

УДК 62-242.3
DOI:10.37890/jwt.vi82.559

Комплектация поршней судовых дизелей новым кольцевым уплотнением при ремонте

С.Ю. Курицын
ORCID: 0009-0001-8061-4656

Ю.И. Матвеев
Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород, Россия

Аннотация: Преобладающее большинство высокооборотных двигателей оборудуются поршнями из алюминиевого сплава, и поскольку данные двигатели занимают лидирующие позиции в судостроении, вопрос об восстановлении поршня как наиболее нагруженной и подверженной износу детали, является актуальным на сегодняшний день. Алюминиевый сплав имеет большое количество положительных качеств, обуславливающих их применение для высокооборотных двигателей. К их числу можно отнести малый вес, что необходимо для уменьшения инерционных нагрузок, высокая теплопроводность, благодаря которой поршень, при нормальной работе, не перегревается, низкий коэффициент трения. Но при всех достоинствах алюминиевого сплава, ему присущи и недостатки, заключающиеся в низкой прочности, что значительно сокращает его ресурс. Согласно статистике одной из причин выхода из строя алюминиевых поршней заключается в износе поршневых канавок, особенно первой. В качестве альтернативы замене поршня предлагается способ ремонта, заключающийся в расточке первой поршневой канавки под установку двух поршневых колец. Для уменьшения трения, кольцо, располагающееся во второй канавке, конструктивно дорабатывается с целью обеспечения более устойчивого масляного клина для увеличения эффективности нового кольцевого уплотнения.

Ключевые слова: износ, поршень, поршневые кольца, ремонт, двигатель, трение, смазка, втулка цилиндра.

The complete set of pistons of marine diesel engines with a new o-ring seal during repair

Sergey Y. Kuritsyn
ORCID: 0009-0001-8061-4656

Yuri I. Matveev
Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract: The vast majority of high-speed engines are equipped with aluminum alloy pistons, and since these engines occupy a leading position in shipbuilding, the issue of restoring the piston as the most stressed and wear-prone part is relevant today. Aluminum alloy has a large number of positive qualities that determine their use for high-speed engines. These include low weight, which is necessary to reduce inertial loads, high thermal conductivity, due to which the piston does not overheat during normal operation, and a low coefficient of friction. But for all the advantages of an aluminum alloy, it also has disadvantages of low strength, which significantly reduces its service life. According to statistics, one of the reasons for the failure of aluminum pistons is the wear of the piston grooves, especially the first one. As an alternative to replacing the piston, a repair method is proposed, which consists in boring the first piston groove for the installation of two piston rings. To reduce friction, the ring located in the second groove is being redesigned to provide a more stable oil wedge to increase the efficiency of the new O-ring.

Keywords: wear, piston, piston rings, repair, engine, friction, lubrication, cylinder sleeve.

Введение

В последние годы наблюдается тенденция увеличения производства высокооборотных двигателей. Если раньше высокооборотные двигатели в основном выпускались для установки на суда в качестве вспомогательных агрегатов, с целью электроснабжения судов, то на сегодняшний день их применяют и в качестве главной энергетической установки [1]. Дизелестроение должно стремиться к выполнению требований современного мира, нуждающегося в экономически выгодных, надёжных и экологичных двигателях внутреннего сгорания. Данная задача решается не только за счёт оптимизации рабочих процессов двигателя, но и совершенствованием конструкции деталей, отвечающие за мощностные, экономические, экологические показатели, а также показатели надёжности. К сожалению, ресурс высокооборотных двигателей, по отношению к малооборотным и среднеоборотным двигателям внутреннего сгорания намного ниже, что существенно сказывается на стоимости их обслуживания, напрямую зависящую от стоимости запасных частей. Поэтому вопрос о ремонте и восстановления деталей двигателя ставится как никогда актуальным. К наиболее изнашиваемым деталям, отвечающим за технические, экологические и экономические показатели, можно отнести детали цилиндропоршневой группы – поршень и поршневые кольца.

