.П., Кочергин В.И., Глушков С.С. Оценка характеристик горения топлива в цилиндре судового дизеля // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2025. № 1(62). С. 105–113.

Original article

## Evaluation of fuel combustion characteristics in the marine diesel engine cylinder

Sergey P. Glushkov<sup>1</sup>, Victor I. Kochergin<sup>1, ✉</sup>, Sergey S. Glushkov<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Siberian Transport University, Novosibirsk, Russian Federation

<sup>2</sup> Midel LLC, Novosibirsk, Russian Federation

✉ [vkplus2011@yandex.ru](mailto:vkplus2011@yandex.ru)

**Abstract.** The characteristics of fuel combustion processes have a significant impact on the external performance of marine diesel engines. The lack of widely applicable methods for analyzing thermodynamic processes

ses occurring in the cylinders of thermal engines does not fully reveal the possibilities of modernization and organization of technical monitoring of internal combustion engines. The purpose of this work is to justify the theoretical prerequisites for the analysis of the dependence of the characteristics of heat generation during fuel combustion on the angular velocity of the crankshaft, based on the analysis of indicator charts. Equations forming the basis of fuel combustion processes modeling are presented, the practical application of which can be useful in designing and monitoring the technical condition of marine engines. In contrast to traditional approaches, the paper proposes the representation of the space between the piston bottom and the upper part of the combustion chamber in the form of a slot channel and modeling of thermodynamic processes in the form of heat transfer by heat conduction and convection through the wall of the combustion chamber. Formula allowing to calculate amount of heat transferred to walls of combustion chamber and walls of cylinder bushing at movement of piston and at corresponding angle of crankshaft turn is presented. Using mathematical methods of estimating the amount of heat transfer through the walls of the combustion chamber, it is possible to determine the values of a reasonable ratio between the calculated heat generated during combustion and the chemical energy of fuel entering the engine cylinder in each cycle, as well as to assess the technical condition of the ship's power plant.

**Keywords:** marine diesel engine, thermodynamic process, heat transfer, fuel combustion, combustion chamber  
**For citation:** Glushkov S.P., Kochergin V.I., Glushkov S.S. Evaluation of fuel combustion characteristics in the marine diesel engine cylinder. *FEFU: School of Engineering Bulletin*, 2025, no. 1(62), pp. 105–113. (In Russ.).

## Введение

Одним из ключевых процессов, в существенной степени влияющим на основные выходные характеристики двигателей внутреннего сгорания (ДВС), является горение топлива. Скорость горения топлива или топливовоздушной смеси и иные характеристики оказывают влияние не только на параметры мощности и крутящего момента ДВС, но и на величину удельного расхода топлива, характеристики теплового излучения, выбросов отработавших газов, шума и вибрации. Следовательно, необходима более точная и достоверная информация о происходящих в цилиндрах двигателей рабочих процессах. Важность её получения была признана с момента появления двигателей внутреннего сгорания. Наиболее часто для её получения используется прямая запись данных об изменении индикаторного давления, например с помощью установленного в цилиндре датчика давления. В качестве косвенного метода оценки параметров изменения давления в цилиндрах может быть использовано измерение давления масла в масляной магистрали [1].

Вычисление средней разности высокого и низкого давления в цикле позволяет определить потери энергии при работе двигателя. Не менее важным является на основе динамического анализа индикаторных диаграмм получение данных о расходе тепла, выделяемого при сгорании топлива, скорости горения и средней температуре газов на единицу площади, поскольку мощностные, экономические и экологические показатели двигателя определяются интенсивностью процессов сгорания и тепловыделения в цилиндре. Особенно актуальным проведение исследований в данной области знаний представляется при переводе судовых ДВС на альтернативные виды топлива [2, 3].

Возможности для совершенствования методов контроля индикаторных показателей энергетических установок возросли по мере внедрения цифровых вычислительных машин в моделирование и расчёт параметров рабочих циклов ДВС. Это позволило значительно повысить точность измерений во всём диапазоне оборотов коленчатого вала и перейти к разработке и практическому применению автоматизированных методов анализа индикаторных диаграмм [4, 5, 6, 7]. Экспериментальное получение достоверной информации об индикаторных показателях работы ДВС и, в особенности, о тепловых характеристиках рабочих процессов в эксплуатационных условиях зачастую является сложно реализуемой процедурой, поэтому в качестве функционального диагностирования технического состояния энергетических установок может использоваться и контроль теплового состояния на основе термометрирования наружных поверхностей двигателя [8].

