

Судовые энергетические установкиDOI: <http://www.dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2021-1-5>

УДК 621.436: 629.5

В.Н. Кучеров, Л.Б. Леонтьев, А.Л. Леонтьев

КУЧЕРОВ ВЛАДИМИР НИКАНОРОВИЧ – механик-дизелист 1 разряда, технический консультант, *судоходная компания «Дельта»* (к.т.н., профессор, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского), nadezkin@msun.ru

ЛЕОНТЬЕВ ЛЕВ БОРИСОВИЧ – д.т.н., профессор Политехнического института (автор, ответственный за переписку), SPIN: 9456-5027, ResercherID: U-9351-2017, ORCID: 0000-0002-8072-306X, ScopusID: 6603944093, leontyev.l.b@yandex.ru

Дальневосточный федеральный университет

ЛЕОНТЬЕВ АНДРЕЙ ЛЬВОВИЧ – к.т.н., руководитель агентства газоснабжения и энергетики, *Правительство Приморского края*, gfi25leontev@mail.ru

Владивосток, Россия

Влияние износа плунжерных пар топливных насосов высокого давления на эксплуатационные показатели судовых дизелей

Аннотация: Представлен обзор авторских исследований повышения долговечности плунжерных пар топливных насосов высокого давления (ТНВД) судовых дизелей и влияния их износа на эксплуатационные показатели двигателей, выполненных с 1990 по 2020 г., Уточнены факторы, влияющие на ресурсные показатели плунжерных пар ТНВД судовых мало- и среднеоборотных двигателей. Определены методы и возможности оценки износных показателей топливной аппаратуры. Приведен сравнительный анализ ресурсных возможностей плунжерных пар, восстановленных различными методами, и новых пар, изготовленных ведущими дизелестроительными фирмами, а также анализ влияния износов плунжерных пар топливных насосов высокого давления на эксплуатационные показатели судовых дизелей.

Показано, что по мере изнашивания плунжерных пар ТНВД судовых средне- и малооборотных дизелей уменьшается цикловая подача топлива вследствие его протечек, при этом возрастает температура отходящих газов, что часто приводит к аварийным ситуациям. Для повышения эффективности эксплуатации и надежности дизелей нами разработана перспективная технология упрочнения, позволяющая увеличить износостойкость плунжерных пар ТНВД.

Впервые показано, что плунжерные пары ТНВД, восстановленные нанесением износостойких хромовых покрытий, успешно конкурируют с серийными (плунжерами без покрытия), а в случае нанесения композиционных покрытий (хром-металлокерамика) – обеспечивают значительно большую износостойкость. Динамическая гидроплотность пар и соответственно цикловая подача топлива плунжерных пар с износостойким покрытием плунжера остается практически неизменной в течение более длительного времени (период стабильной динамической гидроплотности в среднем в 2–3 раза дольше, чем для пар без покрытия).

Ключевые слова: дизель, плунжерная пара, износ, отказ, цикловая подача топлива, температура отходящих газов, хром-металлокерамическое покрытие

Введение

Надежность, экономичность и стабильность работы судовых дизелей в значительной степени определяются техническим состоянием топливной аппаратуры. В случае ее некачественной работы топливо неравномерно подается по цилиндрам и, как следствие, нагрузки на основные детали цилиндра-поршневой группы распределяются неравномерно, происходит повышенный

© Кучеров В.Н., Леонтьев Л.Б., Леонтьев А.Л., 2021

Статья: поступила: 13.11.2020; рецензия: 24.11.2020; принята: 25.01.2021; финансирование: Дальневосточный федеральный университет.

их износ, перерасход топлива, что приводит к снижению долговечности, мощности, а порой и к аварии дизеля [1, 8, 9].

Опыт эксплуатации судовых дизелей показывает, что наибольшее количество отказов приходится на детали топливной аппаратуры.

Обеспечение в процессе эксплуатации оптимальных и стабильных параметров топливоподачи – одно из главных условий, обеспечивающих экономичную и надежную работу судовых дизелей.

Следует отметить, что в связи с высокой стоимостью топливной аппаратуры для судовых дизелей на одном двигателе могут быть установлены как новые, так и восстановленные разными фирмами по различным технологиям (например, хромированием плунжера, изготовлением одной новой детали из двух сопряженных, перекомплектованием) плунжерные пары, которые обладают различной износостойкостью и эксплуатационными характеристиками.

Неисправности в элементах топливной аппаратуры вызываются технологическими, конструкционными и эксплуатационными причинами. Эксплуатационные причины в основном связаны с сортом топлива, условиями его хранения в танках, качеством его очистки и топливоподготовки в целом. Большое значение имеет техническая грамотность персонала при использовании, техническом обслуживании и ремонте топливной аппаратуры, которая и определяет уровень технической эксплуатации и долговечность элементов системы.

Наибольшее влияние на работу топливной аппаратуры дизелей оказывает износ плунжерных пар, доминирующим видом изнашивания которых является абразивное. В современных тяжелых топливах содержится большое количество каталитических частиц, механических примесей различного вида, которые при плохой очистке и наличии воды приводят к износам, схватыванию и заклиниванию плунжеров топливных насосов высокого давления и зависанию игл форсунок.

Твердые механические частицы с размерами преимущественно 1–5 мкм (окислы кремния, алюминия, железа и цинка) полностью не удаляются топливными фильтрами. Окислы кремния и алюминия имеют высокую твердость и оказывают наиболее существенное абразивное воздействие (износы, задиры) на поверхности прецизионных деталей топливной аппаратуры. Наибольшую опасность для прецизионных деталей представляют частицы размером от 2 до 10 мкм, соизмеримые с зазором, так как они вызывают интенсивное изнашивание при попадании в зазор при некачественной очистке топлива. Попавшие в зазор между плунжером и втулкой частицы интенсивно изнашивают верхнюю часть плунжера и соответствующую часть втулки. Причем большему износу подвергается плунжер, величина его износа в золотниковой части превышает величину износа втулки в верхней части в 2,0–2,5 раза. В результате изнашивания образуются также местные износы в районах отсечных кромок плунжера и наполнительного и отсечного отверстий во втулке, снижается цикловая подача и растет неравномерность топливоподачи по цилиндрам дизеля [6, 7].

В совершенном малооборотном двигателе при высокой культуре эксплуатации фирмы назначают срок службы для плунжерной пары 18 тыс. ч вне зависимости от конструкции плунжера.

