
СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ, ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА СУДОВОЖДЕНИЯ, ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ СУДОВ

УДК 621.11

Д.К. Глазюк, А.Р. Сельсков, А.Н. Соболенко

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ПОВРЕЖДЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ 6ЧН 18/22-225 В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Рассмотрены случаи аварийных происшествий с вспомогательным судовым дизелем 6ЧН 18/22-225 производства ОАО «Дальдизель», имевшие место в эксплуатации на судне типа СРТМ-К на Дальневосточном бассейне. Проанализированы причины аварийных происшествий и мероприятия по устранению их последствий. Основные причины аварийных происшествий – некачественное изготовление запасных частей.

Ключевые слова: аварии, дизели.

D.K. Glazuk, A.R. Selskov, A.N. Sobolenko

DAMAGES OF AUXILIARY MARINE ENGINE 6CH18/22-225 IN OPERATION

Accidents in operation with auxiliary marine engine 6CH 18/22-225, produced by «Daldiesel» Corporation are considered. Factors provoked damages was investigated. Action to remove damages was investigated. The main reason – the application of substandard spear parts.

Key words: damages, diesels.

Безопасная эксплуатация судовых дизелей в наибольшей степени определяется отказами деталей, образующих камеру сгорания. Из-за отказов поршней, цилиндрических крышек, цилиндрических втулок происходит до 25 % вынужденных остановок судов в море.

Отказы деталей, образующих камеру сгорания судовых дизелей, в эксплуатации наиболее опасны своими последствиями. Причем наибольший поток отказов приходится, как правило, на одну деталь.

В период эксплуатации СРТМ-К «Мальцево» осенью 2010 г. произошли две аварии вспомогательного среднеоборотного дизеля 6ЧН 18/22-225. В период промыслового рейса 19 октября 2010 г. на вахте третьего механика сработала аварийно-предупредительная сигнализация и остановился ВДГ № 1. Путём осмотра было установлено, что в шестом цилиндре произошла неполадка. После демонтажа цилиндрической крышки шестого цилиндра определили, что произошёл обрыв выпускных клапанов и обнаружено повреждение днища поршня (рис. 1, 2). Затем были вскрыты лючки картера, рассоединена нижняя головка шатуна и повреждённый поршень вместе с шатуном был демонтирован при помощи тали (рис. 3). Из картера были извлечены фрагменты от повреждённого поршня.

Затем полностью удалили из картера смазочное масло и произвели осмотр шатунной шейки коленчатого вала и рабочей поверхности втулки цилиндра № 6; видимые повреждения отсутствовали.



Рис. 1. Повреждение поршня цилиндра № 6 дизеля 6ЧН 18/22-225
Fig. 1. Damage of piston of cylinder № 6 of 6ЧН18/22-225 diesel

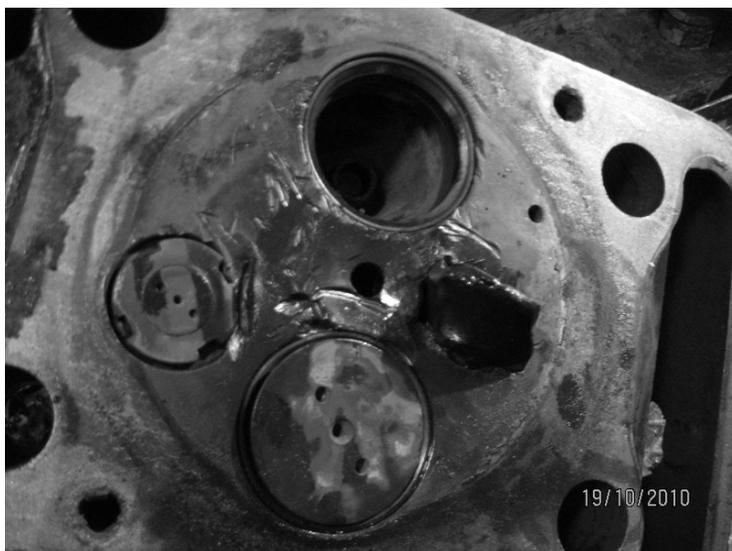


Рис. 2. Повреждение днища крышки цилиндра № 6 дизеля 6ЧН 18/22-225
Fig. 2. Damage of cylinder cover bottom of cylinder № 6 of 6ЧН18/22-225 diesel



Рис. 3. Демонтаж поршня дизеля 6ЧН 18/22-225
Fig.3. Dissemble of piston of 6ЧН18/22-225 diesel

Заменяли крышку с клапанами и повреждённый поршень вместе с кольцами на запасные. Установили на место. Полностью сменили смазочное масло и масляные фильтры. Произвели пробный пуск. Сбоя работы при пробном запуске не обнаружили.

21 октября 2010 г. на вахте четвёртого механика произошла аналогичная авария: сработала аварийно-предупредительная сигнализация и остановился ВДГ № 1. Путём осмотра было установлено, что неполадка произошла в пятом цилиндре.

После демонтажа цилиндровой крышки пятого цилиндра определили, что произошёл обрыв тарелки выпускного клапана и обнаружено повреждение днища поршня (рис. 4) и крышки цилиндра (рис. 5). Затем были произведены все необходимые мероприятия по восстановлению работоспособности дизеля, как и в предыдущем случае.



Рис. 4. Повреждение поршня цилиндра № 5 дизеля 6ЧН 18/22-225

Fig. 4. Damage of piston of cylinder № 5 of 6CH18/22-225 diesel

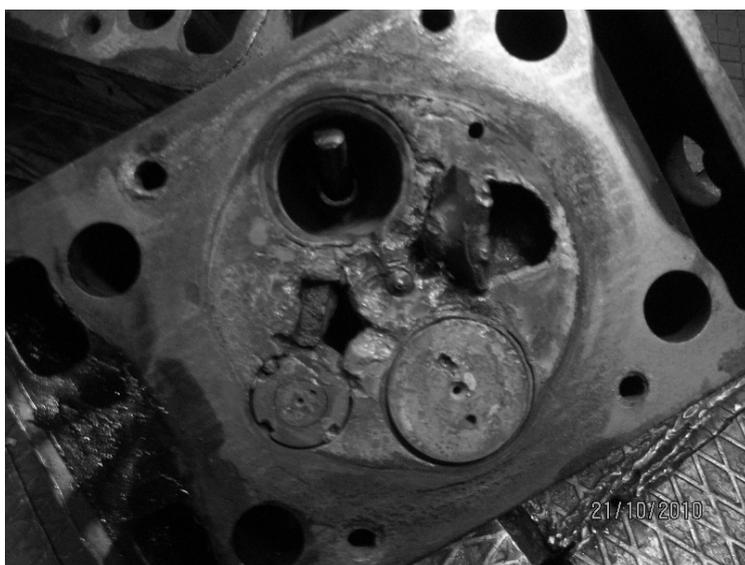


Рис. 5. Повреждение днища крышки цилиндра № 5 дизеля 6ЧН 18/22-225

Fig. 5. Damage of cylinder cover bottom of cylinder № 5 of 6CH18/22-225 diesel

В рассмотренных случаях повреждения деталей привели к остановке ВДГ и выводу его из эксплуатации. Была произведена выемка поршней с помощью талей, а это довольно трудоёмкая операция. Перед выемкой поршня необходимо произвести подготовительные работы – снять крышку цилиндра, отсоединить крышку нижней головки шатуна.