Упрощённый подход к анализу термодинамических процессов, протекающих в тепловых двигателях, не позволяет в полной мере раскрыть физическую природу процессов преоб-

разования энергии и может являться причиной принятия неверных технических решений при модернизации двигателей внутреннего сгорания [9]. Целью настоящей работы является обоснование теоретических предпосылок анализа зависимостей характеристик горения топлива от угловой скорости коленчатого вала и качества используемого топлива для разработки методов проектирования и контроля технического состояния судовых дизелей.

### Анализ термодинамических процессов в цилиндре дизельного двигателя

Камеру сгорания двигателя внутреннего сгорания можно схематично представить как замкнутую термодинамическую систему. Методика научных исследований, необходимых для достижения поставленной цели, основывается на известных положениях теплотехники и термодинамики [10, 11, 12]. Для замкнутой термодинамической системы отдельного цилиндра дизельного двигателя запишем выражение первого закона термодинамики:

$$\frac{dE}{dt} = dQ - p \frac{dV}{dt}, \quad (1)$$

где  $dQ$  – количество энергии, передаваемой в виде тепла в единицу времени (скорость теплопередачи);  $\frac{dE}{dt}$  – величина элементарного изменения внутренней энергии цилиндрического заряда;  $E$  – уровень общей энергии системы;  $p \frac{dV}{dt}$  – направленная на поршень элементарная механическая работа.

В рассматриваемой системе существует несколько тепловых взаимодействий, поэтому общая величина тепловой энергии  $dQ$  в системе складывается из следующих основных составляющих: энергии, выделяемой при сгорании топлива  $dQ_f$ ; энергии, переданной на стенки цилиндра  $dQ_w$ , и энергии, переданной в систему потоком массы газа через границы. Кроме того, следует учитывать энтальпию  $H = \sum h_i dm_i$ , где  $h_i$  являются показателями удельной энтальпии, а  $dm_i$  – потоками элементарной массы. Таким образом, количество энергии, передаваемой в виде тепла в единицу времени, оценивается выражением:

$$dQ = dQ_f - dQ_w + \sum h_i dm_i. \quad (2)$$

Для неоднородных состояний полная внутренняя энергия системы определяется путём интегрирования удельной внутренней энергии  $u$  по всем элементам массы  $m$  при условии, что  $dm = \rho dV$ . Изменение внутренней энергии  $dU$  равняется:

$$dU = d(mu) - mdu + udm. \quad (3)$$

Подставив уравнения (2) и (3) в выражение (1), выразим энергию, выделяемую при сгорании топлива в цилиндре судового ДВС:

$$dQ_f = mdu + \rho dV + udm - \sum h_i dm_i + dQ_w. \quad (4)$$

При впрыске топлива под высоким давлением в конце такта сжатия в период времени, когда потоки газов через закрытые впускные и выпускные клапаны отсутствуют, величина элементарного изменения массы системы  $dm$  в уравнении (4) может быть определена следующим образом:

$$dm = dm_f - dm_{cr}, \quad (5)$$

где  $dm_f$  – общая масса газовой среды; а  $dm_{cr}$  – потоки в область щелевого зазора в клапанном механизме.

Энергия  $H$ , поступающая или покидающая систему с массовыми потоками, будет равна

$$\sum h_i dm_i = h_f - h dm_i. \quad (6)$$

Так как при полной нагрузке судового дизеля увеличение заряда в цилиндре может составлять всего лишь несколько процентов, то по сравнению с теплотворной способностью поступающего в цилиндр топлива  $H_f$  его тепловая энтальпия достаточно мала ( $h_f \sim 0$ ), что позволяет пренебречь её величиной. Подставив формулы (5) и (6) в уравнение (4) и выразив выделяемую при сгорании топлива энергию через угол поворота коленчатого вала  $\varphi$ , получим:

$$dQ_f = mdu + \rho dV + udm_f - (h - u)dm_{cr} + dQ_w; \quad (7)$$

$$\frac{dQ_f}{d\varphi} = m \frac{du}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} + u \frac{dm_f}{d\varphi} - (h - u) \frac{dm_{cr}}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi}. \quad (8)$$