Методы исследования

Самым популярным материалом для изготовления поршней высокооборотных двигателей является алюминиевый сплав. Данный материал обладает существенными достоинствами, делающим его незаменимым для использования в двигателях с высокими скоростями движения поршня. К положительным свойствам можно отнести следующее:

- малый вес, что позволяет уменьшить инерционные нагрузки, уменьшающие мощность двигателя;
- высокая теплопроводность. Температура сгорания в камере сгорания может достигать 2000°C, температура плавления алюминиевого сплава, из которого изготавливают поршень находится в пределах 700°C. Благодаря высокой теплопроводности температура нагрева поршня находится в районе 250°C. Отвод тепла от поршня осуществляется через поршневые кольца, которые взаимодействуют с поверхностью «зеркала» втулки цилиндра, охлаждаемой водой внутреннего контура двигателя, температура которой находится в пределах 160-210 °C при номинальной мощности двигателя.
- низкий коэффициент трения, уменьшающий нагрузки на двигатель от взаимодействия поршня с поверхностью втулки цилиндра.

Кроме положительных свойств, поршни, изготовленные из алюминиевых сплавов, имеют и недостатки. Одним из существенных недостатков является низкая прочность, которая влияет на ресурс поршня. Согласно статистике одной из причин выхода из строя алюминиевых поршней заключается в износе поршневых канавок, особенно первой (см. рисунок 1), где установленное в неё компрессионное кольцо испытывает максимальные нагрузки от высокого давления и температуры [2].



Рис. 1. Разрушение кромок верхней поршневой канавки

Герметичность камеры сгорания зависит от плотного прилегания рабочей поверхности поршневого кольца к «зеркалу» цилиндра и боковых поверхностей поршневого кольца к боковым поверхностям поршневой канавки. Нарушение плотности прилегания всех поверхностей приведёт к потере мощности двигателя, из-за пропуска газов и увеличенному расходу масла.

Существует несколько причин, разрушающих поршневую канавку [3]:

- абразивный износ. Разрушение поршневой канавки происходит вследствие попадания механических примесей, твёрдость которых превышает твёрдость материала поршня. Попадание механических примесей может осуществляться с приточным воздухом, в случае загрязнения воздушного фильтра, с маслом, от износа деталей, а также с продуктами сгорания;
- чрезмерные нагрузки, вызванные давлением расширения газов при высокой температуре;
- силы инерции кольца [4]. Во время изменения направления перемещения поршня будет происходить удар между кольцом и поршнем вследствие чего и происходит разрушение;
- вибрация поршневого кольца [5]. Вибрация поршневого кольца типа «флаттер» очень опасное явление, приводящее к разрушению поршневых канавок и поломке самого кольца. Возникновение вибрации происходит в период изменения направления движения поршня, когда кольцо перемещается от верхней к нижней боковой стенке поршневой канавки и наоборот. Причём вибрация начинается в районе поршневого «замка» с последующей передачей на всё тело. Уплотнение камеры сгорания во многом зависит от плотного прилегания рабочей поверхности поршневого кольца к «зеркалу» втулки цилиндра. Плотность прилегания определяется собственной силой упругости, которая зависит прежде всего от материала кольца и способа его изготовления [6]. По мере работы рабочая поверхность кольца истирается, вследствие чего происходит уменьшение силы прижима кольца к поверхности цилиндрической втулки. При достижении малых величин силы прижима, наступает момент, когда концы кольца будут находиться в свободном состоянии при осевом перемещении. В результате, из-за разности давления над кольцом и под кольцом, газы устремляются в район с пониженным давлением и при движении газового потока с большой скоростью в определённые моменты времени происходит его срыв, в результате которого и появляется аэродинамическая вибрация. Амплитуда и частота колебаний увеличивается пропорционально уменьшению силы собственной упругости.

