

Научная статья
УДК 621.891
<https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-3-69-76>

Экспериментальное исследование ресурса цилиндропоршневой группы судовых двигателей внутреннего сгорания при использовании различных смазочных композиций

В. А. Чанчиков¹, **И. Н. Гужвенко²**, **Н. В. Прямухина³**, **М. С. Прямухина⁴**, **О. П. Ковалев⁵**

¹⁻⁴ Астраханский государственный технический университет,
Астрахань, Россия, bazelius87@mail.ru

⁵ Дмитровский рыбохозяйственный технологический институт, филиал Астраханского государственного технического университета, пос. Рыбное, Московская область, Россия

Аннотация. Приводятся результаты модельного экспериментального исследования ресурса деталей сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» судового дизеля. В качестве исследуемого двигателя внутреннего сгорания выбран среднеоборотный тронковый двигатель 6Ч36/45 средней форсировки. Экспериментальное исследование проведено при добавлении в смазочное масло, аналогичное используемому в циркуляционной системе смазки, противоизносной присадки с содержанием диселенида молибдена MoSe₂. Исследования дополняются расчетной моделью ресурса сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» с последующим сравнением расчетных показателей с полученными экспериментальными данными. Основное влияние на ресурс выбранного трибологического сопряжения оказывают следующие параметры: контактное давление трущихся поверхностей, объемная концентрация присадки в масле, сроки хранения присадки до внесения в масло без ее перемешивания. Проведенные ресурсные испытания деталей сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» судового дизеля позволили выявить эффективную концентрацию присадки в масле в диапазоне $C_i = 0,5 \div 1,0$ об. %. Ресурс деталей пары трения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» повышается в 1,28–1,67 раз по отношению к нормативным показателям дизеля 6Ч36/45. Несоблюдение условий хранения присадки до внесения в масло может снизить показатели ресурса относительно нормативных для данного дизеля в 1,7–3,45 раза. Доказано, что разработанная математическая модель ресурса деталей, составляющих трибологическое сопряжение «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка», обладает высокой сходимостью (0,5–5 % относительной погрешности) с результатами эксперимента на физической модели исследуемой пары трения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка». Исследовано влияние на расчетные и экспериментальные показатели ресурса судового дизеля объемной концентрации C_i противоизносной присадки, оптимальное значение которой должно быть не ниже 1,0 %, при этом величина контактного давления в паре трения находится в пределах до 1,0 МПа, время предварительного хранения присадки составляет не более 36 ч. Рекомендовано применять предложенную математическую модель для оценки ресурса пары трения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» для высоко- и среднеоборотных судовых двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова: интенсивность изнашивания, износ, дизельный двигатель, цилиндропоршневая группа, машина трения, противоизносная присадка, смазочное масло, смазочная способность

Для цитирования: Чанчиков В. А., Гужвенко И. Н., Прямухина Н. В., Прямухина М. С., Ковалев О. П. Экспериментальное исследование ресурса цилиндропоршневой группы судовых двигателей внутреннего сгорания при использовании различных смазочных композиций // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2022. № 3. С. 69–76. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-3-69-76>.

Original article

Experimental study of cylinder-piston group resource of marine ICEs using lubricant compositions

V. A. Chanchikov¹, **I. N. Guzhvenko²**, **N. V. Pryamukhina³**, **M. S. Pryamukhina⁴**, **O. P. Kovalev⁵**

¹⁻⁴ Astrakhan State Technical University,
Astrakhan, Russia, bazelius87@mail.ru

⁵ Dmitrov Fisheries Technological Institute, branch Astrakhan State Technical University,
Rybnoye, Moscow region, Russia

Abstract. The paper presents the results of a model experimental study of the resource of the mating parts “piston ring - cylinder liner” of a marine diesel engine. A medium-speed trunk engine 6Ch36/45 of medium boost was chosen as a real diesel engine under study. An experimental study was carried out by using an antiwear additive containing molybdenum diselenide MoSe₂ to a lubricating oil similar to that used in a circulating lubrication system. The studies are supplemented by a calculation model of the resource of the mating parts “piston ring - cylinder liner” followed by a comparison of the calculated values with the obtained experimental data. The following parameters mainly influence the resource of the selected tribological mating: the contact pressure of rubbing surfaces, the additive concentration in the oil, the shelf life of the additive before it is added to the oil without mixing it. The life tests of the parts of the “piston ring - cylinder liner” mating of a marine diesel engine made it possible to identify the effective concentration of the additive in oil by the formula $C_i = 0.5 \div 1.0$ vol. %. The resource of parts of the friction pair “piston ring - cylinder liner” increases by 1.28–1.67 times in relation to the standard parameters of the 6Ch36/45 diesel engine. Non-compliance with the storage conditions of the additive before adding it to the oil can reduce the resource performance relative to the normative standards for of this diesel engine by 1.7–3.45 times. It has been proved that the developed mathematical model of the service life of the parts that make up the tribological mating “piston ring - cylinder liner” has a high convergence (relative error 0.5–5%) with the results of the experiment on the physical model of the studied friction pair “piston ring-cylinder liner”. There has been studied the influence of the volume concentration C_i of an antiwear additive on the calculated and experimental indicators of the marine diesel engine resource, the optimal value of which should not be lower than 1.0%, while the value of the contact pressure in the friction pair is up to 1.0 MPa, the time of preliminary storage of the additive is no longer than 36 hours. It has been recommended to apply the developed mathematical model to estimate the resource of the friction pair “piston ring - cylinder liner” for high- and medium-speed internal combustion engines.