Поскольку изменения газовой среды происходят по закону Клапейрона ( $pV = mRT$ ), где  $R$  – универсальная газовая постоянная, а  $T$  – температура, проведём ряд преобразований и свяжем данные изменения с углом поворота коленчатого вала:

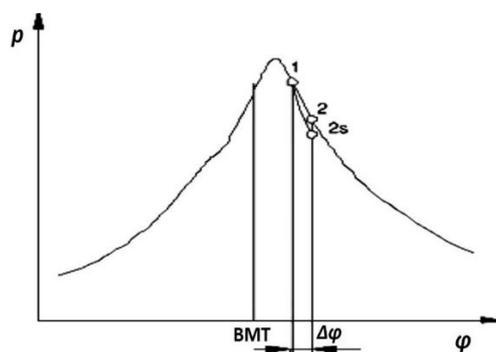
$$\frac{1}{p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} + \frac{1}{R} \frac{dR}{d\varphi} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\varphi}. \quad (9)$$

Известно, что термодинамические свойства газа в цилиндре зависят от давления, температуры и состава газовой смеси (топливовоздушная смесь или чистый воздух плюс остаточные газы), который как до сгорания топлива, так и после его завершения зависит не только от качества применяемого топлива, но и от величины коэффициента расхода воздуха  $\lambda$ . Следовательно,  $u = u(p, T, \lambda)$  и  $R = R(p, T, \lambda)$ . Это означает, что применительно к термодинамическим свойствам рабочего тела газовый состав в камере сгорания дизеля во многом определяется функцией коэффициента расхода воздуха  $\lambda$ .

Уравнение (8) после подстановки в него выражения (9) может быть решено численными методами, что в итоге позволит оценить скорость выделения тепла при сгорании топлива. В случае применения простой модели состав продуктов сгорания может оцениваться с помощью стехиометрических уравнений. Более совершенные модели должны учитывать кинетику химического равновесия или химических реакций и распределение продуктов сгорания, но при этом требуется обеспечить соответствие моделей термодинамических свойств рабочей жидкости и удельной энергии, переданной на стенки цилиндра  $dQ_w/d\varphi$ . Достаточно точная, но простая модель в этом случае основана на рассмотрении целевого объёма, в котором газ находится под тем же давлением, что и в камере сгорания, но при другой температуре, соответствующей температуре стенки. Передачу тепла стенкам камеры сгорания можно смоделировать, используя хорошо известное уравнение конвективного теплообмена Ньютона – Рихмана либо иными способами.

### Результаты исследований

Современные датчики угла поворота коленчатого вала позволяют точно определять угловое приращение коленчатого вала. Полученные значения связи угла поворота коленчатого вала ДВС с данными о давлении с индикаторных диаграмм (или же полученными другими способами) могут быть легко преобразованы в график  $p=f(\varphi)$ . Пример записи индикаторной диаграммы представлен на рис. 1.



**Рис. 1. Пример записи индикаторной диаграммы**

Fig. 1. Example of indicator chart entry

В данной работе предлагается представление пространства между днищем поршня и верхней частью камеры сгорания в виде заполненного текучей газовой средой щелевого канала. В инженерных расчётах при использовании данного подхода термодинамические процессы обычно моделируются передачей тепла теплопроводностью и конвекцией через плоскую стенку. В нашем случае применительно к движению поршня ДВС в цилиндре учёт увели-

чения теплового потока через щелевой канал выполняется с учётом движения флюида в щели. При сгорании топлива в интервале времени, соответствующем углу поворота коленчатого вала ДВС на угол  $\varphi$ , изменение состояния газа происходит от точки 1 до точки 2 (рис. 1), при этом выделяется определённое количество химической энергии  $\Delta Q_f$ , которая частично передаётся рабочему телу, представляя собой чистый отвод тепла  $\Delta Q_n$ , а часть тепла  $\Delta Q_w$  отводится в щель:

$$\Delta Q_f = \Delta Q_n + \Delta Q_w. \quad (10)$$

В реальном термодинамическом процессе при горении топлива в диапазоне от точки 1 до точки 2 (рис. 1) процесс сгорания разделяется на два этапа. Первый этап – это адиабатическое изоэнтропийное расширение без передачи тепла газу (от точки 1 до точки 2s или, по-иному, от объёма  $V_1$  до достижения объёма  $V_2$ ). Затем, на втором этапе, сгорание происходит при постоянном объёме ( $V_2 = \text{const}$ ) с выделением дополнительного тепла. Необходимые значения параметров процесса сгорания топлива в характерных точках 1, 2s и 2 могут быть получены при использовании известных законов термодинамики и уравнений, характеризующих изменение изоэнтропийного состояния. В итоге количество тепла, выделяющегося при сгорании и передаваемого газу между точками 1 и 2, определяется следующим образом:

$$\Delta Q_n = c_V \frac{V_2}{R} \left[ p_2 - p_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k \right], \quad (11)$$