Поршень с разрушенными поршневыми канавками, эксплуатировать нельзя. Заменять на новый дорого. Поэтому для возможности продления ресурса поршней разрабатывают новые способы их восстановления. На сегодняшний день существуют различные методы ремонта такие как:

1. Для уменьшения износа первой поршневой канавки, используют вставки из более прочных материалов (например чугун) по отношению к алюминиевому сплаву [7]. Недостаток данного метода заключается в том, что ремонт по такому методу может осуществить только завод с соответствующими технологическими возможностями, поэтому осуществить ремонт поршня будет дорого и долго;
2. Плазменная наплавка [8]. Плазменная наплавка производится под высокой температурой, поэтому чтобы не оплавить соседнюю канавку и исключить перегрев поршня, необходима высокая квалификация сварщика. Поскольку специалистов высокого уровня по работе с алюминием немного, то восстановить поршень данным методом будет также дорого и долго;

В данной работе предлагается метод ремонта поршня, позволяющий провести восстановление практически на любом судоремонтном предприятии. Суть метода заключается в расточке верхней поршневой канавки под установку два поршневых кольца [9,10]. Максимально возможная расточка поршневой канавки должна производиться с ориентиром на высоту двух штатных колец и обеспечением гарантированного зазора, для сохранения их подвижности [11]. Минимальная расточка поршневой канавки должна сопровождаться уменьшением штатной высоты компрессионных колец. Величина снижения высоты, устанавливаемых в канавку поршневых колец, не должна влиять на работоспособность кольцевого уплотнения при всех режимах работы двигателя. Уменьшенные по высоте компрессионные кольца должны выдерживать нагрузки, возникающие при монтаже на поршень и демонтажа с него.

Результаты испытаний

Испытания нового кольцевого уплотнения проводили на стенде [12]. Стенд (см. рисунок 2) разработан на основе двух цилиндров, демонтированных со списанного двигателя ЯМЗ 236 (позиция 1), производства ярославского моторного завода.

В качестве привода был установлен электродвигатель (позиция 5) марки АИРУ112М2У2, мощностью 7,5кВт и 3000об/мин. Для уменьшения оборотов в стендовую установку установили три редуктора. Первый (позиция 2) – цепная передача, которая понижает обороты за счёт разницы ведущей и ведомой звёздочки. Второй (позиция 3) – цилиндрический редуктор. Третий (позиция 4) – управляемая механическая коробка передач, позволяющая изменять обороты, за счёт разных передаточных чисел. Коробка передач имеет следующие передаточные числа: 3,49, 2,04, 1,33 и 1,0. Суммируя передаточные отношения всех редукторов, стендовая установка даёт нам возможность проводить испытания на следующих режимах:

- 1 – на первой скорости 149 мин⁻¹;
- 2 – на второй скорости 255 мин⁻¹;
- 3 – на третьей скорости 391 мин⁻¹;
- 4 – на четвёртой скорости 521 мин⁻¹.



Рис. 2. Стенд для испытаний нового кольцевого уплотнения

В качестве образца для испытаний был взят поршень, отработавший свой ресурс со сколами кромок верхней поршневой канавки. Для его восстановления верхнюю канавку расточили на величину равную высоте сколов (см. рисунок 3). Высота новой расточенной поршневой канавки соответствовала высоте меньшей на 25% высоты двух штатных поршневых колец.



Рис. 3. Поршень с расточенной первой поршневой канавкой под два компрессионных кольца

Высоту первого кольца оставили без изменений, а высоту второго кольца уменьшили на 25% путём шлифования одной поверхности на шлифовальном станке. Установку колец производили таким образом чтобы тепловые зазоры, необходимые для компенсации теплового расширения, были разнесены в противоположенные стороны (см. рисунок 4).



Рис. 4. Расположение компрессионных колец в расточенной поршневой канавке

Такой монтаж обеспечил повышение давления сжатия, относительно штатного расположения поршневых колец, находящихся в индивидуальных канавках, в среднем на 5%. Данный результат был достигнут за счёт исключения пропуска сжимаемого воздуха на такте «сжатия» через тепловой зазор.

После испытаний на стенде с отремонтированным поршнем, для сравнения, провели дополнительные испытания с новыми деталями цилиндропоршневой группы (см рисунок 5) – втулка цилиндра, поршень со штатным расположением поршневых колец, поршневые кольца, поршневой палец.