Keywords: wear rate, wear, diesel engine, cylinder-piston group, friction machine, antiwear additive, lubricating oil, lubricity

For citation: Chanchikov V. A., Guzhvenko I. N., Pryamukhina N. V., Pryamukhina M. S., Kovalev O. P. Experimental study of cylinder-piston group resource of marine ICEs using lubricant compositions. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2022;3:69-76. (In Russ.) <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-3-69-76>.

Введение

Поршневое кольцо и цилиндрическая втулка образуют в судовом дизеле сложное трибологическое сопряжение, которое определяет ресурс двигателя в целом. Большие контактные нагрузки, существенные различия в толщине смазочного слоя на разных участках рабочей поверхности цилиндрической втулки, наличие дополнительных загрязнений смазочного материала и другие особенности работы сопряжения создают предпосылки для ухудшения режима трения с переходом от полужидкостного к граничному [1]. Граничный режим трения характеризуется наличием абразивного и усталостного механизмов изнашивания, при которых скорость изнашивания (v) многократно возрастает по отношению к умеренным условиям эксплуатации цилиндропоршневой группы дизеля [2].

Улучшить условия трения сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» возможно, только модифицируя смазочный материал путем изменения его реологических, теплофизических и химических свойств. Этому может способствовать внесение в масло трибологически активных присадок – модификаторов трения. Существенной проблемой многих присадок-добавок является возможность загрязнения смазочной системы двигателя, ухудшения пропускной способности ее фильтрующих элементов, а также различия в адаптации активных элементов присадки для различных конструктивных материалов, из которых

изготовлены отдельные узлы трения. Так, например, реметаллизанты и кондиционеры-восстановители, формирующие отдельные классы присадок, могут существенно улучшать условия трения для деталей цилиндропоршневой группы, изготовленных из чугунов. Однако для подшипниковых узлов кривошипно-шатунного механизма, изготовленных из цветных металлов и их сплавов, такие вещества могут создавать предпосылки для ухудшения условий трения и снижения ресурса данного узла [3]. Между слоистыми и минеральными модификаторами трения существует подобное отличие в адаптации к работе в различных узлах и механизмах двигателя. Минеральные модификаторы трения, содержащие в своем составе неочищенный магнетит в количестве 2–6 масс. %, могут создавать условия для шаржирования прецизионных поверхностей трения образующимися продуктами износа, соединяющимися в процессе истирания в увеличенные агломераты микрометрических размеров [4]. Слоистые модификаторы трения, напротив, не могут шаржировать трибологически значимую поверхность, независимо от ее материала, в то же время создавая на ней защитный слой [5].

Тем не менее в настоящее время разнообразие применяющихся в двигателях различного назначения (в том числе и судовых дизелях) слоистых модификаторов трения сводится к двусернистому соединению молибдена (MoS₂), имеющему ограниченную трибологическую эффективность. Отча-

сти этому способствует низкая термическая стойкость химического соединения MoS_2 (до 200 °С). В то же время у более термически стойких классов дихалькогенидов тугоплавких металлов типа молибдена (диселенидов, дисилицидов) температурная стойкость значительно выше – 250–300 и 500–600 °С соответственно [5]. Однако только класс диселенидов может быть с успехом использован в эксплуатационных условиях дизельного двигателя, т. к. его трибологические показатели по коэффициенту трения ($f = 0,04\text{--}0,12$) приемлемы для цилиндропоршневой группы без возникновения дополнительных механических потерь для двигателя. Термостойкие дисилициды (к примеру, MoSi_2) дают возможность работы истирающихся сопряжений с $f = 0,5\text{--}0,7$, т. е. с возникновением высоких потерь на трение, и приемлемы для работы в условиях отсутствия смазочного материала, наличия температур свыше 500–1 000 °С или в вакууме [5].

