СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-1-107-114

STUDYING THE THERMAL-HYDRAULIC EFFICIENCY OF HIGH-TEMPERATURE COOLING SYSTEMS FOR MARINE DIESEL ENGINES

V. A. Zhukov, A. A. Pulyaev, V. L. Erofeyev

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

One of the perspective directions of improving diesels used as the main and auxiliary engines in the ship power plants composition is increasing the temperature level providing heat losses reduction, increase of engines thermal efficiency and their fuel economy. To implement this direction, many modern diesels are equipped with high-temperature cooling systems. Increasing the coolant temperature in such systems is accompanied by increasing the pressure in the cooling systems. Increasing pressure in the cooling systems leads to increasing the power consumption required to drive the circulation pump of the internal circuit of the diesel cooling system. The research purpose is a comparative assessment of the thermal-hydraulic efficiency of high-temperature and low-temperature cooling. As an evaluation criterion, the ratio of heat withdrawn through the cooling system and the power consumption for pumping the coolant, which provides this heat removal, is used. To determine this ratio, both known analytical dependencies and the results of numerical simulation of heat transfer processes in a cylindrical channel are used during the research. The use of both research methods allows us to obtain consistent results. Based on the conducted research results, it can be concluded that despite increasing the power costs for the circulation pump drive, the transition to high-temperature cooling provides an increase of the thermal-hydraulic efficiency of the ship diesel cooling systems. The most significant increasing the thermal-hydraulic efficiency of high-temperature cooling systems is possible when using water-water heat exchangers that provide the maximum permissible temperature difference of the coolant at the engine outlet and inlet.

Keywords: marine diesels, high-temperature cooling systems, heat-hydraulic efficiency, heat dissipation, power consumption, numerical simulation, specific enthalpy of the flow, specific kinetic energy of the flow.

For citation:
Zhukov, Vladimir A., Andrej A. Pulyaev, and Valentin L. Erofeyev. "Studying the thermal-hydraulic efficiency of high-temperature cooling systems for marine diesel engines." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 12.1 (2020): 107–114. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-1-107-114.

УДК 621.431.7

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В. А. Жуков, А. А. Пуляев, В. Л. Ерофеев

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Рассмотрено одно из перспективных направлений совершенствования дизелей, используемых в качестве главных и вспомогательных в составе судовых энергетических установок, такое как повышение температурного уровня, обеспечивающее сокращение тепловых потерь — повышение термического КПД двигателей и их топливной экономичности. Для реализации данного направления многие современные дизели оснащены высокотемпературными системами охлаждения. Повышение температуры охлаждающей жидкости в таких системах сопровождается повышением давления в системах охлаждения. Возрастание давления в системах охлаждения приводит к увеличению затрат мощности, необходимой

для привода циркуляционного насоса внутреннего контура системы охлаждения дизеля. Целью проведенных исследований являлась сравнительная оценка теплогидравлической эффективности высокотемпературного и низкотемпературного охлаждения. В качестве критерия оценки использовались отношение отводимой через систему охлаждения теплоты и затраты мощности на прокачивание охлаждающей жидкости, обеспечивающей данный отвод теплоты. Для определения указанного соотношения при проведении исследований использовались как известные аналитические зависимости, так и результаты проведенного численного моделирования процессов теплообмена в цилиндрическом канале. Использование обоих методов исследования позволило получить согласующиеся результаты. На основании результатов проведенных исследований можно сделать вывод о том, что несмотря на увеличение затрат мощности на привод циркуляционного насоса, переход на высокотемпературное охлаждение обеспечивает повышение теплогидравлической эффективности систем охлаждения судовых дизелей. Наиболее существенное повышение теплогидравлической эффективности систем высокотемпературного охлаждения возможно при условии использования водо-водяных теплообменных аппаратов, обеспечивающих максимально допустимую разность температур охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и входе в него.

Ключевые слова: судовые дизели, высокотемпературные системы охлаждения, теплогидравлическая эффективность, отводимая теплота, затраты мощности, численное моделирование, удельная энтальпия потока, удельная кинетическая энергия потока.