Основные факторы, определяющие долговечность плунжерной пары, – абразивный и местный износы. Главным из местных является процесс эрозионного разрушения поверхностей плунжеров и втулок ТНВД со стороны перепуска топлива, особенно в процессе отсечки. У современных дизелей по мере их форсирования резко возросли скорости потока топлива, перепускаемого до и после активного хода плунжера, которые могут достигать 200 м/с. При таких скоростях возникают не только интенсивные волновые явления, но и условия для мощных гидроударов и кавитации.

Особое воздействие на ресурсные показатели оказывает коррозионный износ на сернистых обводненных топливах. Активный процесс коррозии наступает уже при содержании серы в топливе более 0,5%. Срок службы плунжерной пары может составлять от 2 до 5 тыс. ч в зависимости от своевременности и эффективности средств очистки топлива от морской или

пресной воды. На поверхности вначале появляются коричневые пятна, которые затем темнеют, образуя сплошное черное поле, приводящее к нарушению в работе прецизионной пары, особенно у форсунок в связи с высокой температурой. Из сернистых соединений кроме кислоты большей агрессивностью обладают сероводород и меркаптаны.

В результате износа плунжерных пар происходит рост продолжительности подачи топлива (при увеличении индекса выхода топливной рейки насоса-ИТН для компенсации падения среднего индикаторного давления P_{mi}), заметно ухудшается экономичность процесса сгорания вследствие снижения качества распыливания, роста периода догорания и соответственно эффективности использования заключительных порций топлива. При смещении фазы активного сгорания на линию расширения происходит рост температуры газов в цилиндре в процессе расширения, повышение теплонапряженности деталей цилиндра-поршневой группы.

При регулировке ТНВД в процессе эксплуатации для обеспечения необходимой цикловой подачи увеличивают активный ход плунжера. Количество подаваемого топлива возрастает, но увеличивается при этом продолжительность впрыска, а при условии сохранения момента начала подачи топлива насосом эта увеличенная доза топлива приходится на конец впрыска, т.е. на догорание.

Цель настоящей статьи – провести сравнительный анализ ресурсных возможностей плунжерных пар, восстановленных различными методами, и новых пар, изготовленных ведущими дизелестроительными фирмами, а также анализ влияния износов плунжерных пар ТНВД на эксплуатационные показатели судовых дизелей.

Обзор экспериментов, их методов и аппаратуры

Так как в настоящее время пароходства Дальнего Востока практически не имеют современных судов, то нет и возможности для экспериментов на таких судах. Поэтому оценку эксплуатационных показателей дизелей мы провели на основании обработки индикаторных диаграмм по коэффициенту подачи топлива и температуре отходящих газов, т.е. по данным, полученным нами в основном в 1994–1996 гг. Измерения плунжеров и втулок ТНВД различных типов проводили при поступлении их на ремонт в ООО «Научно-производственный центр «Дальмак» в 1995–2010 гг.

Измерения размеров производили следующими инструментами: плунжеров – микрометрами фирмы *Mitutoyo* моделей BMD-25DM и BMD-50DM (Япония) с электронной индикацией результата на табло и ценой деления 0,001 мм, втулок – индикаторными нутромерами той же фирмы с ценой деления 0,001 мм моделей CG-35A и CG-60A.

Ввиду сложности измерения многих параметров силами судового персонала сравнительный анализ был выполнен по условному (приведенному) коэффициенту подачи топлива $\eta_{п.пр}$, который определяется по данным индицирования дизеля. На значение $\eta_{п.пр}$ оказывает влияние плотность распылителей (сопряжения «игла–корпус распылителя») форсунок, всасывающего клапана и всех элементов системы топливоподачи. Достоверность результатов зависит от качества индицирования и обработки индикаторных диаграмм и точности регистрации всех параметров по журналу индицирования.

Оценить гидроплотность всех прецизионных элементов топливоподающей системы можно с достаточной точностью по изменению коэффициента подачи топлива. Для расчета этого коэффициента необходимо знать цикловую подачу топлива или удельный его расход. Коэффициент подачи топливного насоса представляет собой отношение действительно поданной порции топлива к теоретически возможной и равной объему, описываемому плунжером на протяжении его активного хода, умноженному на плотность топлива.

Коэффициент подачи – величина переменная, она зависит от большого числа факторов, к которым относятся геометрические и конструктивные соотношения в ТНВД, сжимаемость топлива, а также явления дросселирования в щели в периоды начала сжатия топлива и его отсечки в ТНВД и, конечно, утечки в системе насос–форсунка.

Цикловая подача – подача топлива двигателя за один рабочий цикл может быть определена по известной из учебников формуле

$$g_{ц} = g_i N_i m / 60 n i, \text{ г/цикл}, \quad (1)$$

где g_i – удельный индикаторный расход топлива, г/(кВт·ч); N_i – индикаторная мощность, кВт; m – коэффициент тактности (для двухтактного двигателя $m = 1$; для четырехтактного $m = 2$); n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; i – число цилиндров.

Цикловая подача топлива связана с удельным расходом топлива и определяется по формуле [3]

$$g_{ц} = F_{п} h_a \rho_T \eta_{п}, \text{ г/цикл}, \quad (2)$$

где $F_{п} = \pi d^2 / 4$ – площадь плунжера м²; h_a – активный ход плунжера, м; ρ_T – плотность топлива кг/м³; $\eta_{п}$ – коэффициент подачи топливного насоса.

По опытным данным, коэффициент подачи изменяется в пределах 0,75–1,1, на него существенное влияние оказывают частота вращения коленчатого вала и величина цикловой подачи, а также сложность процессов топливоподачи и эффект «щели» в процессе начала подачи и отсечки подачи топлива.

На основании формул (1) и (2) можно определить коэффициент подачи топлива

$$\eta_{п} = \frac{g_i N_i m}{60 n_i F_{п} h_a \rho_T}.$$

По результатам индицирования двигателя в эксплуатации невозможно определить коэффициент подачи топливного насоса без измерения расхода топлива, соответственно и параметров его цикловой подачи или индикаторного расхода.

Среднее индикаторное давление (P_i) имеет прямо пропорциональную связь с нагрузочными параметрами: индексом топливного насоса (ИТН) и указателем нагрузки на регуляторе (УН) в соответствии с формулой

$$P_i = \frac{g_{ц}}{V_s} Q_n \eta_i,$$

где V_s – рабочий объем цилиндра; Q_n – низшая теплотворная способность топлива; η_i – индикаторный КПД дизеля.

Индикаторный КПД учитывает несовершенства всех процессов в цикле, в первую очередь связанных с условиями воздухообеспечения дизеля и качеством процесса сгорания. В этом случае нельзя выделить конкретно влияние качества распыливания и состояния топливной аппаратуры на совершенство процессов в цилиндре.