Постановка цели и задач исследования

Разработанная присадка в смазочное масло, содержащая диселенид молибдена MoSe_2 [6] как слоистый модификатор трения, обладает высокой трибологической эффективностью [7–9], в частности способна повышать ресурс цилиндропоршневой группы, однако численный расчет ресурса поршневого кольца и цилиндрической втулки как многофакторная переменная в литературе на данный момент отсутствует. Цель настоящей работы заключается в выражении такой зависимости при адаптации ее к отдельным условиям применения противоизносной присадки, содержащей MoSe_2 , – условиям хранения и объемной концентрации в масле.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- задать условия работы сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» в оптимальном числе сочетаний параметров с учетом воздействия противоизносной присадки;
- провести ускоренные ресурсные испытания модельных образцов, имитирующих поршневое кольцо и цилиндрическую втулку судового дизеля;
- оценить результаты проведенных ресурсных испытаний, преобразуя массовый износ образцов в показатели ресурса сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» в каждом из сочетаний его условий работы;
- разработать численное выражение, характеризующее показатели ресурса указанного трибологического сопряжения судового дизеля в зависимости от переменных условий его работы;
- произвести сравнение экспериментальных и расчетных показателей ресурса работы сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка».

Обоснование условий работы трибологического сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» при ресурсных испытаниях

Трибологическое сопряжение в ресурсном испытании решено было моделировать по размерам реального судового дизельного двигателя при соблюдении подобия по конструктивным материалам и микрорельефу поверхностей трения. В качестве подобного двигателя выступил треновый четырехтактный дизель 6Ч36/45 с диаметром цилиндра 360 мм. Модельные образцы вырезались из реальных деталей дизеля – поршневого кольца и цилиндрической втулки. Общие параметры испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Table 1

Основные параметры программы экспериментального исследования ресурса сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» судового дизеля

Main parameters of the pilot study program of the diesel mating “piston ring - cylinder liner” resource

Тип контакта / тип материала образца	Вид движения образцов / путь трения, м	Диаметр образцов на контакте, мм	Рабочий ход образцов, мм / скорость движения, рад/с	Переменные параметры (шаги эксперимента)
Конформный (выпуклая плоскость по вогнутой плоскости) / чугун СЧ-24 (втулка) и А-ХМ (кольцо), ГОСТ 1412-85	Возвратно-поступательное / 953 856	360 – неподвижный (кольцо); 360 + 0,05 – подвижный (втулка)	36,8 / 37,8	Контактное давление P_{1-3} , МПа: 0,5/0,85/1,2; объемная концентрация присадки C_{1-2} , %: 0,5/1,0; срок хранения присадки перед внесением в масло X_{1-2} , ч: 36/512

В качестве смазочной среды выступало масло М-16Г2ЦС (ГОСТ Р 12337-2020), противоизносной присадкой являлся слоистый модификатор трения [6], содержащий диселенид молибдена и комплекс ненасыщенных жирных кислот. Присадка вноси-

лась объемно в масло согласно указанным в табл. 1 концентрациям C_i . Сроки хранения готовой присадки X_i перед внесением в смазочное масло с последующим перемешиванием выдерживались согласно указанным в табл. 1 параметрам. Три ша-

Shapshnikov V. A., Guzhenko I. N., Ryumnikhina N. V., Ryumnikhina M. S., Kovalev O. P. Experimental study of cylinder-piston group resource of marine ICEs using lubricant compositions

Чанчиков В. А., Гужвенко И. Н., Прямухина Н. В., Прямухина М. С., Ковалев О. П. Экспериментальное исследование ресурса цилиндропоршневой группы судовых двигателей внутреннего сгорания при использовании различных смазочных композиций

га контактного давления P_i , два шага объемной концентрации C_i , два шага времени хранения X_i составляли в итоге число шагов эксперимента, равное 12. Такое количество шагов в экспериментальном испытании следует считать оптимальным, как минимальное по числу и охватывающее весь диапазон давлений сгорания современных судовых тронковых дизелей и возможный диапазон трибологического воздействия присадки. Переменные параметры C_i и X_i выбирались в диапазоне наибольшей и наименьшей эффективности согласно данным, отраженным в [10, 11].

Микрорельеф обеих поверхностей трения – кольца и втулки как модельных образцов – выдерживался в точности с реальными деталями выбранного дизеля в пределах $Ra = 0,63-2,5$.