Для цитирования:
Жуков В. А. Исследование теплогидравлической эффективности высокотемпературных систем охлаждения судовых дизелей / В. А. Жуков, А. А. Пуляев, В. Л. Ерофеев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 1. — С. 107–114. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-1-107-114.

Введение (Introduction)

Современные транспортные двигатели внутреннего сгорания (ДВС), в том числе судовые, имеют жидкостные системы охлаждения, принципы действия которых, методики расчета и конструктивные особенности отдельных элементов подробно рассмотрены в работах [1]–[3]. Форсирование ДВС приводит к возрастанию тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы [4], [5], которые в большинстве современных моделей двигателей лимитируют ресурс [6], [7] и требуют разработки более эффективных систем охлаждения [8], [9]. К наиболее перспективным системам охлаждения следует отнести высокотемпературные системы охлаждения, теоретические основы которых подробно изложены в работе [10]. В настоящее время системы высокотемпературного охлаждения (ВТО), в которых температура охлаждающей жидкости достигает 120…130 °С применяются в конструкциях двигателей ведущих зарубежных и отечественных производителей: MAN B&W Diesel Ltd, Caterpillar, General Motors, Wartsila/Sulzer, Deutz AG, ОАО «Барнаултрансмаш» [11]. Перспективность и универсальность систем ВТО подтверждается тем, что данные двигатели имеют диаметры цилиндров 146–457 мм, частоту вращения коленчатого вала 277–2200 мин$^{-1}$ и перекрывают диапазон мощностей от 110 до 3680 кВт.

Основными достоинствами систем ВТО, обусловливающими их применение, являются [12]–[14]:

– уменьшение термических напряжений в цилиндровой втулке вследствие снижения разности температур на ее поверхностях и стабилизации температурных полей;

– уменьшение доли теплоты, отводимой через систему охлаждения за счет перераспределения составляющих теплового баланса;

– снижение механических потерь и износа деталей в паре «поршень – цилиндровая втулка»;

– увеличение возможностей утилизации вторичных энергетических ресурсов, отводимых с отработавшими газами и охлаждающей жидкостью;

– улучшение условий воспламенения и сгорания топлива в камере сгорания за счет повышения осредненной температуры цикла;

– уменьшение массогабаритных показателей теплообменных аппаратов системы охлаждения.

Однако перевод судовых дизелей на высокотемпературное охлаждение сопровождается специфическими проблемами, которые требуют своего решения. Основная из этих проблем связана с повышением давления в системах ВТО до 0,5 … 0,6 МПа. Такое повышение давления требует

дополнительных мер по обеспечению герметичности полостей охлаждения и элементов системы, а также увеличения затрат мощности на прокачивание охлаждающей жидкости по внутреннему контуру системы охлаждения судового ДВС.

Проведенные исследования посвящены оценке теплогидравлической эффективности систем ВТО путем сопоставления интенсивности теплообмена и затрат мощности на прокачивание охлаждающей жидкости при повышенных давлениях в системе охлаждения.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Традиционно [15], [16] теплогидравлическая эффективность систем охлаждения оценивается мощностным коэффициентом, представляющим собой отношение мощности, затрачиваемой на привод насосов системы охлаждения $N_{\text{охл}}$, к эффективной мощности двигателя N_e:

$$\varepsilon_{\text{охл}} = \frac{N_{\text{охл}}}{N_e} \tag{1}$$

или энергетическим коэффициентом, равным отношению количества теплоты $Q_{\text{охл}}$, отведенной через систему охлаждения к мощности, затрачиваемой на прокачивание теплоносителя $N_{\text{охл}}$:

$$E_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{N_{\text{охл}}}. \tag{2}$$

При сопоставлении систем охлаждения дизеля конкретной модели, отличающихся температурным уровнем для сравнения их теплогидравлической эффективности, второй показатель является более предпочтительным.