Приближенный анализ коэффициента подачи топлива по данным индицирования можно проводить по значению УН и ИТН, без учета изменения индикаторного КПД дизеля, который можно назвать условным.

Оценку технического состояния ТНВД проводили на основании индикаторных диаграмм по условному коэффициенту подачи топлива и температуре отходящих газов.

Для выявления характера и динамики износа плунжерных пар с различными видами покрытий проведены сравнительные ускоренные исследования на универсальном стенде для испытаний и регулировки ТНВД дизелей типа СДТ-4. Конструкция стенда позволяет тестировать в одинаковых условиях одновременно четыре плунжерные пары. В качестве объекта исследования был взят блочный топливный насос высокого давления двигателя Ч 10,5/13. Этот двигатель устанавливается на судах морского флота в качестве вспомогательного и имеет диаметр плунжера 8 мм. Ускоренные износные испытания проводились в несколько этапов, их длительность составляла 5; 5; 5; 10 и 15 ч (всего 40 ч). Для форсирования испытаний в рабочую жидкость добавляли абразивный порошок (кварцевую пыль) дисперсностью 1–5 мкм. При проведении эксперимента применялось дизельное топливо марки Л-0,5 по ГОСТ 305-82. Концентрация загрязнителя в топливе составляла 1%. Перед введением в бак загрязнителя, его тщательно перемешали в стакане с топливом, отобранном из бака.

Проверку гидравлической плотности плунжерных пар выполняли при постоянной

температуре 20 ± 2 °С и с дизельным топливом вязкостью $4,6 \pm 0,1$ сСт ($3,5 \pm 0,1 \times 10^6$ м²/с). Для восстановленных плунжерных пар допускается падение давления от 20 до 15 МПа не менее 15 с [5].

Результаты экспериментов и их обсуждение

Для оценки влияния износа на эксплуатационные характеристики дизелей были проведены измерения геометрических размеров плунжеров и втулок, поступающих на восстановление (выборка – свыше 350 плунжерных пар).

Отказ плунжерных пар наступает вследствие износа золотниковой части плунжера и образования местных износов в районах наполнительного и отсечного отверстий втулки, которые и определяют гидроплотность пары. Следует отметить, что замена плунжерных пар на дизелях часто происходит после невозможности его запуска на дизельном топливе из-за больших величин протечек топлива. При этом, как правило, на двигателе заменяются все плунжерные пары, независимо от их наработки и технического состояния из-за отсутствия на судне стенда для определения их гидравлической плотности.

Для оценки величин зазоров в плунжерных парах, поступающих на восстановление, были проведены измерения геометрических размеров плунжеров и втулок. Установлено, что после 20–25 тыс. ч работы дизеля диаметральный зазор в плунжерной паре увеличивается (в зависимости от типоразмера и применяемого топлива): у среднеоборотных дизелей – на 6–10 мкм, малооборотных дизелей – на 10–15 мкм. Однако следует иметь в виду, что износ верхней части плунжера в районе отсечных кромок, которая определяет гидроплотность плунжерной пары, существенно больше, чем у остальной части. Поэтому износ отказавших плунжерных пар в районе отсечных кромок для различных типов дизелей отличается незначительно (рис. 1) и колеблется в пределах 16–27 мкм (средняя величина износа для дизелей, работающих на дизельном топливе, составляет 18,2 мкм; а при работе на тяжелых сортах топлива – 20,6 мкм для среднеоборотного двигателя (СОД) и 22,4 мкм – для малооборотного (МОД)). Зазоры в сопряжении у отказавших плунжерных пар по сравнению с номинальными (установочными) увеличиваются в 2,4–5,5 раз, причем наибольший относительный зазор наблюдается у СОД, работающих на дизельном топливе и имеющих номинальные зазоры несколько меньше, чем у эксплуатирующихся на тяжелых сортах топлива.

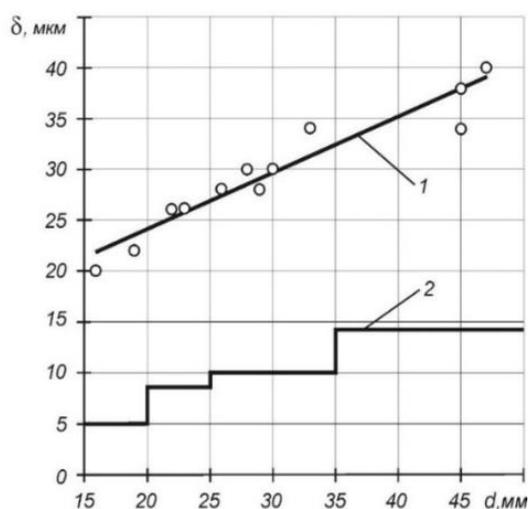


Рис. 1. Зависимость зазора от диаметра плунжера:

1 – среднего зазора в верхней части отказавших плунжерных пар (район отсечных кромок);
2 – номинальный зазор в плунжерной паре при работе на тяжелом топливе.

Здесь и далее рисунки авторов

Установлено, что средняя скорость увеличения зазора у исследованных дизелей в плунжерной паре СОД составляет: для работающих на дизельном топливе – 1,25 мкм/тыс. ч, на тяжелом топливе – 1,69 мкм/тыс. ч, для МОД, работающих на тяжелом топливе, – 1,44 мкм/тыс. ч.

Для оценки влияния технологий восстановления плунжерных пар и износов на эксплуатационные показатели судовых дизелей нами были проведены сравнительные испытания на мало- и среднеоборотных двигателях с 1990 по 2000 г. Исследования эффективности элементов топливной аппаратуры и рабочего процесса проводили на основе анализа индикаторных диаграмм главного двигателя фирмы V&W674KEF160 танкера «Горноправдинск» за 10 лет его эксплуатации (длительная эксплуатационная мощность данного двигателя составляет 10 600 э.л.с. при частоте вращения 120 мин⁻¹, среднее индикаторное давление – 1,04 МПа (10,6 ат).

В период ремонта в июле 1995 г. т/х «Горноправдинск» главный двигатель 674KEF160 был укомплектован плунжерными парами: бывшими в эксплуатации, новыми и восстановленными ТНВД (методом пористого хромирования). После ремонта танкер длительное время работал в районе рыбопромысловых экспедиций (Охотское море), к марту 1996 г. главный двигатель отработал около 3000 ч. За указанное время претензий и замечаний к работе плунжерных пар не отмечалось.