Результаты ресурсных испытаний и их оценка

Ресурс работы поршневого кольца и цилиндрической втулки при воздействии присадки определялся согласно массовому износу образцов по следующим расчетным выражениям, приведенным ниже:

$$h_i = (m_i / \rho) / A_{ki}; \quad (1)$$

$$I_i = h_i / S_T; \quad (2)$$

$$V_i = (h_i \cdot 10^{-6}) / T_i; \quad (3)$$

$$h_{pi} = V_i R_{цпр} \cdot 10^{-3}; \quad (4)$$

$$R_{цпр i} = h_{max} / V_i; \quad (5)$$

где m_i – потеря массы образца (массовый износ), г; $\rho = 7\,700\,000$ – плотность образца, г/м³; A_{ki} – площадь контакта испытательных образцов контурная, м²; $S_T = 953\,856$ – путь трения, м; $T_i = 600$ – время испытательного этапа, ч; $R_{цпр}$ – нормативный ресурс работы элемента цилиндропоршневой группы (поршневое кольцо $R_{цпр} = 8\,000$ / цилиндрическая втулка $R_{цпр} = 40\,000$), ч; h_{max} – нормативный предельный износ элементов цилиндропоршневой группы (поршневое кольцо – 250 / цилиндрическая втулка – 1 200), мкм; V_i – скорость изнашивания элементов цилиндропоршневой группы, мкм/ч.

Ресурс деталей сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» как нормативный определялся согласно данным текущего ремонта на судовой дизель 6Ч36/45 (Г-70).

Результаты эксперимента: первичный массовый износ и все последующие показатели, рассчитанные по (1)–(5) приведены в табл. 2 (жирным шрифтом выделены полученные значения, не удовлетворяющие нормативным значениям ресурса поршневого кольца или цилиндрической втулки для двигателя 6Ч36/45).

Таблица 2

Table 2

Параметры изнашивания и ресурса поршневого кольца и цилиндрической втулки судового дизеля 6Ч36/45 (Н/П – неподвижный/подвижный образцы, имитирующие кольцо/втулку)

Parameters of wear and operation life of the piston ring and cylinder liner of the marine diesel engine 6Ch36/45 (Н/П – fixed/movable samples imitating a ring/liner)

№	Этап	$m_i, \text{г}$		$h_i, \text{мм} \cdot 10^{-5}$		$I \cdot 10^{-11}$		$v_i, \text{мкм/ч}$		$h_{pi}, \text{мм}$		$R_i, \text{ч}$	
		Н	П	Н	П	Н	П	Н	П	Н	П	Кольцо	Втулка
1	$P_1 C_1 X_1$	0,071	0,048	2,726	1,843	2,858	1,932	0,045	0,031	0,363	1,229	5 503,331	39 073,65
2	$P_2 C_1 X_1$	0,093	0,059	3,57	2,265	3,743	2,375	0,06	0,038	0,467	1,51	4 201,468	31 788,73
3	$P_3 C_1 X_1$	0,098	0,075	3,762	2,879	3,944	3,019	0,063	0,048	0,502	1,92	3 987,107	25 007,14
4	$P_1 C_1 X_2$	0,112	0,076	4,466	3,03	4,682	3,177	0,074	0,051	0,595	2,02	3 358,781	23 758,96
5	$P_2 C_1 X_2$	0,131	0,079	5,224	3,15	5,476	3,302	0,087	0,053	0,696	2,1	2 871,63	22 856,72
6	$P_3 C_1 X_2$	0,163	0,092	6,499	3,668	6,814	3,846	0,108	0,061	0,867	2,446	2 307,874	19 626,97
7	$P_1 C_2 X_1$	0,031	0,03	1,111	1,075	1,164	1,127	0,019	0,018	0,148	0,716	13 506,05	66 990
8	$P_2 C_2 X_1$	0,034	0,031	1,218	1,111	1,277	1,164	0,02	0,019	0,162	0,74	12 314,34	64 829,03
9	$P_3 C_2 X_1$	0,041	0,032	1,469	1,146	1,54	1,202	0,025	0,02	0,196	0,764	10 211,89	62 803,13
10	$P_1 C_2 X_2$	0,053	0,042	2,126	1,685	2,229	1,767	0,035	0,028	0,284	1,123	7 054,217	42 728,4
11	$P_2 C_2 X_2$	0,054	0,055	2,167	2,207	2,271	2,313	0,036	0,037	0,289	1,471	6 923,583	32 628,96
12	$P_3 C_2 X_2$	0,061	0,057	2,447	2,287	2,566	2,398	0,041	0,038	0,327	1,525	6 129,074	31 484,08

Разработка расчетного выражения для определения и прогнозирования ресурса сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» и сравнение экспериментальных и расчетных данных