Количество теплоты, отводимой через систему охлаждения, определяются выражениями: для низкотемпературной системы охлаждения:

$$Q_{\text{охл}}^{\text{нт}} = G_{\text{охл}}^{\text{нт}} c_p^{\text{нт}} \Delta T_{\text{охл}}^{\text{нт}}; \tag{3}$$

для высокотемпературной системы охлаждения

$$Q_{\text{охл}}^{\text{вт}} = G_{\text{охл}}^{\text{вт}} c_p^{\text{вт}} \Delta T_{\text{ох}}^{\text{вт}}, \tag{4}$$

где $G_{\text{охл}}^{\text{нт}}$, $G_{\text{охл}}^{\text{вт}}$ — массовый расход охлаждающей жидкости, соответственно, в низкотемпературной и высокотемпературной системе охлаждения, кг/ч; $c_p^{\text{нт}}$, $c_p^{\text{вт}}$ — соответственно средняя изобарная теплоемкость охлаждающей жидкости в низкотемпературной и высокотемпературной системе охлаждения, кДж/(кг·К); $\Delta T_{\text{охл}}^{\text{нт}}$, $\Delta T_{\text{охл}}^{\text{вт}}$ — разность температур охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и входе в него, соответственно, для низкотемпературной и высокотемпературной системы охлаждения, К.

Мощность, затрачиваемая на привод циркуляционного насоса внутреннего контура системы охлаждения, рассчитывается по формулам:

– для низкотемпературной системы охлаждения

$$N_{\text{охл}}^{\text{нт}} = \frac{p^{\text{нт}} G_{\text{охл}}^{\text{нт}}}{\eta_v \eta_{\text{мех}}}, \tag{5}$$

– для высокотемпературной системы охлаждения

$$N_{\text{охл}}^{\text{нт}} = \frac{p^{\text{вт}} G_{\text{охл}}^{\text{вт}}}{\eta_v \eta_{\text{мех}}}, \tag{6}$$

где $p^{\text{нт}}$, $p^{\text{вт}}$ — давление, соответственно, в низкотемпературной и высокотемпературной системах охлаждения, МПа; η_v = 0,6…0,7 — гидравлический КПД насоса, $\eta_{\text{мех}}$ = 0,7… 0,9 — механический КПД насоса (для низкотемпературной и высокотемпературной систем охлаждения значения обоих КПД могут быть приняты одинаковыми, так как конструктивно насосы, устанавливаемые в обеих системах, не отличаются).

Используя выражения (3)–(6), можно записать энергетические коэффициенты теплогидравлической эффективности:

– для низкотемпературной системы охлаждения

$$E_{\text{охл}}^{\text{нт}} = \frac{c_p^{\text{нт}} \Delta T_{\text{охл}}^{\text{нт}}}{p^{\text{нт}}} \eta_v \eta_{\text{мех}}; \tag{7}$$

– для высокотемпературной системы охлаждения

$$E_{\text{охл}}^{\text{вт}} = \frac{c_{\text{p}}^{\text{вт}} \Delta T_{\text{охл}}^{\text{вт}}}{p^{\text{вт}}} \eta_v \eta_{\text{мех}}. \tag{8}$$

Для сравнения теплогидравлической эффективности высокотемпературной и низкотемпературной систем охлаждения можно использовать относительный энергетический коэффициент:

$$\overline{E}_{\text{охл}} = \frac{E_{\text{охл}}^{\text{вт}}}{E_{\text{охл}}^{\text{нт}}} = \frac{c_p^{\text{вт}} \Delta T_{\text{охл}}^{\text{вт}} p^{\text{нт}}}{c_p^{\text{нт}} \Delta T_{\text{охл}}^{\text{нт}} p^{\text{вт}}}. \tag{9}$$

Оценка теплогидравлической эффективности систем охлаждения с различным температурным уровнем может быть также проведена по результатам численного моделирования процессов теплообмена с заданными граничными условиями. В качестве математической модели использовался цилиндрический канал, описанный в работе [17].