Для оценки величины разброса условного коэффициента $\eta_{п.пр}$ (приведенного к индексу топливного насоса) подачи топлива по цилиндрам на стендовых испытаниях и перед заводским ремонтом двигателя были проанализированы данные, полученные при обработке результатов индицирования (табл. 1). На стендовых испытаниях максимальное отклонение условного коэффициента подачи топлива составляло 3,8% на ТНВД цилиндрах № 4 и 6. При испытаниях перед ремонтом двигателя на судоремонтном заводе максимальное уменьшение (на 29%) подачи наблюдалось на ТНВД цилиндра № 2, а на остальных цилиндрах – в пределах 16–28%. Следовательно, можно сделать вывод о разной величине износа плунжерных пар при эксплуатации в одинаковых условиях, которые могли возникнуть вследствие различных механических свойств сопряженных деталей, а также количества и размеров абразивных частиц в подаваемом топливе.

Таблица 1

Изменение условного коэффициента подачи топлива по цилиндрам дизеля 674KEF 160 т/х «Горноправдинск» в различных эксплуатационных условиях

Наименование параметра	Номер цилиндра					
	1	2	3	4	5	6
Стендовые испытания. Режим номинальной мощности						
$\eta_{п.пр}$	0,999	0,988	0,999	1,005	1,005	1,005
$\eta_{о.пр}$	0,990	0,990	0,962	1,045	0,992	1,045
δ_n	1,010	0,998	1,038	0,962	1,013	0,962
Индицирование перед ремонтом двигателя						
$\eta_{п.пр}$	0,64	0,63	0,69	0,68	0,66	0,69
$\eta_{о.пр}$	0,89	0,89	0,83	0,93	0,85	0,89
δ_n	0,72	0,71	0,84	0,72	0,77	0,78

Примечание. Обозначения, принятые в таблице: $\eta_{п.пр}$ – условный коэффициент подачи топлива на текущем режиме, отнесенный к номинальному режиму; $\eta_{о.пр}$ – условный коэффициент подачи топлива на стендовых и ходовых испытаниях при аналогичной нагрузке; отклонение от наибольшего значения δ_n определено по формуле $\delta_n = \eta_{п.пр}/\eta_{о.пр}$. Здесь и далее – таблицы авторов.

Во время ремонта на СРЗ в ТНВД двигателя на цилиндры № 1 и № 2 были установлены новые плунжерные пары, две, восстановленные методом пористого хромирования, – на цилиндры № 4 и № 6, причем плунжер пары № 27 имел продольную риску на 1/3 длины (ниже отсечных кромок) и следы коррозии в районе отсечных кромок, которые не удалось устранить шлифованием и последующим хромированием из-за их значительной глубины, а техническое состояние плунжерной пары № 28 было признано хорошим. А две пары, которые ранее эксплуатировались и имели наработку более 7 и 12 тыс. ч соответственно, установлены на цилиндры № 3 и № 5.

В результате эксплуатации плунжерных пар с различным исходным состоянием в течение 3,5 тыс. ч на дизеле 674KEF160 т/х «Горноправдинск» было установлено следующее. В начальный период эксплуатации лучшие результаты наблюдались у новых плунжерных пар (табл. 2). Следует отметить, что динамика снижения подачи топлива выше у новых плунжерных пар: так, через 3,5 тыс. ч работы дизеля величина подачи топлива новыми плунжерными парами (цилиндры № 1 и № 2) и восстановленными (цилиндры № 4 и № 6) становится примерно одинаковой. Наихудшие показатели имеют плунжерные пары, которые ранее эксплуатировались в течение 7 тыс. ч (цилиндр № 3, суммарная наработка 10,5 тыс. ч) и 12 тыс. ч (цилиндр № 5, суммарная наработка 15,5 тыс. ч).

Таблица 2

Условный коэффициент подачи топлива по цилиндрам дизеля 674KEF 160 т/х «Горноправдинск»

Наименование параметра	Номер цилиндра, состояние пары или наработка, тыс. ч					
	№ 1, новая	№ 2, новая	№ 3, свыше 7 тыс. ч	№ 4, восстановленная № 27	№ 5, свыше 12 тыс. ч	№ 6, восстановленная № 28
Индицирование 15.03.1996, наработка после ремонта 3000 ч						
$\eta_{п.пр}$	0,55	0,55	0,53	0,54	0,55	0,55
$\eta_{о.пр}$	0,63	0,61	0,69	0,64	0,69	0,61
δ_n	0,87	0,90	0,77	0,84	0,80	0,90
Индицирование 15.04.1996, наработка после ремонта 3500 ч						
$\eta_{п.пр}$	0,57	0,59	0,59	0,58	0,57	0,57
$\eta_{о.пр}$	0,61	0,63	0,64	0,61	0,64	0,61
δ_n	0,94	0,94	0,92	0,96	0,89	0,93

Для дополнительной оценки качества процесса распыливания различных ТНВД, установленных на главный двигатель в июне 1995 г., был проведен сравнительный анализ распределения температур отходящих газов по цилиндрам на основании результатов ходовых испытаний и трех индицирований в 1995–1996 гг. (табл. 3).

Исследования температуры отходящих газов позволили установить, что минимальная температура отходящих газов характерна для цилиндров, у которых топливо подается ТНВД с новыми плунжерными парами и парами с хромовым покрытием. Приращение температуры Δt наблюдается на всех цилиндрах, однако минимальное увеличение Δt наблюдается у цилиндров с новыми парами и с хромовым покрытием. Данный параметр указывает на качественное распыливание топлива, обусловленное хорошим техническим состоянием плунжерных пар. Максимальное приращение температуры Δt характерно для цилиндров с плунжерными парами, имеющими наработку. Следует отметить, что при наработке плунжерной пары 15 тыс. ч температура отходящих газов достигает 355 °С.

Следует отметить, что после мойки турбокомпрессора и очистки газового тракта наблюдается снижение температуры отходящих газов (табл. 3, индицирование от 15.04.1996).

Изменение приведенного значения коэффициента подачи топливного насоса от нагрузки главного двигателя фирмы V&W674KEF160 танкера «Горноправдинск» по данным стендовых (100% нагрузка) и ходовых испытаний (при степени легкости винта 95%) приведено на рис. 2. Стендовые испытания проводили при 100% нагрузке двигателя тормозом и номинальных оборотах. Ходовые испытания проводили при работе конкретного винта и корпуса судна при легкости винта 95% от номинального. Увеличение условного (приведенного) коэффициента подачи топлива и относительной цикловой подачи топлива в процессе ходовых испытаний по сравнению со стендовыми объясняется существенным влиянием винта и корпуса судна. При этом зависимости ИТН от нагрузки двигателя при ходовых и стендовых испытаниях практически одинаковы (рис. 3).