Основной причиной обрыва тарелки клапана, как правило, является некачественное изготовление. В приведённых примерах на дизель были установлены дешёвые контрафактные клапаны, изготовленные не на ОАО «Дальдизель».

Начальные дефекты клапанов в виде возникших трещин могли бы быть выявлены при текущем ремонте, который для данных дизелей проводится через 12000 ч [1]. Однако невероятно, чтобы за весь рейс (восемь месяцев) дизель-генераторы наработали бы такой ресурс даже при непрерывной работе.

Таким образом, приведённые примеры наглядно свидетельствуют, что существуют причины аварий судовых вспомогательных дизелей, объективно не зависящие от квалификации и добросовестности выполнения своих обязанностей судовым экипажем.

В этой связи весьма важно, чтобы судовой экипаж был подготовлен к правильным действиям при возникновении аварийной ситуации в машинном отделении. Насколько нам известно, в существующих тренажёрах машинного отделения [2, 3] вопросам имитирования неисправностей ВДГ совсем не уделено внимания.

Поэтому стоит задача создания автоматизирующих обучающих систем (АОС) [4], которые бы аккумулировали максимально возможное число аварийных случаев по типам дизелей, имевших место в эксплуатации, обучали правильным действиям при возникновении их, а также давали рекомендации по их предупреждению. Нам представляется, что это должны быть недорогие в силу своей массовости компьютерные программы на CD, которыми судовладельцы могли бы обеспечивать все экипажи.

Список литературы

1. Руководство по эксплуатации. Дизель-редукторные агрегаты 6ЧСП2А18/22-150-1, 6ЧСПН2А18/22-225-1, 6ЧСП2А18/22-315-1, 8ЧСПН2А18/22-315-2, 8ЧСПН2А18/22-475 [Текст]. – М.; Sudo. Внешторгиздат. ППО «Печать», 2001. – 133 с.

2. Functional Description Dieselsim DPS100-M-21 [Текст]. –Horten: Norcontrol Simulation A/S, 1990. – 140 p.

3. Beams R. A machinery space Simulator based on micro-processor [Текст] / R. Beams, Y. Francis, A. Stallwood. –London: Haven Automation Limited, Institute of Marine Engineers, 1985. – 12 p.

4. Sobolenko A.N. The Development of Computer Simulation Program for Education on Efficient Operation of Ship's Propulsion Plants [Текст] / A.N. Sobolenko. – Pussan: Republic of Korea, Pukyong National University, 1997. – 71 p.

Сведения об авторах: Глазюк Дмитрий Константинович, аспирант, e-mail: daymon3@bk.ru;

Сельсков Алишер Рапикджанович, курсант;

Соболенко Анатолий Николаевич, доктор технических наук, профессор, e-mail: sobolenko_a@mail.ru.

УДК 629. 12. 073

И.С. Карпушин, Е.А. Максимов

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ДОПУСТИМЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВЕТРА И ВОЛНЕНИЯ ДЛЯ РАБОТЫ ПРОМЫСЛОВЫХ МОРЕХОДНЫХ ВЕЗДЕХОДОВ

Условия ветроволнового режима являются одним из определяющих факторов безопасности мореплавания и ведения промысла. Штормовые ветры, волнение, обледенение, ледовые условия накладывают ограничения на режим работы малотоннажных судов.

Ключевые слова: безопасность мореплавания, промысел.

I.S. Karpushin, E.A. Maksimov

THE VALID OF WINDS AND SEA FOR WORK OF FISHING SEAKEEPING ALL-TERRAIN VEHICLE ON THE TRACKS

Terms of wind and wave regime is one of the determining factors of navigation safety and fishing. Storming winds, waves, ice, ice conditions impose restrictions on the operation of low-tonnage vessels.

Key words: navigation safety, fishing

Условия ветроволнового режима являются одним из определяющих факторов безопасности мореплавания и ведения промысла. Особо чувствительны к изменениям параметров ветра и волнения малотоннажные промысловые суда. Промысловые мореходные вездеходы по своим основным размерениям и водоизмещению можно отнести к малотоннажным судам, критерии их работоспособности на промысле по ветроволновому режиму должны также соответствовать и не должны быть ниже значений, представленных в таблице.

Приведенные в таблице граничные критерии волнения определяются не только и не столько мореходными качествами судов, а прочностными характеристиками орудий лова. Осуществлять свободное плавание малотоннажные промысловые суда могут при волнении, большем как минимум в два раза.

Работоспособность мореходного вездехода под воздействием ветра и волнения необходимо рассматривать на трех этапах режима его работы:

- преодоления прибойной полосы при выходе в море и с моря на берег;
- перехода к месту промысла и обратно;
- ведения промысла.

Наиболее ответственным моментом в режиме работы мореходного вездехода по критериям безопасности является преодоление прибойной полосы. В момент нахождения в прибойной полосе мореходный вездеход находится под воздействием трех сред – воздуха, воды, земли. Кроме ветрового дрейфа, воздействия течения и волнения, при контакте с берегом корпус начинает испытывать удары о грунт.

Следовательно, конструкция корпуса мореходного вездехода должна предусматривать наличие механизма гашения динамических воздействий с различного типа грунтами.

**Состояние поверхности моря, свыше которого ведение промысла запрещается
The condition of sea's surface, enhance which the fishery is restricted.**

Тип судна и водоизмещение по грузовой марке, т	Волнение моря, баллы
Промысловые суда кормового траления:	
20-60	3
61-300	4
Промысловые суда бортового траления:	
20-60	3
61-300	4
Промысловые суда, работающие дрейфтерными сетями:	
20-60	3
61-300	4
Промысловые суда, работающие кошельковыми неводами:	
20-300	3
Промысловые суда, работающие снюрреводами:	
20-60	3
61-150	3
151 и более	4
Промысловые суда, работающие крючковыми орудиями лова:	
5-20	3
21-60	3
61-300	3
Промысловые суда, работающие ставными сетями и неводами, водоизмещением: 5-150	3
Промысловые суда, работающие закидными неводами:	
5-20	2
21-150	3
Промысловые суда, работающие на добыче крабов	4

Для большинства рыбопромысловых судов, в том числе и прибрежного плавания, нормативное число штормовых дней в году принимается в среднем до 10 %. Исходя из погодно-климатических условий дальневосточных морей и поставленного нами условия, как минимум, соблюдать соотношение требований к промысловому судну традиционного типа и на воздухоопорных гусеницах, мореходный вездеход должен преодолевать прибойную полосу при волнении не менее 4 баллов. В зимний период, когда число дней с волнением моря более 4 баллов достигает 20 %, выход на берег облегчается присутствием припайных или дрейфующих вдоль берега ледовых полей. Таким образом, число дней, недоступных для выхода на промысел в среднем не будет превышать 10 % в год. Учитывая возможность участия мореходного вездехода в организации подледного лова, время использования его в прибрежном промысле приближается к 100 % [2].

В режиме перехода к месту промысла и обратно, когда мореходный вездеход находится под воздействием только сил ветра и волнения, его мореходные качества могут быть повышены практически в два раза. При плавании на волнении удары волн сглаживаются тем, что плицы подсасывают набегающий фронт волны и воздухоопорные гусеницы легко деформируются при взаимодействии с волной. При значительных формаизменениях воздухоопорных гусениц под действием волн воздушная подушка в нижних полостях не теряется, так как формы полозьев, ограничивающих бортовые ске-

ги, выбраны так, что они проходят ниже нижних огибающих эксплуатационных форм воздухоопорных гусениц. Формы, которые приобретают воздухоопорные гусеницы на волнении, суть частные случаи эксплуатационных форм. Истечение воздуха из нижних полостей воздухоопорных гусениц при постоянной их подкачке воздухомнагнетателем приводит к интенсивному демпфированию вертикальной и килевой качки [3].