В процессе численного моделирования определялись удельная энтальпия потока жидкости h, Дж/кг:

$$h = u + \frac{p}{\rho} + e, \tag{10}$$

где u — удельная внутренняя энергия потока жидкости, Дж/кг; p — давление жидкости, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м^3; e — удельная кинетическая энергия потока, м^2/с^2 (Дж/кг):

$$e = \frac{v^2}{2}, \tag{11}$$

где v — скорость потока, м/с.

Результаты

Для проведения расчетов по формуле (9) использовались данные, приводимые в литературных источниках: разность температуры охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и входе в него для низкотемпературных систем охлаждения $\Delta T_{\text{охл}}^{\text{нт}}$ — 7…15 К [3], [15], для высокотемпературных систем охлаждения $\Delta T_{\text{охл}}^{\text{вт}}$ — 25 … 35 К [18], [19], давление в низкотемпературных системах охлаждения $p^{\text{нт}}$ — 0,11 … 0,14 МПа [3], [15], давление в высокотемпературных системах охлаждения $p^{\text{вт}}$ — 0,25 … 0,5 МПа [18], [19]. Средняя изобарная теплоемкость охлаждающей жидкости, в качестве которой была принята вода, определялась по справочным таблицам [20] для низкотемпературных систем охлаждения — в диапазоне 70…90 °С, для высокотемпературных систем охлаждения — в диапазоне 100 … 130 °С. Значения теплоемкостей составили $c_p^{\text{нт}}$ = 4,186 кДж/(кг·К), $c_p^{\text{вт}}$ = 4,235 кДж/(кг·К). Плотность воды, соответствующая температуре потока, также определялась по таблицам, приведенным в источнике [20].

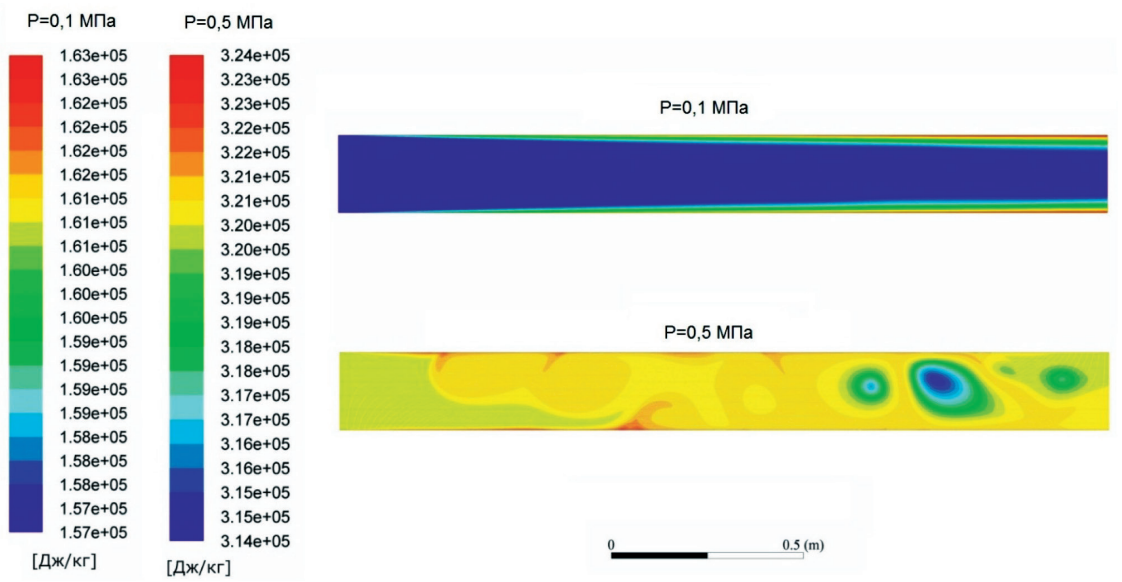
Расчеты, проведенные по формуле (9) с использованием характерных значений указанных ранее величин, позволили получить

$$\overline{E}_{\text{охл}} = \frac{E_{\text{охл}}^{\text{вт}}}{E_{\text{охл}}^{\text{нт}}} = \frac{c_p^{\text{вт}} \Delta T_{\text{охл}}^{\text{вт}} p^{\text{нт}}}{c_p^{\text{нт}} \Delta T_{\text{охл}}^{\text{нт}} p^{\text{вт}}} = \frac{4{,}235 \cdot 30 \cdot 0{,}12}{4{,}186 \cdot 10 \cdot 0{,}3} = 1{,}21.$$