Рис. 5. Новый поршень с установленными на него новыми поршневыми кольцами

Поскольку цель испытания заключалась в проверке эффективности нового уплотнения, то при испытаниях на поршень монтировалось одинаковое количество колец, установленных согласно посадочных мест:

- на старом поршне устанавливалось два компрессионных кольца в одну первую поршневую канавку и маслосъёмное кольцо на штатное место.
- на новом поршне устанавливалось два компрессионных в штатные первую и вторую канавки, и одно маслосъёмное кольцо, на штатное место.

Для чистоты эксперимента, испытания на стенде с новыми деталями цилиндропоршневой группы проводили на тех же режимах, что и с восстановленным поршнем. Перед занесением результатов в протокол испытаний провели обкатку с целью предварительной приработки трущихся поверхностей новых деталей на всех режимах в течении 20 минут. По истечении данного времени, был проведён демонтаж

крышки цилиндра. Плотность прилегания поршневых колец к втулке цилиндра подтвердили световым методом. Замеры давления сжатия проводили электронным прибором «Depas Handy». Результаты замеров давления сжатия занесли в таблицу 1.

Таблица 1

Величина давления сжатия штатного и нового уплотнения

	Давление сжатия, МПа			
	149мин ⁻¹	255мин ⁻¹	391мин ⁻¹	521мин ⁻¹
Новое уплотнение с двумя поршневыми кольцами в одной канавке	1,96	2,1	2,16	2,36
Штатное уплотнение с двумя кольцами в индивидуальных канавках	1,95	1,97	2,1	2,13

Сравнительный анализ результатов эксперимента показал, что эффективность нового кольцевого уплотнения по сравнению со штатными двумя кольцами составила: при частоте вращения 149мин⁻¹ на 0,6%, при частоте вращения 255 мин⁻¹ на 6,2%, при частоте вращения 391 мин⁻¹ на 2,8%, при частоте вращения 521 мин⁻¹ на 9,7%.

Полученные результаты показали эффективность нового кольцевого уплотнения, исходя из этого, его можно применять не только для восстановления поршней, но и при производстве новых дизелей.

Наиболее существенной причиной вызывающей износ цилиндровой втулки и поршневых колец, можно назвать истирание их рабочих поверхностей от силы трения [13]. Максимальная нагрузка от силы трения возникает в районе первого поршневого кольца, из-за высоких температур и высокого давления. Компрессионные кольца работают в условиях граничной смазки, при которой толщина масляной плёнки не превышает размеров нескольких молекул [14]. Масляный слой такой толщины крайне неустойчив, и его разрушение приводит к более ускоренному изнашиванию втулки цилиндра и поршневых колец. Следовательно, для увеличения ресурса деталей цилиндропоршневой группы, необходимо снизить факторы, влияющие на разрушение масляного слоя между рабочей поверхностью поршневого кольца и стенки втулки цилиндра. Также необходимо создать условия для обеспечения устойчивого, надёжного масляного слоя, который обуславливается толщиной и обеспечением нанесения смазки. Новое кольцевое уплотнение даёт возможность не только продлить ресурс поршня, но и позволяет убрать одну из причин влияющей на разрушение масляной плёнки. Наличие теплового зазора в конструкции поршневых колец является неотъемлемым конструктивным элементом, позволяющим производить монтаж и демонтаж колец, а также компенсировать тепловое расширение от нагрева во время работы. Помимо положительных свойств, поршневой «замок» также является и причиной разрушения масляной плёнки. Разрушение масляной плёнки происходит за счёт движения через поршневой «замок» с большой скоростью и температурой сжимаемого воздуха на такте «сжатие» и отработавших газов на такте «расширения», вследствие разности давлений над компрессионным кольцом и под ним. Сдувание смазки со стенок цилиндра может образовать сухое трение при взаимодействии трущихся деталей цилиндропоршневой группы, и как следствие может вызвать ускоренный износ. Необходимо отметить, что в процессе работы двигателя величина теплового зазора увеличивается, в связи с истиранием наружной поверхности кольца, вследствие чего область «сдувания» масляной плёнки расширяется. Новое кольцевое уплотнение позволяет полностью убрать негативное влияние поршневого «замка», причём независимо от его величины. Для обеспечения

более устойчивого и надёжного масляного слоя на стенке цилиндра, в комплект нового кольцевого уплотнения входит конструктивно доработанное кольцо (см. рисунок 6), устанавливаемое во вторую штатную канавку поршня.