В режиме ведения промысла, несмотря на малые размерения мореходных вездеходов, допустимая работоспособность может быть увеличена до 4-5 баллов. Волнение само по себе слабо отражается на управляемости мореходного вездехода благодаря знакопеременности вращения воздухоопорных гусениц и их способности к демпфированию качки. Для демпфирования килевой качки в нижние полости воздухоопорных гусениц от воздухомнагнетателя подается воздух. Давление при этом поддерживается меньше, чем это требуется на ходу, так как нет необходимости обеспечивать сильное натяжение гусеничной ленты, ее сцепление с ведущим роликом. Эластичность слабо поддутой воздухоопорной гусеницы амортизирует волновые удары, а истечение воздуха из зазоров демпфирует вертикальную и килевую качку.

Список литературы

1. Простяков С.М. Типы синоптических процессов Восточной Азии [Текст] / С.М. Простяков. – М.: Гидрометеиздат, 1947. – 56 с.
2. Чернявский В.И. Циркуляционные системы Охотского моря [Текст] / В.И. Чернявский // Изв. ТИНРО. – 1981. – Т. 105. – С. 10-13.
3. Штабова А.И. Основные типы синоптических процессов Дальнего Востока и их повторяемость [Текст] / А.И. Штабова // Синоптические процессы Дальнего Востока. – М.: Гидрометеиздат, 1940. – С. 87-93.

Сведения об авторах: Карпушин Иван Сергеевич, кандидат технических наук, доцент;

Максимов Егор Андреевич, ассистент.

УДК 621.431-729.3:621.892

П.П. Кича², Г.П. Кича¹, Н. Н. Таращан¹

¹Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

²Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского
690059, г. Владивосток, ул. Верхнепортовая, 50а

ХИММОТОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ И ЭКОНОМИИ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ НА МОРСКОМ ТРАНСПОРТЕ

Обобщены достижения по эффективному топливно- и маслоиспользованию на судах морского и рыбодобывающих флотов. Приведены современные методы сжигания низкосортных топлив при работе судовых дизелей на отечественных унифицированных моторных маслах. Показана рациональность добавок модификаторов трения к моторным маслам для топливно- и ресурсосберегающей эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. Сообщается о разработке комбинированной системы тонкой очистки моторного масла в дизелях, сочетающей достоинства фильтрования и центрифугирования.

Ключевые слова: топливно-энергетические ресурсы, горюче-смазочные материалы, судово-вой дизель, моторное масло, судовое топливо, очистка масла и топлива, энергосбережение, модификаторы трения

G.P. Kicha, P.P. Kicha, N.N. Taraschan

HEMATOLOGICAL METHODS OF RATIONAL USING AND SAVING OF ENERGY RESOURCES IN THE MARITIME TRANSPORT

Achievements to effectively using fuel and oil on vessels of merchant and fishing fleets are summarized. Modern methods of burning low grade sues for marine diesel engines in domestic uniform motor oil are given. Rationality of friction modifier additives to motor oils for fuel – and resource – saving operation of internal combustion engines is shown. Development of a combined system of engine oil fine cleaning in diesel engines, combining advantages of filtering and centrifugation is repotted.

Key words: energy and fuel resources, oil and lubricants, marine diesel, engine oil, marine fuel, diesel oil and lubricant cleaning, saving of energy, friction modifiers

Научно-технический прогресс во всем мире нацелен на радикальное улучшение использования природных ресурсов, материалов, топлива и энергии на всех стадиях – от добычи и комплексной переработки сырья до выпуска и использования конечной продукции. Особенно это актуально для транспортной энергетики как одного из основных потребителей топлив и смазочных материалов. Применение и дальнейшее совершенствование двигателей внутреннего сгорания (ДВС) как в СНГ, так и за рубежом подтверждают, что на обозримую перспективу они остаются основой мобильной энергетики многих отраслей народного хозяйства и по-прежнему будут влиять на развитие транспорта. Исследования показывают, что ДВС в перспективе останется ведущим типом привода для транспортных установок и будет широко использоваться в народном хозяйстве.

Важнейшую роль в энергетическом потенциале страны принадлежит нефти, природные запасы которой ограничены. Поэтому в условиях возрастающего потребления и увеличения стоимости продуктов из нее исключительно важное значение приобретают

экономия и рациональное использование в технике горюче-смазочных материалов (ГСМ). Сокращение расхода моторного масла (ММ) в ДВС тесно связано с улучшением его качества и повышением эффективности очистки при использовании. Углубление переработки нефти неизбежно сопровождается увеличением концентрации в топливах продуктов вторичных процессов. В последних содержится значительное количество нежелательных соединений, ухудшающих эксплуатацию дизельных двигателей. Этот же недостаток характерен и для топлив, получаемых из альтернативного сырья. Приспособление дизелей к работе на топливах низкого качества с одновременным повышением надежности и экономичности их – важная народнохозяйственная задача. Решаться она должна с учетом экологических последствий.

Большую роль в рациональном использовании энергоресурсов, повышении надежности и долговечности транспортной техники, увеличении ресурса ДВС, экономии металла, топлив и масел, снижении трудозатрат на техническое обслуживание играет новое научное направление – химмотология*. В ближайшие годы в связи с необходимостью экономии и рационального использования топливно-энергетических ресурсов, широким применением продуктов глубокой переработки нефти и альтернативного сырья роль химмотологии в повышении эффективности функционирования ДВС возрастет.

В условиях перестройки и перехода страны к высокоэффективной экономике необходимо решать многие проблемы народного хозяйства на основе обобщения отечественного и мирового опыта. Отрицательно сказывается на разработке перспективных методов сокращения расхода ГСМ и повышении ресурсных показателей ДВС отсутствие долгосрочного межотраслевого планирования, должной координации исследований и слабая специализация в области топливоиспользования и очистки масел.

Потери вследствие недооценки роли смазки, недостаточного качества ММ и низкой эффективности его очистки ежегодно составляют 10 млрд руб. [1]. В результате изнашивания ДВС из-за плохой смазки суммарная потеря их мощности достигается 10-15 %, или более 100 млн кВт. Многообразие процессов изнашивания и их тесная взаимосвязь с эффективностью системы маслоочистки и в целом ДВС обуславливает необходимость комплексного подхода к борьбе с трением, коррозией и износом. Подсчитано, что каждый вложенный в эти направления рубль дает экономический эффект до 100 руб. [1, 2]. В области применения триботехнических знаний, как отмечено в докладе П. Джоста [3], возможна ежегодная экономия в размере 468-700 млн фунтов стерлингов, причем на транспорт приходится 56 % от этой суммы.

Прямым и косвенным потерям энергии, вызываемым трением и износом, а также экономии материалов пока еще не уделялось должного внимания, по крайней мере до 1977 г., когда в США был финансируемый план, обеспечивающий ежегодную экономию в размере 16, 25 млрд долл. при использовании накопленных знаний в области химмотологии [3]. Академией транспорта РФ предпринимается попытка разработки программ научно-исследовательских работ, направленных на уменьшение износа на транспорте и экономии всех видов ресурсов. В разработке и осуществлении этой программы большую роль может играть химмотология. При общих мировых потерях от коррозии и коррозионно-механического изнашивания порядка 200-250 млрд долл. в год более 25 % приходится на ДВС.