где  $c_V$  – мгновенная удельная теплоёмкость газовой смеси в камере сгорания при постоянном объёме, зависящая от величины  $\lambda$ .

В процессе горения топлива содержимое камеры сгорания можно рассматривать как смесь несгоревшего газа и продуктов сгорания. Величину газовой постоянной продуктов сгорания  $R_{cg}$  для судовых дизелей можно рассчитать, используя следующее уравнение:

$$R_{cg} = 290,65 - 0,5\lambda. \quad (12)$$

Величина газовой постоянной смеси газов в камере сгорания рассчитывается по соотношению:

$$R = \left( 1 - \frac{Q_f}{Q_{f0}} \right) R_1 + \frac{Q_f}{Q_{f0}} R_{cg}, \quad (13)$$

где  $R_1 = 287$  Дж/кг·К – газовая постоянная потока несгоревшего газа для дизельных ДВС.

Скорость конвективной теплопередачи к стенкам камеры сгорания может быть определена с учётом общего соотношения:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_w F_w (T - T_w), \quad (14)$$

где  $\alpha_w$  – усреднённый по площади поверхности камеры сгорания дизеля коэффициент теплопередачи;  $F_w$  – суммарная площадь поверхности камеры сгорания;  $T$  – величина средней температуры газовой смеси;  $T_w$  – средняя температура стенки камеры сгорания.

При анализе процессов теплопередачи к стенкам камеры сгорания предпочтительным является раздельное рассмотрение процессов, происходящих на различных характерных участках поверхности её стенок, так как они могут иметь существенные отличия температурных режимов. За величину коэффициента теплопередачи следует принять среднее значение для всей камеры сгорания по причине отсутствия точных данных по различным частям её поверхности:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_w \sum_i F_{wi} (T - T_{wi}). \quad (15)$$

Обычно в качестве  $i$ -х элементов в выражении (24) рассматриваются головка поршня, головка блока цилиндров и гильза цилиндровой втулки, при этом гильза цилиндра в соответствии с движением поршня имеет переменную площадь поверхности, что приводит к существенному изменению температуры от верхней до нижней её части. В результате количество тепла, передаваемое стенкам камеры сгорания и стенкам цилиндровой втулки при движении поршня между последовательными точками 1 и 2 при соответствующем угле поворота коленчатого вала, рассчитывается по следующей формуле:

$$\Delta Q_w = [\alpha_w \Sigma_i F_{wi} (T - T_{wi})] \Delta t = [\alpha_w \Sigma_i F_{wi} (T - T_{wi})] \frac{\Delta \varphi}{6n}, \tag{16}$$

где  $\Delta \varphi$  – угловое приращение при  $n$  оборотах коленвала.

При определении коэффициента теплопередачи могут использоваться различные модели, например:

$$\alpha_w = 0,013 V^{-0,06} p^{0,8} T^{0,4} (v_{\text{п}} + 1,4)^{0,8}, \tag{17}$$

где  $v_{\text{п}}$  – средняя скорость поршня.

### Обсуждение результатов

Расчёт теплоты, переданной газу  $\Delta Q_n$ , в соответствии с уравнением (11), можно оценить с помощью увеличения энтропии  $\Delta s$ , являющимся одинаковым для представленных на рис. 1 параметров реального процесса (1-2) и рассмотренного (1-2s-2):

$$\Delta s = \frac{2\Delta Q_n}{T_{2s} + T_2}, \tag{18}$$

$$\Delta Q_{1-2s-2} = \frac{T_1 - T_{2s}}{2} \Delta s = \Delta Q_n \frac{T_1 - T_{2s}}{T_{2s} + T_2}. \tag{19}$$

Текущие значения температуры могут быть найдены на основании следующего выражения:

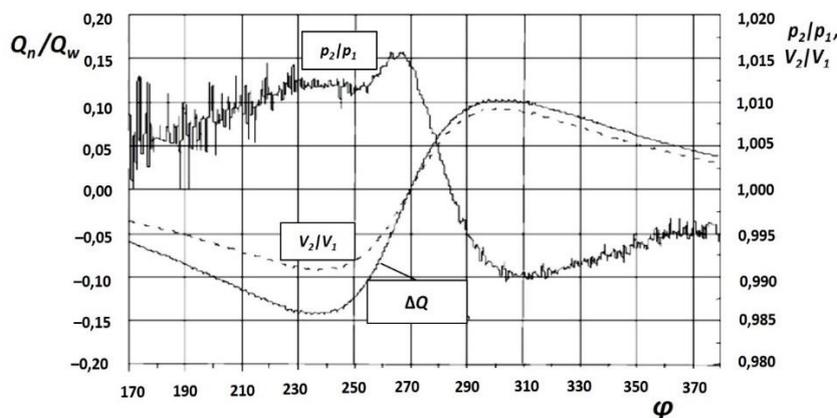
$$T_1 = \frac{\mu p_i V_i}{mR}, \tag{20}$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости газовой среды.

Если подставить выражение (20) в уравнение (19), то искомую величину количества теплоты, выделенной при повороте коленчатого вала дизеля на угол  $\varphi$ , получим в следующем выражении:

$$\Delta Q_{1-2s-2} = \Delta Q_n \frac{\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} - 1}{\frac{p_2 \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k}{p_1 \left(\frac{V_1}{V_1}\right)^k} + 1}. \tag{21}$$

Вычисленное количество тепла  $\Delta Q_n$ , выделяющегося при сгорании и передаваемого газу между точками 1 и 2, больше, чем реальное тепло, переданное газу. В этом случае разница отрицательная до положения верхней мёртвой точки поршня (ВМТ) и положительная после ВМТ, а вычисленная величина  $\Delta Q_n$  меньше, чем количество переданного газу реального тепла. Очевидно, что наиболее значимым фактором является изменение объёма между точками 1 и 2, причём чем меньше изменение объёма, тем меньше ошибка расчёта. При небольшом угловом приращении  $\Delta \varphi$  погрешность уменьшается и становится пренебрежимо малой. На рисунке 2 показан реальный пример записи изменения параметров рабочего процесса дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала судового дизеля 6ЧНСП 18/22, иллюстрирующий перспективы практического использования полученных теоретических предпосылок.



**Рис. 2. Изменение параметров рабочего процесса дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала**

Fig. 2. Change of diesel operating parameters depending on crankshaft angle

## Заключение

Использование на практике предложенного в данной работе подхода или иных моделей, к сожалению, имеет ряд ограничений. Во-первых, существуют проблемы получения адекватных экспериментальных данных и, следовательно, на практике точность оценки термодинамических характеристик рабочих процессов экспериментальными методами в некоторых случаях может быть недостаточно удовлетворительной. Во-вторых, как правило, неизвестны значения температуры на различных участках стенок камеры сгорания. Прямое измерение температуры в камере сгорания – очень ответственная и сложная задача, едва ли выполнимая при проведении обычных испытаний. Обычно сведения о температурном режиме принимаются на базе литературных данных, которые в основном относятся к максимальной температуре стенок камеры сгорания в соответствии с требованиями к оборудованию. Так как при работе судовых ДВС температура стенок камеры изменяется с увеличением скорости и наг-рузки, то на практике для контроля температуры стенок целесообразно применять косвенные термографические методы с использованием тепловизоров [8]. Учитывая всё вышесказанное, математические методы оценки величины теплопередачи, в частности через стенки камеры сгорания в конце процесса сгорания топлива, имеют решающее преимущество. Это позволяет определять адекватные значения разумного соотношения между расчётной теплотой, выделяемой при сгорании, и химической энергией топлива, поступающей в цилиндр двигателя в каждом цикле, а также оценивать техническое состояние судовой энергетической установки.

### ВКЛАД АВТОРОВ | CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

С.П. Глушков – разработка концепции и методики исследования; В.И. Кочергин – участие в разработке методики исследования, подготовка и редактирование текста; С.С. Глушков – предоставление экспериментальных данных, анализ и интерпретация результатов. Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

S.P. Glushkov – development of the study concept and methodology; V.I. Kochergin – participation in the development of the research methodology, preparation and editing of the text; S.S. Glushkov – provision of experimental data, analysis and interpretation of results. All authors reviewed the results and approved the final version of the manuscript.

### КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ | DISCLOSURE

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.  
The authors declare no conflict of interest.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Глушков С.П., Косенко Д.Ю., Кочергин В.И., Красников В.В. Влияние кинетики горения топлива на параметры неравномерности вращения судовых энергетических установок // Морские интеллектуальные технологии. 2017. № 2–2. С. 35–41.
2. Льюнг Х.К., Дорохов А.Ф., Апкаров И.А. Исследование характеристик тепловыделения судового двигателя внутреннего сгорания при дизельном и газодизельном рабочем процессе по экспериментальной индикаторной диаграмме // Вестник АГТУ. Серия «Морская техника и технология». 2014. № 1. С. 67–76.
3. Лебедев Б.О., Глушков С.П., Кочергин В.И. Особенности использования альтернативных видов топлива для судовых энергетических установок // Морские интеллектуальные технологии. 2018. № 4–4(42). С. 139–143.
4. David Svida M.Sc. Thermodynamic Analysis of Internal Combustion Engine // Recent Advances in Mechatronics. January 2007. P. 566–570. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-540-73956-2\\_11.1](https://doi.org/10.1007/978-3-540-73956-2_11.1)
5. Mauro S. Internal combustion engine heat release calculation using single-zone and CFD 3D numerical models // International Journal of Energy and Environmental Engineering. January 2007. № 9(4–6). P. 566–570. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40095-018-0265-9>
6. Ikpe A.E., Ikechukwu O. Modelling the performance characteristics of four stroke internal combustion renauld engine cycle using Matlab simulation tool // Arid Zone Journal of Engineering, Technjology and Environment. June 2022. P. 267–280.

7. Vlase S., Marin M., Elkhalfi A., Ailawalia P. Mathematical model for dynamic analysis of internal combustion engines // *Journal of Computational Applied Mechanics*. 2022. № 54(4). P. 607–622. DOI: <https://doi.org/10.22059/jcamech.2023.367595.897>
8. Кочергин В.И., Глушков С.П., Зинченко Е.С. Использование характеристик термодинамических процессов для оценки технического состояния дизельных энергетических установок // *Вестник ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова*. 2024. Т. 16, № 1. С. 141–153. DOI: <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2024-16-1-141-153>
9. Ерофеев В.Л., Жуков В.А., Пряхин А.С. Энергетический и эксергетический подходы к оценке повышения эффективности тепловых двигателей // *Вестник ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова*. 2017. Т. 9, № 5. С. 1017–1026. DOI: <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-5-1017-1026>
10. Menacer B., Bouchetara M. Thermodynamic analysis of a turbocharged diesel engine operating under steady state condition // *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2016. № 9(2). P. 573–585. DOI: <https://doi.org/10.18869/acadpub.jafm.68.225.24661>
11. Товбин Ю.К. Второе начало термодинамики, термодинамика Гиббса и времена релаксации термодинамических параметров // *Журнал физической химии*. 2021. Т. 95, № 4. С. 483–507.
12. Расторгуева О.В., Седельников Д.О. Исследование проблем теплопередачи в двигателях внутреннего сгорания опасных производственных объектов // *Вестник ПНИПУ. Безопасность и управление рисками*. 2016. № 5. С. 62–70.
13. Zak Z., Emrich M., Takats M., Macek J. In-cylinder heat transfer modelling // *MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars*. 2016. № 14(3). P. 2–10. DOI: <https://doi.org/10.1515/mecdc-2016-0009>