Ресурс любого трибологического сопряжения, ч, в том числе и возвратно-поступательного, в случае применения противоизносной присадки с седиментирующей в зависимости от времени составляю-

щей типа MoSe_2 может быть основан на построении следующего расчетного выражения:

$$R = (S_T / V_{max})(A \cdot B \cdot C \cdot D \cdot E)^n,$$

где S_T – путь трения, м (по условиям эксперимента принимается равным 953 856 м); V_{max} – максимальная скорость изнашивания элементов цилиндропоршневой группы, м/ч (принимается средним в диапазоне 0,018–0,108 мкм/ч); $A = p_i V_n \tau_0 / HB_{min} A_k$ – комплекс,

учитывающий изнашивание материала поверхности трения в зависимости от контактных параметров взаимодействия; $B = HB_{\max} / HB_{\min}$ – комплекс, учитывающий изнашивание материала поверхности трения в зависимости от параметров их твердости; $C = S_m / Ra$ – комплекс, учитывающий изнашивание материала поверхности трения в зависимости от параметров ее шероховатости; $D = (c_i / c_{\max})^a$ – комплекс, учитывающий изнашивание материала поверхности трения в зависимости от скорости седиментации слоистого модификатора трения; $E = (v_i / v_0)^b$ – комплекс, учитывающий изнашивание материала поверхности трения в зависимости от объемной концентрации противоизносной присадки; n – степенной коэффициент приспособления расчетного выражения к реальному показателю ресурса работы элементов цилиндропоршневой группы.

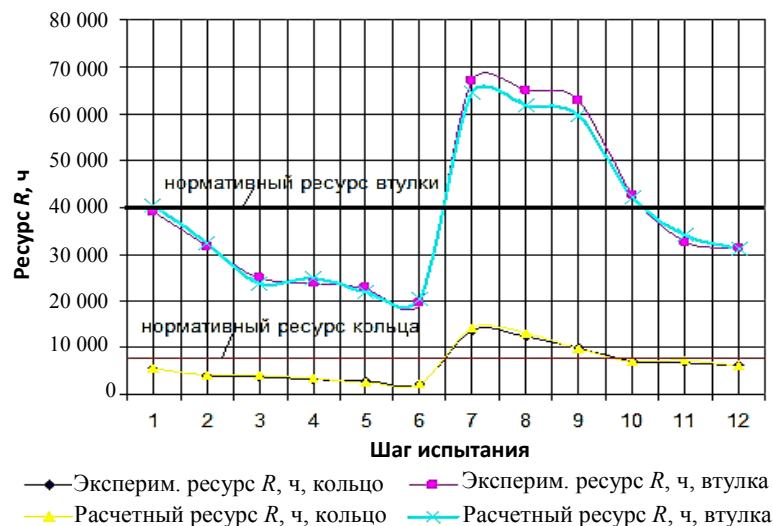
В комплексах A, B, C, D, E отдельные элементы имеют следующее значение: $p_i = 0,5-1,2$ – давление контактное, МПа; $V_n = 0,421^{+0,01}$ – скорость поступательного движения поверхности трения, м/с; $\tau_0 = 10^{-13}$ – время колебания атомов в кристаллической решетке поверхности трения, с; HB_{\min} – твердость наименее прочной поверхности трения, МПа; $A_k = 11,3 \cdot 10^{-3}$ – номинальная теоретическая площадь контакта, м²; HB_{\max} и HB_{\min} – максимальная и минимальная твердость взаимодействующих поверхностей трения соответственно; S_m и Ra – средняя длина волны и средняя высота микронеровности наиболее шероховатой поверхности трения соответственно, м; c_i и c_{\max} – скорость седиментации слоистого модификатора трения произвольная

и максимальная соответственно, ч; v_i и v_0 – вязкость смазочной среды произвольная для масла с присадкой и исходная смазочного масла, соответствующая определенной объемной концентрации противоизносной присадки в смазочном масле – носителе; $a = 1,4$ и $b = 0,575$ – степенные коэффициенты, отражающие графические зависимости параметров времени седиментации слоистого модификатора трения и вязкости смазочной среды от времени автономной работы судна и объемной концентрации противоизносной присадки в смазочном масле.

Данное расчетное выражение основано на известном соотношении, выведенном Ю. Н. Дроздовым в ранее представленных им авторских работах [12] по изнашиванию цилиндропоршневой группы перекачивающих сероводородных компрессоров и судовых двигателей.