Значительный ущерб технике, особенно в условиях эксплуатации при низких температурах, наносит водородное изнашивание [2, 4]. Оно происходит в результате проникновения в металл водорода при разложении воды и окисления топлив и сма-

* Название предложено К.К. Папок, образовано сочетанием «химия – мотор – логия».

зочных материалов. Наличие в ММ воды не только усиливает водородное изнашивание, но и значительно интенсифицирует электрохимическую коррозию вкладышей подшипников, способствует развитию усталостного изнашивания, питтинга и фреттинг-коррозии.

Трение и коррозия наносят огромный материальный ущерб. Потери от них доходят до 10 % совокупного национального дохода развитых стран. Технические проблемы уменьшения износа сложны и многогранны. Эти проблемы должны рассматриваться на всех стадиях разработки транспортной техники, ее эксплуатации, техническом обслуживании и ремонтах. Необходимость комплексного решения проблемы уменьшения трения, коррозии и изнашивания обусловлена развитием двигателестроения, повышением экономичности и ресурса транспортных средств.

Важнейшие задачи химмотологии на ближайшие годы связаны с углублением переработки нефти, получением синтетических топлив и повышением качества ГСМ. Решение поставленных проблем должно способствовать сокращению расхода топлив и масел, повышению надежности эксплуатации тепловых двигателей на альтернативных и нефтяных топливах, включающих компоненты вторичных процессов.

Дизелезация транспортного парка требует увеличения ресурсов дизельного топлива (ДТ), что достигается расширением фракционного состава товарных топлив и использованием при их производстве продуктов вторичной переработки нефти. Утяжеление ДТ за счет высококипящих фракций позволяет увеличить ресурсы этого топлива на 5-8 %. Расширение его ресурсов возможно также путем вовлечения легких фракций. Такое топливо, выкипающее в пределах 60-400 °С, позволяет увеличить выработку ДТ на 30 % [1].

Менее эффективно увеличение выхода ДТ добавками продуктов вторичной переработки нефти: легкого газойля каталитического крекинга и других продуктов термокаталитических процессов. Последние более приемлемы для получения моторного топлива ДМ, так как содержат непредельные и ароматические углеводороды, химическая стабильность которых невысока. Они склонны к образованию отложений в камере сгорания ДВС.

Современные нефтяные топлива для судовых энергетических установок (СЭУ) представляют, как правило, смеси дистиллятных (дизельных) фракций с остаточными продуктами (мазутами) нефтепереработки. Для удовлетворения потребностей флот вынужден переходить на продукты глубокой переработки нефти, получаемые при каталитическом и термическом крекинге. Углубление переработки нефти вызывает, в свою очередь, ухудшение качества мазутов из-за увеличения содержания асфальтосмолистых веществ, агрессивных металлов и золы.

В последние годы разработан ассортимент специальных топлив судового назначения. К ним относятся дистиллятное ТМС (ТУ38.101567-87), остаточные СВТ, СВЛ, СВС (ТУ 38.101314-90). Они рекомендованы к использованию наравне с моторными ДТ и ДМ (ГОСТ 1667-68), флотскими Ф-5 и Ф-12 и топочными М-40, М-40В и М-100 (ГОСТ 10585-99) мазутами. При их применении пришлось решать проблему повышения самовоспламеняемости топлив, нестабильности их хранения, взаимной несовместимости, присутствия в топливе каталитической «мелочи».

В настоящее время ведутся работы по созданию альтернативных топлив. Это природный газ, продукты переработки каменного и бурого углей, горючих сланцев и битуминозных песков, попутных нефтяных газов. Планируется использование в качестве топлива водорода, метанола, эфиров и смесей последних с нефтяными топливами. Рассматривается товарное производство синтетических жидких топлив, не уступающих по

качеству продуктам нефтяного происхождения. Возможность варьирования их качеством выгодно отличает топлива, получаемые сжижением угля, от других нетрадиционных видов горючего.

Большие перспективы имеют водотопливные эмульсии. Их применение в ДВС позволяет экономить до 6 % топлива. Особый интерес представляет использование водотопливных эмульсий на основе тяжелых компонентов. Предложена и реализована на судах система приготовления и очистки эмульсии. Стойкость эмульсии без специальных присадок составляет 2-3 сут, что достаточно для их оперативного использования. С присадками эмульсия стабильна в течение месяца. Гомогенизатор ультразвукового действия обеспечивает приготовление эмульсии с размерами глобул воды 5-10 мкм. Оптимальная концентрация воды, при которой достигается высокая экономичность рабочего процесса для среднеоборотных дизелей, составляет 8-12 %. По экономическим показателям лучшая обводненность 15-20 %. Использование водотопливных эмульсий в форсировании ДВС позволяет экономить 6-12 г/(кВт·ч) топлива, снижает выброс NO_x на номинальном режиме работы в 1,5-2,3 раза, CO и сажи – в среднем на 46 %.

Совершенствование топливоиспользования заключалось в разработке высокоэффективных систем топливоподготовки, включающих сепараторы и фильтры самоочищающихся типов. Комбинированная очистка топлив результативна, так как снижает в 1,8-3 раза потерю их горючей части, хорошо удаляет каталитическую мелочь низкой плотности с размерами частиц 5-15 мкм, особенно опасной для топливной аппаратуры.

Предлагается включение в систему топливоподготовки одного из сепараторов, настроенного в режим пурификации, добавка в топливо специальных присадок для лучшего удаления воды. Разработан альтернативный режим топливоподготовки за счет гомогенизации водотопливной эмульсии и сжигания ее в дизеле при естественных концентрациях воды в топливе, вызванных «дыханием» топливных цистерн в условиях колебания температуры, подмешиванием ее через подтекающие змеевики подогрева. Созданы специальные программы для выбора оптимальных режимов топливоподготовки по подогреву топлив и производительности очистителей, исходя из свойств применяемых нефтепродуктов. Создан и применен в судовых условиях экспресс-метод оценки смешиваемости и сгораемости топлив.

Повышение эффективности топливоиспользования на судах выразилось в составлении карт (номенклатуры) предлагаемых, в том числе новых, судовых топлив, характеристики условий их смешиваемости, разработке мероприятий по качественной подготовке и сжиганию, нормированию расхода. Разработан ряд новых эксплуатационных показателей топлив. В отличие от существующих физико-химических параметров они дают возможность выбирать самый выгодный режим топливоподготовки, прогнозировать экономические и экологические характеристики дизелей при использовании топлив широкого группового и фракционного состава, наличия в них асфальтенов, смол и кокса. Новые показатели позволяют определить стратегию топливоподготовки, в том числе за счет применения специальных присадок, обеспечивающих высокий эффект топливоиспользования на судах при минимальном загрязнении окружающей среды и малых отходах продуктов, требующих утилизации.

Значительные успехи достигнуты в использовании смазочных материалов. Создаются новые присадки, долгорботающие масла, осуществляется их унификация, что упрощает обслуживание техники, удешевляет эксплуатацию транспортных средств. Долгорботающие и топливосберегающие масла имеют высокие эксплуатационные (моторные) свойства, что способствует увеличению срока их службы, снижению износа деталей трибосопряжений и затрат энергии на преодоление трения.