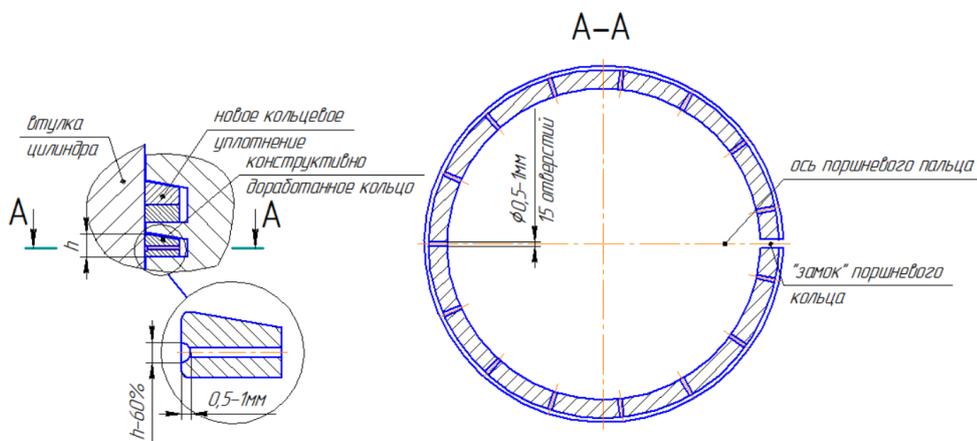


Рис. 6. Конструктивно доработанное кольцо, устанавливаемое во вторую штатную канавку поршня

В конструкцию штатного кольца, устанавливаемого во вторую штатную канавку поршня внесены следующие изменения:

1. Расточена по всему периметру кольцевая канавка, позволяющая равномерно распределять масло на всей поверхности «зеркала» цилиндра. Канавка растачивается на глубину в пределах 0,5-1мм, в зависимости от размеров поршневого кольца. Ширина канавки уменьшает площадь контакта рабочей поверхности поршневого кольца со стенкой цилиндра на 40%, что соответствует величине меньшей ширины канавки штатного маслосъёмного кольца. Уменьшение площади контакта возможно по причине отсутствия пропуска газов через новое кольцевое уплотнение, которые являются причиной увеличения давления прижима, влияющее на скорость износа поршневого кольца.
2. Для обеспечения смазки, в теле кольца просверливаются 15 радиально расположенных отверстий, диаметром 0,5-1мм, в зависимости от размеров поршневого кольца. Данные отверстия являются накопительными ёмкостями, через которые масло попадает в кольцевую канавку для равномерного распределения масла на поверхности «зеркала» цилиндра.

Заключение

Новое кольцевое уплотнение состоит из двух компрессионных колец, установленных в первую поршневую канавку и в дополнение к нему штатное поршневое кольцо конструктивно доработанное, установленное во вторую поршневую канавку. Данная комплектация поршней позволяет не только продлить ресурс поршня, путём его восстановления, но и уменьшить нагрузку от сил трения, за счёт увеличения обеспечения и равномерного нанесения масла на рабочую поверхность втулки цилиндра. Необходимо отметить, что установленные кольца в одну канавку позволяют исключить вибрацию типа «флаттер», которая при возникновении будет гасится за счёт тела второго кольца.