Комплексы D и E являются для данного расчетного выражения дополнительно внедряемыми и отражающими параметры C_{1-2} и X_{1-2} , заложенные в экспериментальном исследовании ресурса сопряжения «поршневое кольцо – цилиндровая втулка». Комплекс A содержит учитываемый в эксперименте параметр контактного давления P_{1-3} . Комплексы B и C являются вспомогательными для расчета ресурса и отражают данные по прочностным и микрогеометрическим параметрам изнашиваемых поверхностей трения.

На рисунке отражено сравнение экспериментальных и расчетных значений ресурса R_i деталей сопряжения «поршневое кольцо – цилиндровая втулка» по отношению к нормативным показателям (для дизеля 6Ч36/45).



Сравнение показателей расчетного и экспериментального ресурса R_i поршневого кольца и цилиндровой втулки судового дизеля (№ шагов эксперимента согласно табл. 3)

Comparison of the calculated and experimental values of operation life R_i of the piston ring and cylinder liner of a marine diesel engine (number of experimental stages, according to Table 3)

Сравнение расчетных и экспериментальных значений ресурса R_i
 Comparison of calculated and experimental values of resource R_i

№	Шаг	Условия эксперимента			Экспериментальный ресурс $R_э$, ч		Расчетный ресурс $R_р$, ч		Относительная погрешность, %	
		Давление P_i , МПа	Концентрация C_i , об. %	Срок хранения X_i , ч	Кольцо	Втулка	Кольцо	Втулка	Кольцо	Втулка
1	$P_1C_1X_1$	0,5	0,5	36	5 503,33	39 073,65	5 648,07	40 218,51	2,63	2,93
2	$P_2C_1X_1$	0,85	0,5	36	4 201,47	31 788,73	4 256,93	32 287,81	1,32	1,57
3	$P_3C_1X_1$	1,2	0,5	36	3 987,11	25 007,14	4 153,37	23 811,8	4,17	-4,78
4	$P_1C_1X_2$	0,5	0,5	512	3 358,78	23 758,96	3 512,61	24 742,58	4,58	4,14
5	$P_2C_1X_2$	0,85	0,5	512	2 871,63	22 856,72	2 767,68	21 995,02	-3,62	-3,77
6	$P_3C_1X_2$	1,2	0,5	512	2 307,87	19 626,97	2 416,34	20 567,1	4,7	4,79
7	$P_1C_2X_1$	0,5	1	36	13 506,05	66 990	14 158,39	64 230,01	4,83	-4,12
8	$P_2C_2X_1$	0,85	1	36	12 314,34	64 829,03	12 891,88	61 762,62	4,69	-4,73
9	$P_3C_2X_1$	1,2	1	36	10 211,89	62 803,13	9 731,93	59 694,38	-4,7	-4,95
10	$P_1C_2X_2$	0,5	1	512	7 054,22	42 728,4	7 146,63	42 100,29	1,31	-1,47
11	$P_2C_2X_2$	0,85	1	512	6 923,58	32 628,96	7 268,37	34 009,17	4,98	4,23
12	$P_3C_2X_2$	1,2	1	512	6 129,07	31 484,08	6 102,1	31 178,68	-0,44	-0,97

В табл. 3 приведено сравнение экспериментальных и расчетных значений ресурса R_i с учетом погрешности расчета.

Выводы

1. Проведенные экспериментальные исследования ресурса деталей сопряжения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» судового дизеля позволили выявить эффективную концентрацию присадки в масле $C_i = 0,5 \div 1,0$ об. % при времени хранения готового трибологического состава перед внесением в масло $X_i \leq 36$ ч.

2. Наибольшим трибологическим эффектом противозносная присадка обладает в области контактных давлений до 0,85 МПа.

3. Ресурс деталей пары трения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» повышается в 1,28 ÷ 1,67 раз по отношению к нормативным показателям дизеля 6Ч36/45, однако несоблюдение условий хранения присадки до внесения в масло может снизить показатели ресурса относительно нормативных для данного двигателя в 1,7 ÷ 3,45 раза.

4. Разработанная математическая модель ресурса деталей, составляющих трибологическое сопряжение «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка», обладает высокой сходимостью с результатами эксперимента на физической модели, имитирующей исследуемую пару трения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» (относительная погрешность в диапазоне 0,5 ÷ 5 %).

5. Большое влияние как на расчетные, так и на экспериментальные показатели ресурса судового дизеля оказывает объемная концентрация C_i противозносной присадки, оптимальное значение которой должно быть не ниже 1,0 %, при этом величина контактного давления в паре трения – в пределах до 1,0 МПа, время предварительного хранения присадки – не более 36 ч.

6. Проведенные исследования позволяют рекомендовать предложенную математическую модель для оценки ресурса пары трения «поршневое кольцо – цилиндрическая втулка» для высоко- и среднеоборотных судовых двигателей внутреннего сгорания, имеющих умеренную степень форсирования.