Для создания перспективных ММ необходимы высококачественные базовые углеводородные или синтетические основы, новые присадки и их композиции. Необходимо значительно улучшить вязкостно-температурные характеристики масел, чтобы повысить их пусковые свойства. Предстоит расширить ассортимент присадок, повысить их термическую стабильность, детергентные свойства. Для топливосберегающих масел важна способность кратковременно снизить вязкость при повышенной температуре и высоких скоростях сдвига [1]. Эти свойства желательны для ММ, включающих антифрикционные присадки в виде беззольных органических соединений и маслорастворимых ПАВ, содержащих молибден, медь, никель, кобальт, хром. При использовании модификаторов трения благодаря малому усилию тангенциального сдвига в пленке, имеющей структуру «сэндвича», экономится 3-8 % топлива [2].

С помощью теории избирательного переноса и металлоплакирования созданы смазочные масла, реализующие эффект безызносности. Для ММ последнего поколения разработаны присадки, значительно улучшающие их функциональные свойства: вязкостно-температурные, моюще-диспергирующие, стабилизирующие, антиокислительные, противопенные, противоизносные, противозадирные, антифрикционные, защитные, противокоррозионные.

С позиции экономии ММ и сохранения ресурсных показателей судовых дизелей исследования велись в следующих направлениях [5]:

- подбор композиций присадок, отвечающих требованиям дизеля с учетом форсировки, режимов работы и применяемых топлив;
- разработка долгорботающих масел, которые могут быть использованы без смесей с компенсацией только угара;
- увеличение срока службы ММ за счет усиления нейтрализующего и моюще-диспергирующего свойств их;
- снижение угара масла конструктивными и эксплуатационными мерами;
- разработка моделей старения ММ при его использовании в дизеле с целью расчета дозировки масла в цилиндр в зависимости от его щелочности и содержания серы в топливе, форсировки дизеля;
- создание комбинированных маслоочистительных комплексов (МОК), обеспечивающих форсированным дизелям совместно с ММ групп Г₂, Д₂ и Е₂ высокий ресурс.

Взаимное соответствие конструкции и форсировки дизеля, условий его эксплуатации и свойств масла – одно из важнейших условий достижения высокой надежности двигателей. ММ может длительно и надежно выполнять свои функции, обеспечивая заданный ресурс ДВС, только при точном соответствии его свойств термическим, механическим и химическим воздействиям, которым масло подвергается в смазочной системе двигателя и на поверхностях смазываемых и охлаждаемых деталей.

Анализ результатов применения ММ различных типов – от авиационного до дизельных и автолов – показал, что в условиях судна из-за частого обводнения они должны обладать высокой влагостойкостью без вымывания присадок и малой эмульгируемостью с водой. В полной мере эти свойства хорошо проявляются и нормируются в маслах М-10(14, 16)-Г₂(цс), М-10(14)-Д(цл20), М-14(16)-Д(цл30), М-16-Е30 и М-20-Е70 (ГОСТ 12337-84). Вымываемость присадок водой у них по снижению щелочности не превышает 15 %, а по падению зольности – 10 %; эмульгируемость с водой составляет 0,3-0,5 см³ (при стандартном обводнении и разрушительном воздействии на эмульсию). У масел других марок влагостойкость низка и вымываемость присадок очень высока. Попадание воды вызывает усиленное (в 2-6 раз) срабатывание присадок. Сепарирование же их с целью удаления воды вызывает отфуговывание присадок.

У предлагаемых масел, назовем их судовыми (СММ), хорошо сбалансированы основные функциональные свойства. Достигнуто это за счет применения присадок на основе синергетического эффекта, широкого использования многофункциональных компонентов. Как и у большинства ММ, у них высока и ярко выражена моющая, диспергирующе-стабилизирующая, пептизирующая и солубилизирующая способность по отношению к различным нерастворимым загрязнениям, что обеспечивает чистоту деталей двигателя.

Моюще-диспергирующие свойства СММ придают присадки ПМСЯ и МАСК. Последняя из-за высокой щелочности дополнительно защищает детали от коррозионного воздействия продуктов старения масла и сгорания сернистого топлива. Она представляет термостойкий высокодисперсный коллоид и хорошо проявила себя как в циркуляционных, так и в цилиндрических маслах. Многозольный алкилсалицилат кальция (МАСК) при температурах до 240 °С и обводнении не теряет своих свойств. По многофункциональности, нейтрализующим и детергентным свойствам он превосходит лучшие зарубежные присадки этого класса. Недостаток этой присадки – нерастворимость в масле [5].

Основной нейтрализующий эффект судовым маслам придает присадка ДФ-11, которая хорошо сочетается с МАСК и антиокислителем ВНИИНП-354. Последний используется на флоте давно. Это хороший ингибитор окисления, он не боится обводнения, придает маслу стойкость к старению, способствует противостоянию внешним термическим (окислительным) воздействиям.

Перечисленные присадки придают ММ достаточно высокие противоизносные свойства, обеспечиваемые прочностью масляной пленки, нужной вязкостью при высокой температуре и высоком градиенте скорости сдвига, способностью химически модифицировать поверхность металла при граничном трении и нейтрализовать кислоты. Противоизносные (противозадирные) свойства масел улучшались многофункциональными присадками ДФ-11 и ВНИИНП-354. Для этой цели в некоторых случаях использовали также модификаторы трения. Энергосберегающие и приработочные масла в своем составе обязательно имеют эти компоненты. Например, на основе модификатора трения МТ-3 создано обкаточное масло ОМД-10 для судовых и транспортных дизелей.

В Морском государственном университете имени адмирала Г.И. Невельского проведен цикл исследований по конвертированию судовых дизелей на низкосортные топлива [5]. Проведенные мероприятия позволили полностью нейтрализовать последствия сжигания топлив глубокой переработки нефти и альтернативных. При этом были обеспечены высокая экономичность и ресурс конвертируемых на них ДВС. Комплексное повышение эффективности смазочных и топливных систем СЭУ предусматривало гомогенизацию и фильтрование топлив, комбинированную очистку ММ, применение унифицированных судовых масел с многофункциональными присадками с добавками дисульфида молибдена [6]. Композиции присадок позволили достичь синергетического эффекта и были составлены с превалированием антикоррозийного и моюще-диспергирующего действия за счет использования присадок МАСК и ПМС.

В большинстве двигателей сжигали водотопливные эмульсии с добавками воды 12-15 %. В отдельных случаях модернизации подвергались поршневая группа, системы топливоподготовки и смазки. Использовались маслосъемные кольца новых модификаций, обеспечивающие в дизелях средней и повышенной частоты вращения угар масла 1,2-1,8 г/(кВт·ч). Для комбинированных систем тонкой очистки ММ дизелей были разработаны полнопоточные фильтры со сменными фильтрующими элементами (ФЭ) и

саморегенерирующего типа [6]. Для глубокой очистки масла от продуктов, катализирующих окисление ММ, использовали центрифуги и центробежные сепараторы [5].

На основе системного подхода осуществлено имитационное моделирование комплекса *дизель – эксплуатация – топливо – масло – очистка* (ДЭТМО), дающее возможность сбалансировать работу его звеньев и повысить эффективность ДЭТМО в целом. Результаты моделирования и моторный эксперимент показали, что комбинированная очистка ММ за счет полнопоточного фильтрования надежно защищает пары трения ДВС от частиц загрязнения, вызывающих изнашивание и задир. Дополнительное центрифугирование или частично поточное фильтрование обеспечивает очистку масла от продуктов, интенсифицирующих его старение и срабатывание присадок.

Комбинированная очистка стабилизирует моюще-диспергирующие свойства ММ на высоком уровне, длительно сохраняет его солюбилизирующую способность, ускоряет перевод промежуточных продуктов окисления в карбены и карбоиды, которые легко отфильтровываются и отфуговываются. Применение МОК в 1,2-1,7 раза замедляет старение масла по основным направлениям и в среднем на 45 % уменьшает загрязнение двигателя углеродистыми отложениями.