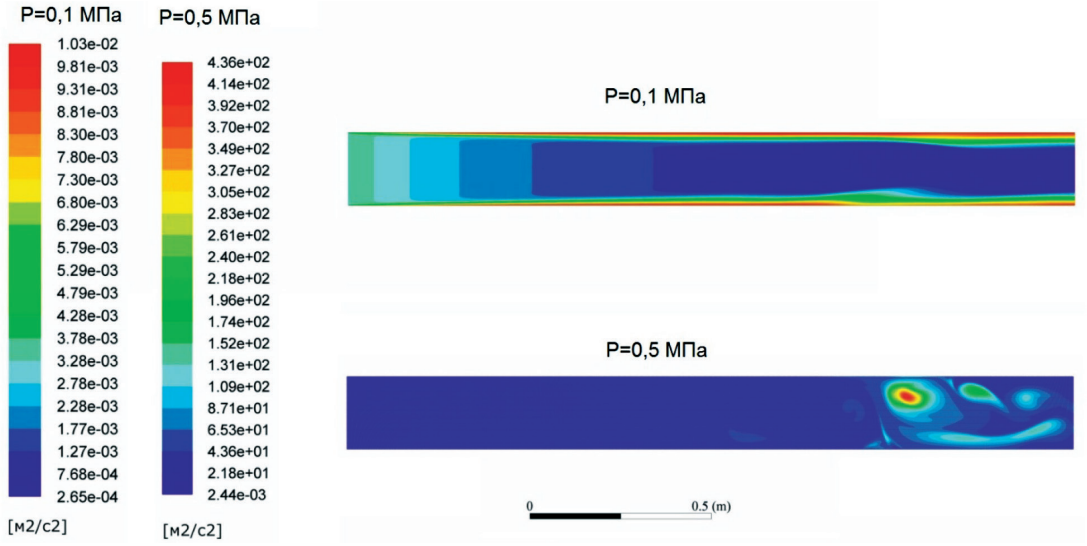
Полученный результат свидетельствует о том, что по теплогидравлической эффективности высокотемпературная система охлаждения превосходит низкотемпературную на 21 %. Аналогичные расчеты при других значениях величин из приведенных ранее диапазонов показывают, что при переходе на высокотемпературное охлаждение теплогидравлическая эффективность повышается на 20…40 %.

Результаты численного моделирования, выполненного с использованием программного продукта Autodesk CFD (распространяется свободно, Лицензионное соглашение Autodesk EULA, правообладатель Autodesk), реализующего метод конечных элементов, представлены на рисунке:

а)



б)



Распределение в потоке жидкости:
а — удельной энтальпии; *б* — удельной кинетической энергии

Результаты обработки численного моделирования с использованием формул (10) и (11) приведены в следующей таблице:

Влияние давления жидкости на удельную энтальпию и удельную внутреннюю энергию потока

Давление жидкости p, МПа	Удельная энтальпия потока h, Дж/кг	Удельная кинетическая энергия потока e, м^2/с^2 (Дж/кг)	Скорость потока, соответствующая удельной кинетической энергии v, м/с	Отношение давления к плотности $\frac{p}{\rho}$, Дж/кг	Удельная внутренняя энергия потока u, Дж/кг
0,1	$1{,}57 \cdot 10^5$	$1{,}4 \cdot 10^{-3}$	0,1	100	$1{,}56 \cdot 10^5$
0,5	$3{,}20 \cdot 10^5$	$2{,}4 \cdot 10^{-3}$	4,7	530	$3{,}19 \cdot 10^5$

Обсуждение (Discussion)