Список источников

1. Путинцев С. В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования расчета и испытаний. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2011. 288 с.
 2. Возницкий И. В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. СПб.: Моркнига, 2007. 128 с.
 3. Кузьмин В. Н. Работоспособность узлов трения при использовании новых СК на основе жидких смазок с комплексными добавками // Трение, износ, смазка. 2010. Т. 13. № 42. С. 1–14.
 4. Долгополов К. Н., Любимов Д. Н., Глазунова Е. А. Влияние магнетита на триботехнические свойства смазочных композиций, содержащих минеральные модифи-

каторы трения // Трение и износ. 2011. Т. 32. № 2. С. 143–149.
 5. Воронков Б. Д. Подшипники сухого трения. Л.: Машиностроение, 1968. С. 26–29.
 6. Пат. 2570643 Рос. Федерация, МПК С10М 169/04, С10М 125/22. Противозносная присадка / Перекрестов А. П., Дроздов Ю. Н., Чанчиков В. А., Гужвенко И. Н., Свекольников С. А., заявл. 22.07.2014; опубл. 10.12.2015, Бюл. № 34.
 7. Гужвенко И. Н., Перекрестов А. П., Чанчиков В. А., Прямухина Н. В., Павлов А. В. Повышение износостойкости узлов и деталей судовых ДВС путем модифицирования смазочных материалов // Мор. интеллектуал. технологии. 2019. № 4. Т. 2. С. 59–68.

8. Гузвенко И. Н., Чанчиков В. А., Свекольников С. А., Бурмистрова О. В. Пути повышения надежности судовых дизельных двигателей // Судостроение. 2016. № 2. С. 27–31.

9. Гузвенко И. Н., Чанчиков В. А., Перекрестов А. П., Свекольников С. А., Бурмистрова О. В. Исследование влияния дисперсности слоистых модификаторов трения на противоизносные свойства смазочных материалов // Изв. Самар. науч. центра Рос. акад. наук. 2016. Т. 18. № 1 (2). С. 187–192.

10. Перекрестов А. П., Саламех А., Чанчиков В. А., Гузвенко И. Н., Абубакаров А. Я. Исследование эксплуатационных свойств противоизносных присадок для моторных смазочных масел в зависимости от процессов

их обработки и седиментации // Науч. проблемы вод. трансп. 2020. № 64. С. 102–112.

11. Чанчиков В. А., Гузвенко И. Н., Андреев А. И., Шулимова М. А., Свекольников С. А. Исследование и разработка перспективных смазочных материалов для применения в судовых дизельных двигателях и повышения ресурса цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2021. № 4. С. 62–74.

12. Дроздов Ю. Н., Матвеевский Р. М., Агидер В. В., Комендант В. И. Режим смазки при возвратно-поступательном движении тел // Вестн. машиностроения. 1979. № 5. С. 17–20.

References

1. Putintsev S. V. *Mekhanicheskie poteri v porshnevnykh dvigateliakh: spetsial'nye glavy konstruirovaniia rascheta i ispytaniia* [Mechanical losses in reciprocating engines: special chapters in design of calculation and testing]. Moscow, Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 2011. 288 p.

2. Voznitskii I. V. *Prakticheskie rekomendatsii po smazke sudovykh dizelei* [Practical recommendations for lubrication of marine diesel engines]. Saint-Petersburg, Morkniga Publ., 2007. 128 p.

3. Kuz'min V. N. Rabotosposobnost' uzlov treniia pri ispol'zovanii novykh SK na osnove zhidkikh smazok s kompleksnymi dobavkami [Performance of friction units when using new SCs based on liquid lubricants with complex additives]. *Trenie, iznos, smazka*, 2010, vol. 13, no. 42, pp. 1-14.

4. Dolgopolov K. N., Liubimov D. N., Glazunova E. A. Vliianie magnetita na tribotekhnicheskie svoistva smazochnykh kompozitsii, soderzhashchikh mineral'nye modifikatory treniia [Influence of magnetite on tribological properties of lubricant compositions containing mineral friction modifiers]. *Trenie i iznos*, 2011, vol. 32, no. 2, pp. 143-149.

5. Voronkov B. D. *Podshipniki sukhogo treniia* [Dry friction bearings]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1968. Pp. 26-29.

6. Percrestov A. P., Drozdov Iu. N., Chanchikov V. A., Guzhvenko I. N., Svekol'nikov S. A. *Protivoiznosnaia prisadka* [Antiwear additive]. Patent RF; 10.12.2015.