Использование в судовых дизелях моторного масла последнего поколения, новых маслоочистительных комплексов и эффективных систем топливоподготовки позволило [7]:

- полностью нейтрализовать отрицательные последствия сжигания низкосортных топлив и обеспечить экономичную ресурсосохраняющую эксплуатацию ДВС;
- увеличить ресурс двигателей между моточистками и до капитального ремонта не менее чем на 20 %;
- сократить в сочетании с конструктивными мероприятиями расход топлив на 2-6 % и ММ на 15-60 %;
- уменьшить затраты на сменно-запасные части и трудоемкость обслуживания ДВС на 10-30 %, увеличить срок службы ФЭ в 1,5-2 раза;
- понизить трудоемкость обслуживания системы очистки масла в 7-30 раз и довести до уровня 0,5-4 чел.·ч на 1000 ч работы.

Проблемы качества и рационального использования ГСМ приобрели межотраслевое значение, поскольку возросла роль их качества в вопросах увеличения надежности, долговечности и экономичности техники, в том числе транспорта. Прикладной отраслью науки, призванной решать теоретические и практические значения в области ГСМ, как уже отмечалось, является химмотология, рассматривающая теорию и практику рационального их использования в технике.

Возможности судовой химмотологии показаны на приведенных примерах. Сегодня все транспортные проблемы, о чем хотелось бы еще раз напомнить, необходимо решать с учетом экологических последствий. Для охраны окружающей среды нужно строго ограничить в составе отработанных газов содержание токсичных и канцерогенных соединений, что в значительной степени связано с качеством применяемых ГСМ.

Роль химмотологии в решении важнейших народнохозяйственных задач в ближайшие годы будет возрастать в связи с необходимостью экономии и рационального использования топливно-энергетических ресурсов, вовлечением продуктов глубокой переработки нефти и альтернативного сырья в товарные продукты и применением на судах газообразного топлива. Большие перспективы в прогнозировании возможностей различных топлив, масел и комплексной оценки их эффективности на транспорте имеет разработанная модель ДЭТМО [5], позволяющая исследовать численными методами на ЭВМ функционирование звеньев рассматриваемой системы.

Список литературы

1. Гуреев А.Д. Состояние и перспектива развития химмотологии [Текст] / А.Д. Гуреев // Химия и технология топлив и масел. – 1989. – № 5. – С. 5-6.
2. Радченко Б.Д. Роль химмотологии и триботехники в создании современных смазочных материалов и снижение износа металлоизделий [Текст] / Б.Д. Радченко, Ю.Н. Шехтер // Химия и технология топлив и масел. – 1987. – № 4. – С. 2-5.
3. Джост П. Экономия энергии и помощью трибологии: технико-экономическое исследование [Текст] / П. Джост, Дж. Шофилд // Трение и износ. – 1982. – Т. 3, № 2. – С. 356-366.
4. Гаркунов Д.Н. Триботехника [Текст] / Д. Н. Гаркунов. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
5. Кича Г.П. Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях [Текст] / Г.П. Кича, Б.Н. Перминов, А.В. Надежкин. – Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2011. – 372 с.
6. Кича Г.П. Экономичная эксплуатация дизелей [Текст] / Г. П. Кича // Морской флот. – 1984. – № 11. – С. 47-49.
7. Кича Г.П. Эффективная очистка моторного масла – основа экономичной ресурсосберегающей эксплуатации судовых ДВС [Текст] / Г.П. Кича // Двигателестроение. – 1985. – № 7. – С. 6-10.

Сведения об авторах: Кича Геннадий Петрович, доктор технических наук, профессор, начальник кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания МГУ им. адм. Г.И. Невельского, e-mail: nadezkin@mail.ru;

Кича Павел Петрович, кандидат технических наук, доцент;

Тарашан Николай Николаевич, зам. начальника Высшего морского колледжа.

УДК 621.892. 096

А.В. Надежкин, И.В. Соколова

Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского,
690003, г. Владивосток, Верхнепортовая, 50а

**ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ
ДОЛИВА МОТОРНОГО МАСЛА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ
ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Приведены результаты модельного эксперимента по нахождению рациональных режимов долива моторного масла в систему смазки судового дизеля, позволяющих минимизировать отрицательное влияние долива на работу двигателя. Предложен критерий для оценки устойчивости дисперсной фазы нерастворимых загрязнений, получена регрессионная зависимость, позволяющая рассчитать объем рационального долива свежего масла.

Ключевые слова: судовые дизели, моторное масло, дисперсность продуктов загрязнения, объем долива.

A.V. Nadezkin, I.V. Sokolova

**IMITATING MODELING OF INFLUENCE MODES ADDITION OF FRESH
MOTOR OIL ON EFFICIENCY OF OPERATION OF MARINE ENGINES**

The results of modelling experiment on a researching of rational modes addition of fresh motor oil in lubricant system of marine engines allowing to minimize negative influence on job of the engine are given. The criterion for an estimation of stability dispersion of a phase of insoluble pollution is offered, is received mathematical equation allowing to calculate volume rational addition of fresh oil.

Key words: marine diesel engines, motor oil, dispersion of products of pollution, volume addition of fresh oil.

Анализ результатов проведенных ранее исследований [1, 2] позволил выяснить, что влияние долива моторного масла (ММ) в систему смазки (СС) судового дизеля на дисперсность продуктов загрязнения имеет разнонаправленное действие. С одной стороны, долив свежей порции масла приводит к уменьшению размеров основной массы частиц загрязнений, на что указывает средний диаметр m_d . С другой стороны, увеличение среднеквадратичного отклонения m_σ условного диаметра частиц загрязнений показывает, что доля крупнодисперсных частиц после долива становится несколько выше, чем до долива. Необходимо добиться либо уменьшения m_σ при доливке, либо ее минимального увеличения, так как увеличение доли грубодисперсной фазы (ГДФ) в работающем масле оказывает отрицательное влияние на ресурсные показатели судовых дизелей [3].

Целью данного исследования является поиск рациональных режимов долива ММ, которые позволили бы минимизировать отрицательное влияние долива на работу двигателя и снижение срока необслуживаемой работы средств очистки.

В качестве параметра оценки наличия в масле частиц ГДФ предложено использовать $Q\varphi_i$ – интенсивность очистки полнопоточного фильтра тонкой очистки масла (ФТОМп). С одной стороны, его увеличение однозначно указывает на сокращение ресурса работы бумажных фильтрующих элементов, с другой стороны – на увеличение в работающем моторном масле количества ГДФ загрязнений, поскольку коэффициент полноты отсева тем выше, чем больше в ММ частиц, соизмеримых с размером пор фильтровального материала. Очевидно, что минимизация отношения интенсивности

очистки после долива масла $Q\varphi_{i+1}$ к интенсивности очистки до долива $Q\varphi_i$ может служить показателем негативного влияния долива масла в систему смазки и одновременно критерием устойчивости дисперсной фазы K_Q :

$$K_Q = \frac{Q\varphi_{i+1}}{Q\varphi_i} \rightarrow \min. \quad (1)$$

Закономерности отсева нерастворимых примесей различными маслоочистителями задавались согласно выражению [3, 4]:

$$\varphi_i = \int_0^{d_{max}} \varphi_d f(d) dd, \quad (2)$$

где $f(d)$ – функция распределения частиц по размерам; φ_d – фракционный коэффициент отсева. Функция для определения φ_d зависит от типа маслоочистителя. Функция $f(d)$ зависит от m_d, m_σ , которые определяют наличие в масле ГДФ.