Данные, полученные в результате численного моделирования, показывают, что удельная кинетическая энергия потока, характеризующая затраты энергии на прокачивание теплоносителя, при повышении давления в высокотемпературных системах охлаждения возрастает на 60…70 %. Учитывая, что затраты на привод циркуляционного насоса в низкотемпературных системах охлаждения составляют 0,5…1,5 % эффективной мощности двигателя [15], это возрастание (до 2…2,5 %) не окажет существенного влияния на увеличение механических потерь и снижение механического КПД. В то же время удельная внутренняя энергия потока, характеризующая интенсивность теплоотвода, обеспечиваемого потоком при увеличении давления от 0,1 МПа до 0,5 МПа, возросла в два раза. При увеличении давления до 0,25…0,3 МПа можно ожидать увеличение удельной внутренней энергии и, следовательно, повышение теплосъема с охлаждаемых поверхностей на 60 … 70 %. Значительное увеличение скорости при повышении давления дает возможность уменьшения массового расхода теплоносителя, что подтверждается снижением габаритов теплообменных аппаратов, используемых в существующих высокотемпературных системах охлаждения дизелей.

Выводы (Conclusions)

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Данные расчетов, выполненных с использованием известных аналитических зависимостей, не противоречат результатам численного моделирования, выполненного с использованием программного продукта Autodesk CFD. Оба метода расчетов показали, что несмотря на увеличение затрат мощности на прокачивание теплоносителя, переход на высокотемпературное охлаждение повышает теплогидравлическую эффективность систем охлаждения судовых дизелей.

2. Повышение температуры охлаждающей жидкости до 120…130 °С при давлении в системе охлаждения 0,25…0,30 МПа обеспечивает повышение теплогидравлической эффективности системы охлаждения судового дизеля на 40…60 % по сравнению с традиционной низкотемпературной системой охлаждения, давление в которой составляет 0,11…0,13 МПа, а температура охлаждающей жидкости не превышает 85…90 °С. Полученный результат можно рассматривать как дополнение к известным ранее достоинствам высокотемпературного охлаждения.

3. Для наиболее полного использования эффекта повышения теплогидравлической эффективности систем высокотемпературного охлаждения судовых дизелей необходимо обеспечивать максимально возможную разность температур охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и входе в него. Это условие может быть обеспечено путем совершенствования водо-водяных теплообменных аппаратов двухконтурных систем охлаждения судовых дизелей. Модернизация конструкции, оптимизация параметров теплообменных аппаратов и свойств теплоносителя внутреннего контура высокотемпературных систем охлаждения представляют собой перспективное направление совершенствования высокотемпературного охлаждения судовых дизелей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Кригер А. М.* Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей / А. М. Кригер, М. Е. Дискин, А. Л. Новенников, В. И. Пикус. — М.: Машиностроение, 1985. — 176 с.

2. *Петриченко Р. М.* Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания / Р. М. Петриченко. — Л.: Машиностроение, 1975. — 224 с.

3. *Иванов И. Е.* Системы охлаждения поршневых ДВС: монография / И. Е. Иванов, М. Г. Шатров, Т.Ю. Кричевская. — М.: МАДИ, 2015. — 168

4. *Григорьев М. А.* Обеспечение надежности двигателей / М. А. Григорьев, В. А. Долецкий. — М.: Машиностроение, 1990. — 322 с.

5. *Дорохов А. Ф.* Моделирование теплопередачи через стенку рабочего цилиндра поршневого ДВС и управление его напряжённо-деформированным состоянием / А. Ф. Дорохов, Н. В. Пахомов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2015. — № 1 (45). — С. 68–74.

6. *Гулиев Н. Р.* Анализ условий работы деталей цилиндропоршневой группы современных двигателей внутреннего сгорания / Н. Р. Гулиев [и др.] // Аграрные конференции. — 2017. — № 5 (5). — С. 19–29.

7. *Ципленкин Г.Е.* Уровень форсировки поршневых ДВС нового поколения / Г. Е. Ципленкин, В. И. Иовлев // Двигателестроение. — 2016. — № 1 (263). — С. 25–30.