Температура отходящих газов по цилиндрам дизеля 674КЕФ 160 т/х «Горноправдинск»

Наименование параметра	Номер цилиндра, состояние пары или наработка, тыс. ч					
	№ 1, новая	№ 2, новая	№ 3, свыше 7 тыс. ч	№ 4, восстановленная №27	№ 5, свыше 12 тыс. ч	№ 6, восстановленная №28
Индицирование 15.12.1995, наработка после ремонта 1720 ч: Ni = 5946 и.л.с., n = 105 мин ⁻¹ , t _s = 39 °С						
t _{ог.х}	322	326	306	307	332	312
t _{ог.инд}	330	340	340	337	370	340
Δt	8	14	34	28	38	28
Индицирование 15.03.1996, наработка после ремонта 3000 ч: Ni = 5147 и.л.с., n = 96 мин ⁻¹ , t _s = 38 °С						
t _{ог.х} , °С	308	308	278	278	296	300
t _{ог.инд} , °С	325	345	335	315	355	335
Δt, °С	17	37	57	37	59	35
Индицирование 15.04.1996, наработка после ремонта 3500 ч: Ni = 5400 и.л.с., n = 96 мин ⁻¹ , t _s = 37 °С						
t _{ог.х} , °С	312	316	298	290	320	305
t _{ог.инд} , °С	320	330	320	300	345	315
Δt, °С	8	14	22	10	25	10

Примечание. t_{ог.х} – температура отходящих газов на ходовых сдаточных испытаниях; t_{ог.инд} – температура отходящих газов в режиме индицирования; Δt – приращение температуры отходящих газов; t_s – температура продувочного воздуха.

На судах широко используются среднеоборотные дизели. Поэтому аналогичные исследования были проведены на ледоколе «Капитан Хлебников» в период ремонта на Славянском СРЗ в июле 1996 г. На главный дизель-генератор № 3 9ZH 40/48 были установлены следующие плунжерные пары:

- новые плунжерные пары (давление опрессовки дизельным топливом 19,5 МПа) – ТНВД цилиндров № 1, 2, 9;
- отремонтированные плунжерные пары методом переукомплектования (давление опрессовки дизельным топливом: № 4, 5 – 14,0 МПа, № 7 – 12,0 МПа; № 8 – 17,0 МПа) – ТНВД цилиндров № 4, 5, 7, 8;
- плунжерные пары, восстановленные нанесением пористого хрома (давление опрессовки дизельным топливом: № 3 – 19,5 МПа; № 6 – 17,0 МПа) — ТНВД цилиндров № 3, 6.

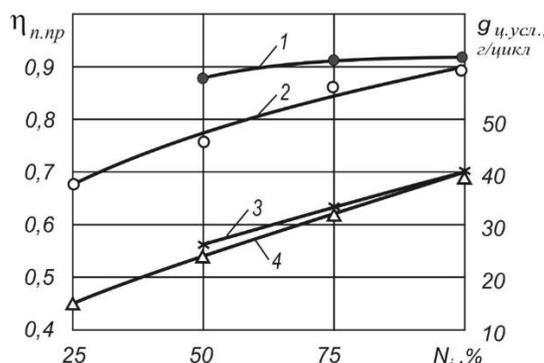


Рис. 2. Зависимость условного (приведенного) коэффициента подачи топлива (1 и 2) и относительной цикловой подачи топлива (3 и 4) от нагрузки двигателя: 1, 3 – ходовые испытания; 2, 4 – стендовые испытания

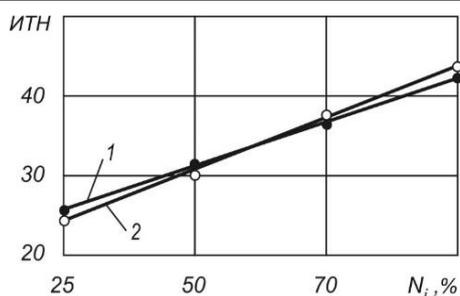


Рис. 3. Зависимость ИТН от нагрузки двигателя:
1 – ходовые испытания; 2 – стендовые испытания

Главный двигатель работал на режимах с нагрузкой 85, 90, 95 и 100%. Ходовые испытания проводились на моторном топливе вязкостью 10–12 сСт при температуре подогрева топлива 70 °С. Результаты ходовых испытаний приведены в табл. 4 (режим работы 100%).

Таблица 4

Параметры главного дизель-генератора № 3 9ZH 40/48 на ходовых испытаниях л/к «Капитан Хлебников»

Наименование параметра	Номер цилиндра, состояние пары								
	№ 1, новая	№ 2, новая	№ 3, восстановленная	№ 4, перукомплектованная	№ 5, перукомплектованная	№ 6, восстановленная	№ 7, перукомплектованная	№ 8, перукомплектованная	№ 9, новая
$P_z, \text{МПа}$	7,2	6,6	7,5	6,6	6,7	6,6	7,0	7,1	6,3
$t_{ог.з}, \text{°C}$	395	405	383	400	415	370	410	380	420

Исследования температуры отходящих газов позволили установить, что минимальная температура газов характерна для цилиндров, у которых топливо подается ТНВД с плунжерными парами с хромовым покрытием. Данный параметр указывает на более качественное распыливание топлива, обусловленное хорошим техническим состоянием плунжерных пар. Максимальная температура отходящих газов наблюдается у цилиндров, имеющих плунжерные пары, восстановленные путем переукомплектования.

Динамическая гидроплотность пар и соответственно цикловая подача топлива плунжерных пар с покрытием хромом плунжера остается практически неизменной в течение более длительного времени (период стабильной динамической гидроплотности в среднем в 2–3 раза больше, чем для пар без покрытия). Кроме того, задиростойкость плунжерных пар с износостойкими покрытиями значительно выше, чем базовых, особенно в случаях использования некачественного дизельного топлива или нарушения температурного режима подогрева тяжелых сортов топлива.