7. Guzhvenko I. N., Percrestov A. P., Chanchikov V. A., Priamukhina N. V., Pavlov A. V. Povyshenie iznosostoikosti uzlov i detalei sudovykh DVS putem modifitsirovaniia smazochnykh materialov [Improving wear resistance of units and parts of marine internal combustion engines by modifying lubricants]. *Morskie intellektual'nye tekhnologii*, 2019, no. 4, vol. 2, pp. 59-68.

8. Guzhvenko I. N., Chanchikov V. A., Svekol'nikov S. A., Burmistrova O. V. Puti povysheniia nadezhnosti sudovykh

dizel'nykh dvigatelei [Ways to improve reliability of marine diesel engines]. *Sudostroenie*, 2016, no. 2, pp. 27-31.

9. Guzhvenko I. N., Chanchikov V. A., Percrestov A. P., Svekol'nikov S. A., Burmistrova O. V. Issledovanie vliianiia dispersnosti sloistykh modifikatorov treniia na protivoinosnye svoistva smazochnykh materialov [Studying influence of dispersion of layered friction modifiers on antiwear properties of lubricants]. *Izvestiia Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2016, vol. 18, no. 1 (2), pp. 187-192.

10. Percrestov A. P., Salamekh A., Chanchikov V. A., Guzhvenko I. N., Abubakarov A. Ia. Issledovanie ekspluatatsionnykh svoistv protivoinosnykh prisadok dlia motornykh smazochnykh masel v zavisimosti ot protsessov ikh obrabotki i sedimentatsii [Studying performance properties of antiwear additives for motor lubricating oils depending on their processing and sedimentation]. *Nauchnye problemy vodnogo transporta*, 2020, no. 64, pp. 102-112.

11. Chanchikov V. A., Guzhvenko I. N., Andreev A. I., Shulimova M. A., Svekol'nikov S. A. Issledovanie i razrabotka perspektivnykh smazochnykh materialov dlia primeneniia v sudovykh dizel'nykh dvigateliakh i povysheniia resursa tsilindroporshnevoi gruppy dvigatelia vnutrennego sgoraniia [Research and development of promising lubricants for using in marine diesel engines and increasing resource of cylinder-piston group of internal combustion engine]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaiia tekhnika i tekhnologiya*, 2021, no. 4, pp. 62-74.

12. Drozdov Iu. N., Matveevskii R. M., Agider V. V., Komendant V. I. Rezhim smazki pri vozvratno-postupatel'nom dvizhenii tel [Lubrication regime during reciprocating motion of bodies]. *Vestnik mashinostroeniia*, 1979, no. 5, pp. 17-20.

Статья поступила в редакцию 01.07.2022; одобрена после рецензирования 29.07.2022; принята к публикации 08.08.2022
The article was submitted 01.07.2022; approved after reviewing 29.07.2022; accepted for publication 08.08.2022

Информация об авторах / Information about the authors

Василий Александрович Чанчиков – кандидат технических наук; доцент кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; Астраханский государственный технический университет; bazelius87@mail.ru

Vasily A. Chanchikov – Candidate of Technical Sciences; Assistant Professor of the Department of Shipbuilding and Marine Engineering Complexes; Astrakhan State Technical University; bazelius87@mail.ru

Иван Николаевич Гужвенко – ассистент кафедры техники и технологий наземного транспорта; Астраханский государственный технический университет; ivan.3123@yandex.ru

Нина Владимировна Прямухина – кандидат биологических наук; доцент кафедры теплоэнергетики и холодильных машин; Астраханский государственный технический университет; ninafishwom@mail.ru

Мария Сергеевна Прямухина – преподаватель факультета среднего профессионального образования; Астраханский государственный технический университет; pryamuhina.masha@mail.ru

Олег Петрович Ковалев – доктор технических наук, профессор; профессор кафедры технологии продуктов питания и холодильной техники; Дмитровский рыбохозяйственный технологический институт, филиал Астраханского государственного технического университета; kovalev47@mail.ru

Ivan N. Guzhvenko – Assistant of the Department of Techniques and Technologies of Land Transport; Astrakhan State Technical University; ivan.3123@yandex.ru

Nina V. Pryamukhina – Candidate of Biology; Assistant Professor of the Department of Heat Power Engineering and Refrigerating Machines; Astrakhan State Technical University; ninafishwom@mail.ru

Mariya S. Pryamukhina – Lecturer of the Faculty of Secondary Vocational Education; Astrakhan State Technical University; pryamuhina.masha@mail.ru

Oleg P. Kovalev – Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Technology of Food Products and Refrigeration; Dmitrov Fisheries Technological Institute, branch Astrakhan State Technical University; kovalev47@mail.ru