8. *Koch F. W.* Cooling system development and optimization for di engines / F. W. Koch, F. G. Haubner. — SAE Technical Paper, 2000. — № 2000-01-0283. — 16 p. DOI: 10.4271/2000-01-0283.

9. *Безюков О. К.* Охлаждение транспортных двигателей внутреннего сгорания / О. К. Безюков, В. А. Жуков, В. Н. Тимофеев. — СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2015. — 272 с.

10. *Ливенцев Ф. Л.* Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания / Ф. Л. Ливенцев. — М.-Л.: Машиностроение, 1964. — 204 с.

11. *Разуваев А. В.* Повышение эффективности энергетических установок / А. В. Разуваев, Е. А. Соколова, Е.А. Разуваева // Вестник Саратовского государственного технического университета. — 2010. — Т. 3. — № 1(46). — С. 150–159.

12. *Churchill R. A.* Low–Heat Rejection Engines — A Concept Review / R. A. Churchill, J. E. Smith, N. N. Clarc, R. A. Turton // SAE transactions. — 1988. — Pp. 68–79.

13. *Денисенко И. П.* О возможности применения высокотемпературного охлаждения в современных поршневых двигателях внутреннего сгорания / И. П. Денисенко, Н. А. Устинов, А. А. Вандышева, М. С. Губатенко // Интернет-журнал «Науковедение». — 2017. — Т. 9. — № 2. — С. 64.

14. *Жуков В. А.* Расчетная оценка эффективности высокотемпературного охлаждения комбинированных ДВС / В. А. Жуков // Авиационно-космическая техника и технология. — 2011. — № 10 (87). — С. 153–158.

15. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1985. — 456 с.

16. *Якубович А.И.* Системы охлаждения тракторных и автомобильных двигателей / А. И. Якубович, Г. М. Кухаренок, В. Е. Тарасенко. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2014. — 473 с.

17. *Жуков В. А.* Исследование процесса теплообмена в высокотемпературных системах охлаждения судовых дизелей / В. А. Жуков [и др.] // Морские интеллектуальные технологии. — 2019. — № 1-1 (43). — С. 117–124.

18. *Безюков О. К.* Выбор параметров охлаждения судовых дизелей / О. К. Безюков, В. А. Жуков, А. А. Пуляев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 2. — С. 379–389. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-2-379-389.

19. *Разуваев А. В.* Поршневые двигатели внутреннего сгорания с высокотемпературным охлаждением / А. В. Разуваев. — Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2001. — 128 с.

20. Теплотехника. Практикум / под ред. В. Л. Ерофеева, А. С. Пряхина. — М.: Изд-во «Юрайт», 2017. — 395 с.

REFERENCES

1. Kriger, A. M., M. E. Diskin, A. L. Novennikov, and V. I. Pikus. *Zhidkostnoe okhlazhdenie avtomobil'nykh dvigatelei*. M.: Mashinostroenie, 1985.

2. Petrichenko, R. M. *Sistemy zhidkostnogo okhlazhdeniya bystrokhodnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. L.: Mashinostroenie, 1975.

3. Ivanov, I. E., M. G. Shatrov, and T.Yu. Krichevskaya. *Sistemy okhlazhdeniya porshnevykh DVS: monografiya*. M.: MADI, 2015.

4. Grigor'ev, M. A., and V. A. Doletskii. *Obespechenie nadezhnosti dvigatelei*. M.: Mashinostroenie, 1990.

5. Dorokhov, A. F. "Heat transfer through the walls of the piston ice working cylinder simulation and management of its stress-strain condition." *Modern technologies system analysis modeling* 1(45) (2015): 68–74.

6. Guliev, N. R., V. A. Ryzhov, E. V. Korobov, and D. A. Nikitin. "Analiz uslovii raboty detalei tsilindroporshnevoi gruppy sovremennykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya." *Agrarnye konferentsii* 5(5) (2017): 19–29.