Четырехтактные двигатели фирмы MAN-B&W 9L28/32A-F установлены на танкерах дедвейтом (DW) 4990 т., в том числе в судоходной компании ЗАО «Дельта». Параметры дизеля: диаметр цилиндра $D = 280$ мм, ход поршня $S = 320$ мм, частота вращения коленчатого вала $n = 775$ мин⁻¹, среднее эффективное давление $p_{me} = 19,3$ бар, эффективная мощность $P_e = 2206$ кВт, удельный расход топлива – 199,5 г/(кВт·ч). Дизель номинирован для работы на мазутах с вязкостью до 380 мм²/с при 50 °С. Однако при вязкости более 180 мм²/с требуется согласование с фирмой-изготовителем. Двигатели в основном эксплуатировались на топливах с вязкостью до 180 мм²/с при нагрузке до 70% номинальной. Дизель имеет изобарную турбину и, работая на винт фиксированного шага на низких нагрузках до 62%, имеет неудовлетворительное воздушное снабжение и высокие температуры уходящих газов на турбину. Анализ результатов измерения параметров воздушного снабжения в условиях стендовых испытаний дизеля 9L28/32A-F при

работе по винтовой характеристике (табл. 5) показал, что изобарная турбина обеспечивает наилучшее воздухообеспечение на номинальном режиме и достаточно удовлетворительное при нагрузках от 75% мощности. Соответственно, температура отходящих газов за турбиной даже в условиях идеального технического состояния дизеля на стенде превышает номинальное значение на 75 °С в режиме 50% нагрузки. В действительности максимум температуры наблюдается в диапазоне нагрузок 30–40%. В режиме холостого хода (с реверс-редуктором) за счет поршневого эффекта при отсутствии избыточного давления в продувочном ресивере создается вакуум. В связи с этим возрастают требования к состоянию топливной аппаратуры [4].

Таблица 5

Стендовые параметры воздухообеспечения дизеля 9L 28/32 А-Е

Параметр	Нагрузка, %			
	25	50	75	100
Удельный расход воздуха, l_e , кг/кВт·ч и % от номинального значения	7,2	7,64	8,05	8,22
	88	93	98	100
Температура отходящих газов за турбиной, t_{t2} и приращение °С	360	380	352	305
	+55	+75	+47	+0
Температура отходящих газов за цилиндром, $t_{ог}$, °С	318	305	296	322

В результате износа прецизионных элементов ТА происходит рост продолжительности подачи топлива при увеличении индекса выхода топливной рейки насоса-ИТН. При смещении процесса сгорания на линию расширения происходит рост температуры газов в цилиндре в процессе расширения. Возросшие температуры в конце процесса расширения повышают температуру газов вне цилиндра в период свободного и принудительного выпуска отработавших газов, вызывая высокие термические нагрузки в неохлаждаемых элементах газохода [4]. На дизеле 9L 28/32 А-Е фирма назначает срок службы плунжерных пар 18 тыс. ч до замены.

Одним из наиболее теплонагруженным элементом дизеля является выхлопной клапан и сопряженные с ним детали: седло клапана при отсутствии охлаждения, шток и направляющая штока.

Неизбежно высокая и неравномерная температура тарелки приводит к ее деформации, активизации высокотемпературной натриево-ванадиевой коррозии, потере плотности контакта с седлом и их прогорание. При неблагоприятных чрезмерных тепловых перегрузках не спасает защитная стеллитовая наплавка – тарелка прогорает рядом с наплавленным слоем, а также наблюдаются случаи обрыва тарелки.

При высоком перегреве тарелки при прорывах газов происходит перегрев штока и направляющей втулки, нарушение смазывания и зависание клапана в открытом положении. Далее разрушается клапанный механизм, повреждается днище крышки, поршня и других деталей (втулка, турбина) в зависимости от времени до остановки двигателя. На указанных дизелях зависание клапана происходило дважды.

Подобные аварии отмечались также на СОД фирмы Вяртсиля R32, МАН L20/27. Положительным решением является применение «ротокапов» и лопаточных устройств для вращения клапанов.

Кроме того, при возрастании температуры снижается срок службы компенсаторов в газоходах за крышками цилиндров, при разрушении которых обломки забрасываются на сопловой аппарат турбины и повреждают его, а также наблюдаются перегревы, выгорания на рабочих лопатках, деформация соплового аппарата и корпуса турбины с нарушением геометрии потока газов. В таких случаях приходилось заменять корпус турбины или полностью газотурбонагнеталь (ГТН) после наработки более 35 тыс. моточасов после безуспешных их ремонтов. По указанным причинам фирма считает браковочным показателем увеличение ИТН более 1 мм в эксплуатации.

Аналогичная авария произошла на дизеле 6СТА. В результате износа плунжерных пар ТНВД на дизель-генераторе 6СТА 8,3-G на сейнере «Восток Адонис» мощностью 152 кВт при 1750 мин^{-1} при нагрузке 110 кВт произошла авария вследствие высокой температуры отходящих газов, достигшей $520 \text{ }^\circ\text{C}$. В результате воздействия высокой температуры произошло прогорание впускного клапана и нарушение герметичности цилиндра, вследствие чего резко увеличилась температура отходящих газов и заклинило выпускной клапан в открытом состоянии, что привело в свою очередь к повреждению и разрушению следующих деталей: выпускного клапана, втулки цилиндра, поршня, крышки цилиндров (рис. 4) и распредвала. В результате разрушения шатуна разрушена втулка цилиндра, поврежден блок в районе цилиндра № 4.

Подобные аварии с тяжелыми последствиями отмечались также на СОД Вяртсиля 32, МАН L20/27.



Рис. 4. Внешний вид крышки цилиндров двигателя 6СТА 8,3-G после аварии

В процессе эксплуатации дизелей в судоходной компании «Дельта» плунжерные пары восстанавливались по технологии пористого хромирования и проверялись на плотность в период докования судна каждые 12 тыс. ч. Практически всегда, за исключением эрозии отсечных кромок на плунжере, в паре оставался запас плотности и она восстанавливалась повторно.

Исключение составляли ремонты судна на Класс Регистра в Республике Корея, где приходилось приобретать новые плунжерные пары, которые, однако, не вызывали заметного улучшения параметров рабочего процесса. Ресурсные показатели нехромированных плунжерных пар оказывались ниже, также имели место коррозионные почернения плунжеров. В связи с невысокой стоимостью повторное хромирование оправданно с позиции гарантированного сохранения рабочей плотности.

Наибольшую опасность для потери работоспособности плунжерных пар имеют механические примеси при низком качестве сепарирования тяжелого топлива. Так, безграмотная попытка работать на топливе из отстойной цистерны без сепарирования на одном из судов привела к заклиниванию плунжерных пар нескольких цилиндров и потере хода танкера в условиях жестокого шторма вблизи от скалистого берега, что могло закончиться катастрофой.