С помощью модельного эксперимента были рассчитаны значения K_Q при доливе масла в объеме $V_\tau = 1-62\%$ с шагом единица. Выполненные расчеты показали наличие минимума в функции $K_Q = f(V_\tau)$. Величина долива масла, при котором наблюдается наименьшее значение K_Q , мы назвали рациональным объемом долива ($V_{рац}$). Выявлено, что величина минимума критерия K_Q зависит от состояния и типа применяемого моторного масла.

Как видно на рис. 1, рациональным доливом к работающему маслу с остаточным щелочным числом ($ЩЧ_{ост}$), равным 90 % от исходного значения при исходном щелочном числе ($ЩЧ_{св}$), равном 10 мг КОН/г, является величина $V_{рац} = 17,0\%$; для масла с $ЩЧ_{св} = 20$ мг КОН/г $V_{рац} = 21,7\%$; а если $ЩЧ_{св} = 30$ мг КОН/г, рациональный объем долива составит 25,0 %. Отсюда следует, что чем выше уровень детергентных свойств, тем меньше заметно негативное влияние долива.

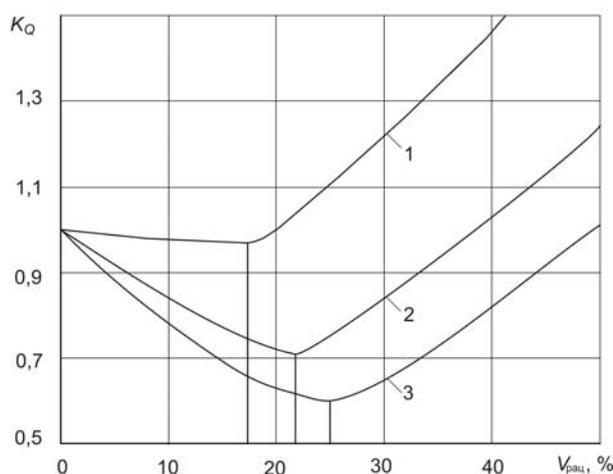


Рис. 1. Изменение критерия K_Q от объема долива свежего масла к работающему с остаточным щелочным числом 90 %:
1 – для масел с исходным щелочным числом 10; 2 – 20; 3 – 30 мг КОН/г
Fig. 1. Change of criterion K_Q from volume addition of fresh oil to working with residual base number 90 of %: 1 – for oils with initial base number 10; 2 – 20; 3 – 30 мг КОН/g

На рис. 2 показано, что рациональным доливом к работающему маслу с исходным $ЩЧ_{св} = 30$ мг КОН/г при $ЩЧ_{ост} = 90\%$ является величина $V_{рац} = 25\%$; при $ЩЧ_{ост} = 70\%$ $V_{рац} = 15\%$. При срабатывании присадки на 50 % минимум не наблюдается. Долив лю-

бой порции свежего масла к такому маслу приводит к снижению эффективности работы фильтра. Удалось зафиксировать нижний уровень остаточного щелочного числа работающего масла, при котором определяется минимальное K_Q , – $ЩЧ_{ост} = 58$ %. При этом $V_{рац}$ составляет всего 2 %.

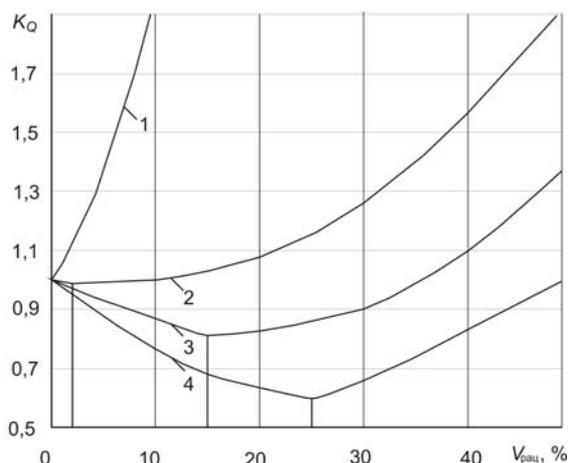


Рис. 2. Изменение критерия K_Q при доливе свежего масла к работающему с исходным щелочным числом 30 мг КОН/г: 1 – остаточное щелочное число 50; 2 – 58; 3 – 70; 4 – 90 %
 Fig. 2. Change of criterion K_Q at addition of fresh oil to working oil with initial base number 30 мг КОН/г: 1 – residual base number 50; 2 – 58; 3 – 70; 4 – 90 %

Таким образом, как показал модельный эксперимент, для масел с небольшой наработкой рациональный объем долива лежит в интервале от 17 до 25 %. Чем выше наработка масла и ниже детергентные свойства масла, тем меньше рациональный объем доливаемой порции. Для работающего масла, достигшего браковочного уровня по щелочному числу (сработано 40-50 % присадки), рациональным режимом долива является объем 1-3 %.

Используя результаты математического моделирования, решено найти регрессионное уравнение для определения $V_{рац}$ с помощью факторного эксперимента. Факторы и диапазоны их варьирования представлены в табл. 1. Факторы x_1 и x_2 – исходное и остаточное на момент долива щелочное число моторного масла. Исключения составили случаи, когда уровень срабатывания щелочной присадки достигал 50 %. В этих случаях выбиралось первое значение $V_{рац}$, при котором фиксировался минимум K_Q . Установлено, что величина тонкости отсева фильтрующего элемента на функцию отклика K_Q не оказывает влияния, если Δ_{95} ФТОМп находится в диапазоне 30-50 мкм, что характерно для систем смазки современных судовых дизелей.

Таблица 1

Уровни и интервалы варьирования факторов

Table 1

Levels and intervals of a variation of the factors in experiment

Факторы	Значение кодов		
	0	1	2
$ЩЧ_{св} - x_1$	10	20	30
$ЩЧ_{ост} - x_2$	>50	70	90
$m_d/m_{\sigma} - x_3$	1,5	2,0	2,5

Также по результатам модельного эксперимента установлено, что определяющим фактором, оказывающим влияние на изменение интенсивности очистки масла ФТОМп после долива, является не абсолютное значение m_d , а отношение m_d/m_{σ} . Как показывает

анализ априорной информации [5] и наши собственные исследования, у работающих судовых моторных масел значение этого симплекса находится в диапазоне от 1,5 до 2,5.

Таким образом, для выявления зависимости рационального значения долива $V_{рац} = f(\text{ЩЧ}_{св}, \text{ЩЧ}_{ост}, m_d/m_{\sigma})$, минимизирующего грязевую нагрузку на средства очистки, а также количество грубодисперсных загрязнений в системе смазки судового дизеля, можно провести модельный эксперимент, используя теорию планирования эксперимента. В качестве матрицы использован план типа 3^3 , представленный в табл. 2.