## REFERENCES

1. Glushkov S.P., Kosenko D.Yu., Kochergin V.I., Krasnikov V.V. Influence of fuel combustion kinetics on the parameters of uneven rotation of ship power plants. *Marine intellectual technologies*, 2017, no. 2–2, pp. 35–41. (In Russ.).
2. Lyong H.K., Dorokhov A.F., Apkarov I.A. Study of heat generation characteristics of a marine internal combustion engine during diesel and gas-diesel working process using an experimental indicator diagram. *Bulletin of ASTU. Series “Marine Engineering and Technology”*, 2014, no. 1, pp. 67–76. (In Russ.).
3. Lebedev B.O., Glushkov S.P., Kochergin V.I. Features of using alternative fuels for ship power plants. *Marine Intellectual Technologies*, 2018, no. 4–4(42), pp. 139–143. (In Russ.).
4. David Svida M.Sc. Thermodynamic Analysis of Internal Combustion Engine. *Recent Advances in Mechatronics*. January 2007. P. 566–570. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-540-73956-2\\_11.1](https://doi.org/10.1007/978-3-540-73956-2_11.1)
5. Mauro S. Internal combustion engine heat release calculation using single-zone and CFD 3D numerical models. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. January 2007. No. 9(4–6), pp. 566–570. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40095-018-0265-9>
6. Икре А.Е., Ikechukwu O. Modeling the performance characteristics of four stroke internal combustion renauld engine cycle using Matlab simulation tool. *Arid Zone Journal of Engineering, Technology and Environment*. June 2022. P. 267–280.
7. Vlase S., Marin M., Elkhalfi A., Ailawalia P. Mathematical model for dynamic analysis of internal combustion engines. *Journal of Computational Applied Mechanics*, 2022, no. 54(4), pp. 607–622. DOI: <https://doi.org/10.22059/jcamech.2023.367595.897>
8. Kochergin V.I., Glushkov S.P., Zinchenko E.S. Using the characteristics of thermodynamic processes to assess the technical condition of diesel power plants. *Bulletin of the Admiral S.O. Makarov State University of Maritime and Inland Waters*, 2024, vol. 16, no. 1, pp. 141–153. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2024-16-1-141-153>
9. Erofeev V.L., Zhukov V.A., Pryakhin A.S. Energy and exergy approaches to assessing the efficiency of heat engines. *Bulletin of the Admiral S.O. Makarov State University of Maritime and Inland Waters*, 2017, vol. 9, no. 5, pp. 1017–1026. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-5-1017-1026>
10. Menacer B., Bouchetara M. Thermodynamic analysis of a turbocharged diesel engine operating under steady state condition. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2016, no. 9(2), pp. 573–585. DOI: <https://doi.org/10.18869/acadpub.jafm.68.225.24661>
11. Tovbin Yu.K. The second law of thermodynamics, Gibbs thermodynamics, and relaxation times of

- thermodynamic parameters. *Russian Journal of Physical Chemistry*, 2021, vol. 95, no. 4, pp. 483–507. (In Russ.).
12. Rastorgueva O.V., Sedelnikov D.O. Study of heat transfer problems in internal combustion engines of hazardous industrial facilities. *Bulletin of PNRPU. Safety and Risk Management*, 2016, no. 5, pp. 62–70. (In Russ.).
  13. Zak Z., Emrich M., Takats M., Macek J. In-cylinder heat transfer modelling. *MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, 2016, no. 14(3), pp. 2–10.  
DOI: <https://doi.org/10.1515/mecdc-2016-0009>

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ | INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Глушков Сергей Павлович** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», Сибирский государственный университет путей сообщения (Новосибирск, Российская Федерация).

✉ [rcpl.glushkov@yandex.ru](mailto:rcpl.glushkov@yandex.ru). <https://orcid.org/0000-0002-5745-4658>

**Sergey P. Glushkov**, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Professor of the Department of Transport Engineering Technology and Machine Operation, Siberian Transport University (Novosibirsk, Russian Federation).

**Кочергин Виктор Иванович** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», Сибирский государственный университет путей сообщения (Новосибирск, Российская Федерация).

✉ [vkplus2011@yandex.ru](mailto:vkplus2011@yandex.ru). <https://orcid.org/0000-0002-4883-1458>.

**Victor I. Kochergin**, Doctor of Engineering Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Transport Engineering Technology and Machine Operation, Siberian Transport University (Novosibirsk, Russian Federation).

**Глушков Сергей Сергеевич** – кандидат технических наук, директор ООО «Мидель» (Новосибирск, Российская Федерация).

✉ [expert@midel.me](mailto:expert@midel.me)

**Sergey P. Glushkov**, Candidate of Engineering Sciences, Director of Midel LLC (Novosibirsk, Russian Federation).

Статья поступила в редакцию / Received: 11.02.2025.

Доработана после рецензирования / Revised: 28.02.2025.

Принята к публикации / Accepted: 18.03.2025.