Для повышения надежности плунжерных пар и эффективности эксплуатации дизелей в настоящее время используются триботехнические материалы, которые способны формировать износостойкие пленки толщиной 2–5 мкм [2, 5, 6]. Для оценки перспектив их применения нами были проведены в 2010 г. ускоренные сравнительные стендовые испытания серийных плунжерных пар, восстановленных хромированием и с композиционными хромо-металлокерамическими покрытиями. Установлено, что цикловая подача серийных плунжерных пар ТНВД (рис. 5, а) по окончании сравнительных испытаний на стенде снизилась в 2,65 раза, восстановленных хромированием – в 2,25 раза, в то время как восстановленных с применением композиционного покрытия – на 31,1% (модифицирующий состав: 90% серпентинита + 10% (вермикулит + хитозан) и на 35,5% (композиция 90% серпентинита + 10% вермикулита) вследствие более высокой износостойкости композиционного покрытия и, соответственно, минимальной величины износа в верхней части сопряжения «плунжер–втулка».

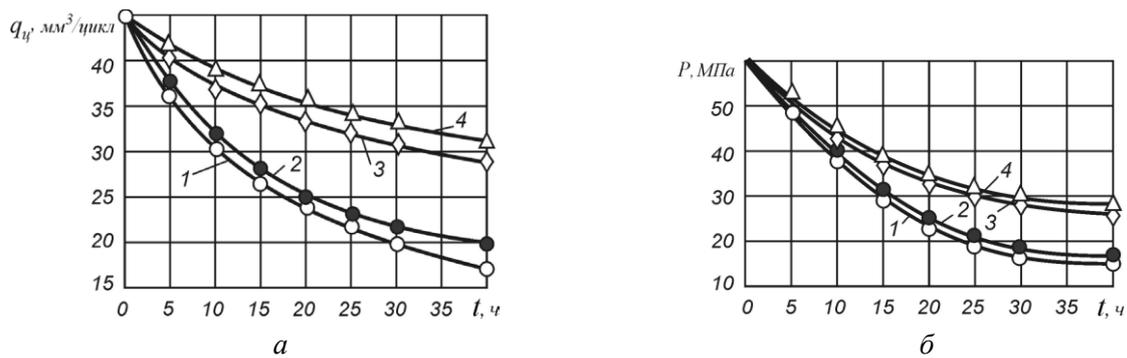


Рис. 5. Зависимости цикловой подачи топлива (а) и давления топлива, развиваемого ТНВД (б), дизеля Ч 10,5/13 от длительности стендовых испытаний для плунжерных пар: 1 – новая пара; 2 – пара с хромированным плунжером; 3 – пара с покрытием плунжера хромом, упрочненным композицией 90% серпентинита + 10% вермикулита; 4 – пара с покрытием плунжера хромом, упрочненным композицией 90% серпентинита + 10% вермикулита, модифицированного хитозаном

Давление топлива, создаваемое ТНВД серийными парами (рис 5,б), по окончании испытаний составило 15 МПа (уменьшение по сравнению с исходным – в 4 раза), хромированных – 18 МПа (уменьшение в 3,3 раза), а с композиционными покрытиями – соответственно 27 МПа (уменьшение в 2,2 раза для покрытия 90% серпентинита + 10% вермикулита) и 29 МПа (уменьшение в 2 раза для покрытия хром + 90% серпентинита + 10% вермикулита, модифицированного хитозаном).

На основании результатов ускоренных сравнительных стендовых испытаний плунжерных пар можно прогнозировать увеличение долговечности пар с композиционным хромо-металлокерамическим покрытием более чем в 2 раза по сравнению с фирменными при минимальном снижении эффективности подачи топлива, особенно во время пуска дизеля.

Выводы

По мере изнашивания плунжерных пар ТНВД судовых средне-, малооборотных дизелей уменьшается цикловая подача топлива вследствие его протечек и возрастает температура отходящих газов, что нередко приводит к аварийным ситуациям. Именно поэтому для повышения эффективности эксплуатации и надежности дизелей необходимо увеличить износостойкость плунжерных пар ТНВД.

Плунжерные пары ТНВД, восстановленные нанесением износостойких покрытий, успешно конкурируют с серийными (плунжерами без покрытия), а в случае нанесения композиционных покрытий (хром + металлокерамика) обеспечивают значительно большую износостойкость. Динамическая гидроплотность пар и, соответственно, цикловая подача топлива плунжерных пар с износостойким покрытием плунжера остается практически неизменной в течение более длительного времени (период стабильной динамической гидроплотности в среднем в 2–3 раза больше, чем для пар без покрытия). Следовательно, нанесение износостойкого покрытия на плунжеры существенно улучшает эксплуатационные характеристики плунжерных пар и дизеля в целом, повышает их надежность, снижает вероятность задира, суммарную скорость изнашивания сопряженных поверхностей и величину протечек топлива в ТНВД.

Вклад авторов в статью: В.Н. Кучеров – постановка задачи, проведение индицирования дизелей и обработка результатов, написание и редактирование части текста; Л.Б. Леонтьев – определение структуры исследования, участие в анализе, сборе и обработке материала, интерпретация результатов обзора технической литературы, ответственность за целостность всех частей статьи; А.Л. Леонтьев – сбор и обработка материала по износам, проведение стендовых испытаний, написание и редактирование части текста, утверждение окончательного варианта.

Все авторы – редактирование текста и утверждение окончательного варианта статьи.

Авторы заявляют об отсутствии конфликтов интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васьекович Ф.А. Повышение эффективности эксплуатации главных судовых дизелей методами регулирования и диагностики топливной аппаратуры: монография. Новороссийск: МГА им. адмирала Ф. Ф. Ушакова, 2009. 174 с.
2. Заболоцкий Ю.В. Оптимизация процессов граничного трения в прецизионных парах топливной аппаратуры судовых дизелей // *Universum*. 2018. № 3(48). С. 55–58. URL: <http://7universum.com/ru/tech/archive/item/5652> (дата обращения: 07.09.2020)
3. Кучеров В.Н. Организация рабочего процесса, контроль и регулирование в судовых ДВС. Владивосток: МГУ, 2015. 86 с.
4. Кучеров В.Н. Рабочие режимы и ресурсные показатели дизелей 9L28/32A-F фирмы MAN-V&W в процессе эксплуатации // *Вестник Астраханского гос. техн. ун-та. Сер. Морская техника и технология*. 2020. № 1. С. 94–105.
5. Леонтьев Л.Б., Леонтьев А.Л., Шапкин Н.П. Разработка композиционных износостойких покрытий для пар трения «плунжер–втулка» топливных насосов высокого давления дизелей: монография. Владивосток: Издательский дом ДВФУ, 2012. 103 с.
6. Леонтьев Л.Б., Леонтьев А.Л. Повышение долговечности и эффективности топливных насосов высокого давления судовых дизелей // *Морские интеллектуальные технологии*. 2017. Т. 2, № 2. С. 42–46.
7. Надежкин А.В., Глушков С.В., Лыу К.Х. Результаты ресурсных испытаний плунжерных пар топливных насосов на различных видах судовых дисциплярных топлив // *Морские интеллектуальные технологии*. 2016. Т. 1, № 3(33). С. 146–152.
8. Шекихачев Ю.А., Батыров В.И., Карданов Х.Б. Основные пути повышения стабильности параметров топливоподачи тракторных дизелей // *АгроЭкоИнфо*. 2018. № 2. С. 1–14. URL: http://agroecoinfo.narod.ru/journal/STATYI/2018/2/st_248.doc (дата обращения: 07.09.2020).
9. Шмелев В.П., Лемещенко А.Л., Пилецкий А.Е. Опыт исследований и эксплуатации топливной аппаратуры судовых дизелей: монография. СПб. ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2009. 118 с.