Список литературы

1. Безюков, О. К. Состояние и перспективы судового двигателестроения в России / О. К. Безюков, В. А. Жуков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2017. – № 2. – С. 40-53. – DOI 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53.
2. Кондратьев Н.Н. Отказы и дефекты судовых дизелей. – М: Транспорт, 1985. – 152 с.
3. Дударева, Н. Ю. Упрочнение верхних поршневых канавок двигателей внутреннего сгорания методом искрового упрочнения / Н. Ю. Дударева // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2010. – Т. 14, № 3(38). – С. 111-115.
4. Гинцбург Б.Я. Теория поршневого кольца / Б.Я. Гинцбург. М: Машиностроение, 1979. – 247с.
5. Андрусенко, Е. И. Устранение вибрационного разрушения поршневых колец судовых дизелей : специальность 05.08.05 «Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Андрусенко Евгений Иванович ; ФГОУ ВПО ВГАВТ. – Нижний Новгород, 2006. - 17 с.
6. Матвеев, Ю. И. Методики определения эпюры давлений поршневых компрессионных колец судовых дизелей / Ю. И. Матвеев, С. Ю. Курицын // Транспорт. Горизонты развития : Труды 3-го Международного научно-промышленного форума, Нижний Новгород, 14–16 июня 2023 года. – Нижний Новгород: Волжский государственный университет водного транспорта, 2023. – С. 17.
7. Конструкционные материалы для поршней ДВС / А. Р. Макаров, С. В. Смирнов, С. В. Осокин [и др.] // Известия МГТУ МАМИ. – 2013. – Т. 1, № 1(15). – С. 118-125.
8. Александров, В. А. Восстановление алюминиевых поршней плазменной наплавкой / В. А. Александров // Технологии и механизация сельскохозяйственных процессов. – Екатеринбург : Уральский государственный аграрный университет, 2000. – С. 226-228.
9. Стендовые испытания нового уплотнения деталей цилиндропоршневой группы судового ДВС / Ю. И. Матвеев, С. Ю. Курицын, С. С. Казаков, Р. Р. Жамалов // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2024. – № 2. – С. 48-56. – DOI 10.24143/2073-1574-2024-2-48-56.
10. Повышение эффективности уплотнений деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей / Ю. И. Матвеев, М. Ю. Храмов, В. В. Кольванов, С. Ю. Курицын // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2023. – № 3. – С. 49-55. – DOI 10.24143/2073-1574-2023-3-49-55.
11. Боровский, М.Ю. Патент на полезную модель / В.М. Боровский, Ю.И. Матвеев, М.Ю. Боровский, № 111586 20.12.2011.
12. Матвеев, Ю. И. Стенд для ускоренных испытаний цилиндропоршневой группы, приближённых к реальным условиям / Ю. И. Матвеев, С. С. Казаков, С. Ю. Курицын // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. – 2023. – № 2. – С. 89-96.
13. Леонтьев, Л. Б. Особенности изнашивания втулок цилиндров судовых среднеоборотных дизелей / Л. Б. Леонтьев, А. В. Погодаев, В. П. Болотова // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. – 2019. – Т. 11, № 6. – С. 1088-1095. – DOI 10.21821/2309-5180-2019-11-6-1088-1095.
14. Матвеев, Ю. И. Повышение работоспособности судовых дизелей в условиях эксплуатации / Ю. И. Матвеев, М. Ю. Храмов, С. Ю. Курицын // Развитие энергетики водного транспорта, информационных и энергосберегающих технологий : сборник материалов I Всероссийской конференции, Астрахань, 12–13 декабря 2023 года. – Астрахань: Волжский государственный университет водного транспорта, 2023. – С. 124-131.

References

1. Bezyukov, O. K. The state and prospects of marine engine building in Russia / O. K. Bezyukov, V. A. Zhukov // Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series:

- Marine engineering and Technology. - 2017. – No. 2. – pp. 40-53. – DOI 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53.
2. Kondratiev N.N. Failures and defects of marine diesel engines. Moscow: Transport, 1985. 152 p.
 3. Dudareva, N. Y. Hardening of the upper piston grooves of internal combustion engines by spark hardening / N. Y. Dudareva // Bulletin of the Ufa State Aviation Technical University. - 2010. – vol. 14, No. 3(38). – pp. 111-115.
 4. Ginzburg B.Ya. Theory of the piston ring / B.Ya. Ginzburg. M: Mashinostroenie, 1979. – 247 p.
 5. Andrusenko, E. I. Elimination of vibration destruction of piston rings of marine diesel engines : specialty 05.08.05 "Marine power plants and their elements (main and auxiliary)" : abstract of the dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences / Andrusenko Evgeny Ivanovich ; FGOU VPO VGAVT. – Nizhny Novgorod, 2006. - 17 p.
 6. Matveev, Yu. I. Methods for determining the pressure diagram of piston compression rings of marine diesel engines / Yu. I. Matveev, S. Y. Kuritsyn // Transport. Development Horizons : Proceedings of the 3rd International Scientific and Industrial Forum, Nizhny Novgorod, June 14-16, 2023. Nizhny Novgorod: Volga State University of Water Transport, 2023. – p. 17.
 7. Structural materials for internal combustion engine pistons / A. R. Makarov, S. V. Smirnov, S. V. Osokin [et al.] // Izvestiya MGTU MAMI. – 2013. – Vol. 1, No. 1(15). – pp. 118-125.
 8. Alexandrov, V. A. Restoration of aluminum pistons by plasma surfacing / V. A. Alexandrov // Technologies and mechanization of agricultural processes. Yekaterinburg : Ural State Agrarian University, 2000, pp. 226-228.
 9. Bench tests of a new sealing of parts of the cylinder piston group of a marine internal combustion engine / Yu. I. Matveev, S. Y. Kuritsyn, S. S. Kazakov, R. R. Zhamalov // Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and Technology. - 2024. – No. 2. – pp. 48-56. – DOI 10.24143/2073-1574-2024-2-48-56.
 10. Improving the sealing efficiency of parts of the cylinder piston group of marine diesel engines / Yu. I. Matveev, M. Y. Khramov, V. V. Kolyvanov, S. Y. Kuritsyn // Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and Technology. - 2023. – No. 3. – pp. 49-55. – DOI 10.24143/2073-1574-2023-3-49-55.
 11. Borovsky, M.Yu. Patent for a utility model / V.M. Borovsky, Yu.I. Matveev, M.Yu. Borovsky, No. 111586 12/20/2011.
 12. Matveev, Yu. I. Stand for accelerated tests of a cylinder piston group close to real conditions / Yu. I. Matveev, S. S. Kazakov, S. Y. Kuritsyn // Bulletin of the Kerch State Marine Technological University. Series: Marine Technologies. - 2023. – No. 2. – pp. 89-96.
 13. Leontiev, L. B. Features of wear of cylinder bushings of marine medium-speed diesel engines / L. B. Leontiev, A.V. Pogodaev, V. P. Bolotova // Bulletin of the Admiral S.O. Makarov State University of Marine and River Fleet. - 2019. – Vol. 11, No. 6. – pp. 1088-1095. – DOI 10.21821/2309-5180-2019-11-6-1088-1095.
 14. Matveev, Yu. I. Improving the efficiency of marine diesel engines in operating conditions / Yu. I. Matveev, M. Yu. Khramov, S. Yu. Kuritsyn // Development of water transport energy, information and energy-saving technologies : collection of materials of the I All-Russian Conference, Astrakhan, December 12-13, 2023. – Astrakhan: Volga State University of Water Transport, 2023. – pp. 124-131.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Курицын Сергей Юрьевич, ассистент кафедры ЭСЭУ (Эксплуатации судовых энергетических установок) Волжский государственный университет водного транспорта, 603951, г. Нижний Новгород, Ул. Нестерова, 5, ауд. 667, e-mail: KuritsynnSergey@yandex.ru

Sergey Y. Kuritsyn, assistant of the Department of ESEU (Operation of Ship power plants) Volga State University of Water Transport, 603951, Nizhny Novgorod, Nesterova str., 5, e-mail: KuritsynnSergey@yandex.ru

Матвеев Юрий Иванович, д.т.н.,
профессор, заведующий кафедрой
Эксплуатации судовых энергетических
установок, Волжский государственный
университет водного транспорта» (ФГБОУ
ВО «ВГУВТ»), 603951, г. Нижний Новгород,
ул. Нестерова, 5, e-mail:
matveeveseu@mail.ru

Yuri I. Matveev, Doctor of Technical Sciences,
Professor, Volga State University of Water
Transport, 5, Nesterov st, Nizhny Novgorod,
603951, e-mail: matveeveseu@mail.ru

Статья поступила в редакцию 13.01.2025; опубликована онлайн 20.03.2025.
Received 13.01.2025; published online 20.03.2025.