7. Tsyplenkin, G. E., and V. I. Iovlev. "New Generation Reciprocating Engines: Boost Level." *Dvigatelestroenie* 1(263) (2016): 25–30.

8. Koch, Franz W., and Frank G. Haubner. *Cooling system development and optimization for di engines*. No. 2000-01-0283. SAE Technical Paper, 2000. DOI: 10.4271/2000-01-0283

9. Bezyukov, O. K., V. A. Zhukov, and V. N. Timofeev. *Okhlazhdenie transportnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. SPb.: Izd-vo GUMRF im. adm. S.O.Makarova, 2015.

10. Liventsev, F. L. *Vysokotemperaturnoe okhlazhdenie porshnevykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. M.-L.: Mashinostroenie, 1964.

11. Razuvayev, Aleksander Valentinovich, Elena Anatolievna Sokolova, and Elizaveta Aleksandrovna Razuvayeva. "Efficiency increase of power plants." *Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* 3.1(46) (2010): 150–159.

12. Churchill, Randolph A., James E. Smith, Nigel N. Clark, and Richard A. Turton. "Low–Heat Rejection Engines—A Concept Review." *SAE transactions* (1988): 68–79.

13. Denisenko, Irina Petrovna, Nikolai Andreevich Ustinov, Anna Aleksandrovna Vandysheva, and Mark Sergeevich Gubatenko. "The possibility of using of the high-temperature cooling in the modern reciprocating internal combustion engines." *The Eurasian Scientific Journal* 9.2 (2017): 64.

14. Zhukov, V. A. "Raschetnaya otsenka effektivnosti vysokotemperaturnogo okhlazhdeniya kombinirovannykh DVS." *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya* 10(87) (2011): 153–158.

15. Orlin, A. S., and M. G. Kruglov, eds. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Sistemy porshnevykh i kombinirovannykh dvigatelei*. M.: Mashinostroenie, 1985.

16. Yakubovich, A. I., G. M. Kukharenok, and V.E. Tarasenko. *Sistemy okhlazhdeniya traktornykh i avtomobil'nykh dvigatelei*. Minsk: Novoe znanie; M.: INFRA-M, 2014.

17. Zhukov, Vladimir A., Valery N. Polovinkin, Valery V. Medvedev, and Andrey A. Puljaev. "Study of process of heat exchange in the high temperature cooling systems marine diesel engines." *Marine Intellectual Technologies* 1-1(43) (2019): 117–124.

18. Bezjukov, Oleg K., Vladimir A. Zhukov, and Andrej A. Pulyaev. "The choice of cooling parameters for marine diesel engines." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 10.2 (2018): 379–389. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-2-379-389.

19. Razuvaev, A. V. *Porshnevye dvigateli vnutrennego sgoraniya s vysokotemperaturnym okhlazhdeniem*. Saratov: Sarat. gos.tekhn. un-t, 2001.

20. Erofeev, V. L., and A. S. Pryakhin. *Teplotekhnika. Praktikum*. M.: Izd-vo Yurait, 2017.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Жуков Владимир Анатольевич —
доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: *va_zhukov@rambler.ru*, *zhukovva@gumrf.ru*
Пуляев Андрей Араратович — аспирант
Научный руководитель:
Жуков Владимир Анатольевич
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: *kaf_sdvs@gumrf.ru*
Ерофеев Валентин Леонидович —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С.О. Макарова»
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,
ул. Двинская 5/7
e-mail: *kaf_sdvs@gumrf.ru*

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Zhukov, Vladimir A. —
Dr. of Technical Sciences, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
Russian Federation
e-mail: *va_zhukov@rambler.ru*, *zhukovva@gumrf.ru*
Pulyaev, Andrej A. — Postgraduate
Supervisor:
Zhukov, Vladimir A.
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
Russian Federation
e-mail: *kaf_sdvs@gumrf.ru*
Erofeyev, Valentin L. —
Dr. of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
Russian Federation
e-mail: *kaf_sdvs@gumrf.ru*

Статья поступила в редакцию 8 января 2020 г.
Received: January 8, 2020.