FEFU: SCHOOL of ENGINEERING BULLETIN. 2021. N 1/46

Marine Engines and Auxiliary Machinery

www.dvfu.ru/en/vestnikis

DOI: <http://www.dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2021-1-5>

Kucherov V., Leont'ev L., Leont'ev A.

VLADIMIR KUCHEROV, Candidate of Engineering Sciences,
 First Class diesel mechanic, technical consultant of a shipping company *Delta*
 (Professor, *Maritime State University named after Admiral G.I. Nevelskoy*), nadezin@msun.ru
 LEV LEONT'EV, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Corresponding Author)
 ResercherID: U-9351-2017, ORCID: 0000-0002-8072-306X, ScopusID: 6603944093,
Leontyev.l.b@yandex.ru
 Politechnical Institute, *Far Eastern Federal University*
 ANDREY LEONTIEV, Candidate of Engineering Sciences, Head of the Gas Supply
 and Energy Agency, gfi25leontev@mail.ru
Government of Primorsky Krai
 Vladivostok, Russia

Influence of wear of high-pressure fuel pump plunger pairs on the performance of marine diesel engines

Abstract: An overview of the author's studies focused on increasing the durability of plunger pairs of high-pressure fuel pumps of marine diesel engines and the effect of their wear on engine performance is presented, made from 1990 to 2020. The factors affecting the resource indicators of the plunger pairs of high-pressure fuel pumps of marine low- and medium-speed engines have been clarified. Methods and possibilities for assessing wear indicators of fuel equipment are determined. A comparative analysis of the resource capabilities of plunger pairs, restored by various methods, and new pairs, manufactured by leading diesel-building

companies, as well as an analysis of the effect of wear of plunger pairs of high-pressure fuel pumps on the performance of marine diesel engines is presented.

It is shown that as the plunger pairs of high-pressure fuel pumps of marine medium- and low-speed diesel engines wear out, the cycle fuel supply decreases due to its leaks, while the temperature of the exhaust gases rises, which often leads to emergency situations. To increase the efficiency of operation and reliability of diesel engines, we have developed a promising hardening technology, which makes it possible to increase the wear resistance of the injection pump plunger pairs.

It has been shown for the first time that high-pressure fuel pump plunger pairs, restored by applying wear-resistant chromium coatings, successfully compete with serial (uncoated plungers), and in the case of applying composite coatings (chromium + cermet), they provide significantly higher wear resistance. The dynamic hydraulic density of the steam and, accordingly, the cyclic fuel supply of plunger pairs with a wear-resistant plunger coating remains practically unchanged for a longer time (the period of stable dynamic hydraulic density is on average 2–3 times longer than for uncoated steam).

The conditions of operation of precision parts of the fuel equipment of marine low and medium speed engines are described. The factors influencing the service life of the plunger pairs are given. Methods and possibilities for assessing the wear indicators of fuel equipment are determined.

Keywords: diesel, plunger pair, wear, failure, cyclic fuel supply, exhaust gas temperature, cover

Authors' contribution to the article: V.N. Kucherov – setting the problem, carrying out the indexing of diesel engines and processing the results, writing and editing part of the text; L.B. Leontiev – determination of the structure of the study, participation in the analysis, collection and processing of material, interpretation of the results of a review of technical literature, responsibility for the integrity of all parts of the article; A.L. Leontiev – collection and processing of material on wear, conducting bench tests, writing and editing part of the text, approval of the final version.

All authors – editing the text and approval of the final version of the article.

The authors declare no conflicts of interests.

REFERENCES

1. Vaskevich F.A. Increase of efficiency of operation of main ship diesels by methods of regulation and diagnostics of fuel equipment, monograph. Novorossiysk, State Maritime Academy them. Admiral F.F. Ushakov, 2009, 174 p.
2. Zabolotsky Yu.V. Optimization of processes of boundary friction in precision vapors of fuel equipment of marine diesel engines. *Universum*. 2018(48):55–58. URL: <https://www.elibrary.-ru/item.-asp?id=32656214> – 09.07.2020.
3. Kucherov V.N. Organization of the work process, control and regulation in ship internal combustion engines. Vladivostok, Maritime State University, 2015, 86 p.
4. Kucherov V.N. Operating modes and resource indicators of 9L28 / 32A-F diesel engines manufactured by MAN-B & W during operation. *Bulletin of the Astrakhan State. Tech. Univ. Series Marine Engineering and Technology*. 2020(1):94–105.
5. Leontiev L.B., Leontiev A.L., Shapkin N.P. Development of composite wear-resistant coatings for “plunger-sleeve” friction pairs of diesel high-pressure fuel pumps, monograph. Vladivostok, FEFU Publishing House, 2012, 103 p.
6. Leontiev L.B., Leontiev A.L. Improving the durability and efficiency of high pressure fuel pumps for marine diesel engines. *Marine Intelligent Technologies*. 2017;2(2):42–46.
7. Nadezhkin A.V., Glushkov S.V., Lyu K.Kh. Results of service life tests of plunger pairs of fuel pumps on various types of marine distillate fuels. *Marine Intelligent Technologies*. 2016;1(33):146–152.
8. Shekikhachev Yu.A., Batyrov V.I., Kardanov Kh.B. The main ways of increasing the stability of the fuel supply parameters of tractor diesel engines. *AgroEcoInfo*. 2018(2):1–14. URL: http://agroeco.info.narod.ru/journal/STATYI/2018/2/st_248.doc – 09/07/2020.
9. Shmelev V.P., Lemeshchenko A.L., Piletsky A.E. Experience in research and operation of fuel equipment for marine diesel engines, monograph. SPb., State Maritime Academy adm. S.O. Makarova, 2009, 118 p.