Таблица 2

Матрица и результаты математического моделирования

Table 2

A matrix and results of mathematical modeling

Номер	Код	$\text{ЩЧ}_{св}$ x_1	$\text{ЩЧ}_{ост}$ x_2	m_d/m_{σ} x_3
1	000	10	67,5	1,5
2	010	10	70	1,5
3	020	10	90	1,5
4	001	10	69,5	2,0
5	011	10	70	2,0
6	021	10	90	2,0
7	002	10	73	2,5
8	012	10	80	2,5
9	022	10	90	2,5
10	100	20	63,1	1,5
11	110	20	70	1,5
12	120	20	90	1,5
13	101	20	63,2	2,0
14	111	20	70	2,0
15	121	20	90	2,0
16	102	20	63,4	2,5
17	112	20	70	2,5
18	122	20	90	2,5
19	200	30	60,6	1,5
20	210	30	70	1,5
21	220	30	90	1,5
22	201	30	57,8	2,0
23	211	30	70	2,0
24	221	30	90	2,0
25	202	30	54,5	2,5
26	212	30	70	2,5
27	222	30	90	2,5

В результате модельного эксперимента, поставленного согласно плану (см. табл. 1), определены коэффициенты уравнения регрессии. Коэффициенты модели и вид аппроксимирующей зависимости определялись с помощью программы Matlab. Эта зависимость удовлетворительно аппроксимируется полиномом второй степени:

$$V_{рац} = -118,312 + 0,5437x_1 - 1,276x_1^2 + 25,934x_2 - 1,225x_2^2 - 1,801x_3 + 4,998x_1x_3 - 1,575x_3^2. \quad (3)$$

Коэффициент детерминированности $R^2 = 0,988$ говорит о хорошем приближении линии регрессии к наблюдаемым данным и о возможности построения качественного прогноза. Полученная математическая зависимость позволяет определить рациональный режим долива, минимизирующий негативное влияние на дисперсность продуктов загрязнения моторного масла при доливе. Зависимость базируется на экспериментальных моделях, полученных нами при проведении лабораторных и моторных исследований. Анализ влияния долива ММ с разными эксплуатационными свойствами позволил выявить причины, приводящие к снижению объемов долива до рациональных пределов и позволяющие сохранить рабочие свойства масла на определенном уровне в течение длительного периода времени без ухудшения ресурсных показателей судовых дизелей.

Таким образом, моделированием установлено, что рациональный объем доливаемого масла в зависимости от диспергирующих свойств свежего масла и степени срабатывания присадок находится в диапазоне 3-25 % остаточного объема работающего ММ. Чем выше наработка масла (срабатывание присадок) и ниже его диспергирующие свойства, тем меньше рациональный объем доливаемой порции. Для работающего масла, достигшего браковочного уровня по щелочному числу, объем доливаемого масла должен быть как можно меньше.

Список литературы

1. Надежкин А.В. Исследование изменения коллоидной структуры работающего масла при увеличенном доливе [Текст] / А.В. Надежкин, И.В. Соколова // Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания: сб. науч. тр. – Хабаровск: Тихоокеанский гос. ун-т., 2007. – Вып. 4. – С. 10-15.
2. Соколова И.В. Анализ дисперсности продуктов загрязнения работающего моторного масла при доливах в систему смазки судового дизеля [Текст] / И.В. Соколова // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – Новосибирск, 2008. – С. 215-218.
3. Кича Г.П. Решение проблемы высокоэффективной очистки моторного масла в судовых дизелях: дис. ... д-ра техн. наук: 05.08.05 [Текст] / Кича Геннадий Петрович. – Владивосток, 1992. – Т. 1. – 512 с. – Т. 2. – 358 с.
4. Кича Г.П. Теоретические основы расчета и интенсификации очистки топлив и масел в ДВС фильтрованием [Текст] / Г.П. Кича // Двигателестроение. – 1986. – № 5. – С. 25-29.
5. Овсянников В.В. Дисперсионный анализ продуктов загрязнений в задачах повышения эффективности центробежной очистки масел судовых дизелей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05 / В.В. Овсянников. – Ленинград, 1984. – 24 с.

Сведения об авторах: Надежкин Андрей Вениаминович, кандидат технических наук, доцент, e-mail: nadezkin@mail.ru;

Соколова Ирина Васильевна, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, sokolova_irine@mail.ru.

УДК 621.89:621.431 –729.3

А.В. Надежкин

Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского
690059, г. Владивосток, ул. Верхнепортовая, 50а

КОРРЕЛЯЦИОННЫЙ АНАЛИЗ ДАННЫХ ТРИБОМОНИТОРИНГА ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ КРЕЙЦКОПФНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Предложен метод скользящей интервальной оценки коэффициентов корреляции между данными трибомониторинга и наработкой деталей цилиндропоршневой группы судовых крейцкопфных малооборотных дизелей. Даны результаты корреляционного анализа, выполненного на их основе.

Ключевые слова: судовые крейцкопфные дизели, трибомониторинг, изнашивание, корреляционный анализ, отработанное цилиндрическое масло.

A.V. Nadezkin

CORRELATION ANALYSIS OF TRIBOMONITORING DATA THE CYLINDERPISTON GROUP CROSSHEAD DIESELS

Proposed a method for moving interval estimation of the correlation coefficients between the data of tribomonitoring and operation time of the cylinder-piston group of low-speed marine crosshead diesel engines. Given the results of correlation analysis performed on their basis.

Key words: marine crosshead diesel engine, tribomonitoring, wear processes, correlation analysis, drain cylinder oil.

Трибомониторинг судовых крейцкопфных малооборотных дизелей (МОД) на основании исследования параметров отработанных цилиндрических масел (ОЦМ) из поршневых полостей является эффективным средством управления техническим состоянием деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) этих двигателей [2]. Проба масла, взятая из работающего двигателя, несет в себе комплексную информацию о состоянии его трибосопряжений. Прогнозирование остаточного ресурса деталей ЦПГ крейцкопфных МОД является логическим продолжением задачи оценки технического состояния объекта диагностирования (ОД) по результатам трибомониторинга, поскольку именно на основании такой информации может приниматься решение о виде и периодичности технического обслуживания ОД.

Установившийся износ трущихся деталей дизеля традиционно оценивают как функцию от времени их работы [3]. Исследуем возможности трибомониторинга для прогнозирования остаточного ресурса деталей ЦПГ крейцкопфных МОД. С этой целью посредством статистической обработки большого массива экспериментальных данных оценим возможную корреляционную связь между концентрацией продуктов износа в отработанном цилиндрическом масле и наработкой деталей ЦПГ крейцкопфного дизеля.

В различных приложениях статистического анализа многомерных величин одну из ключевых позиций занимают задачи корреляционного анализа [1]. В процессе решения этих задач выявляется наличие и характер взаимосвязи величин, взаимозависимости величин при устранении влияния совокупности других или зависимости

одной случайной величины от группы величин, вычисляются оценки коэффициентов и матриц парной, частной и множественной корреляции, проверяются различные статистические гипотезы относительно параметров многомерного распределения и коэффициентов корреляции. На основании результатов корреляционного анализа может делаться вывод о наличии и характере функциональной зависимости или о предпочтительности для описания исследуемого объекта регрессионной модели того или иного вида.

В испытательную лабораторию «Химмотология» с судов Дальневосточного бассейна регулярно сдавались пробы ОЦМ из подпоршневых полостей крейцкопфных МОД. Обязательным требованием было указание наработки всех деталей, а также наработки цилиндра после моточистки. Эти требования не всегда и не во всем соблюдались, тем не менее была получена значительная экспериментальная выборка. Из неё были выбраны результаты только для двигателей 6ДКРН 74/160 ($P_e = 8530$ кВт, $n = 140$ мин⁻¹), так как по ним выборка оказалась наиболее репрезентативной и включала в себя анализ (348) с полной информацией о наработке деталей. Типовой протокол анализа проб масла ОЦМ представлен в таблице.

**Бланк результатов анализа масел подпоршневых полостей т/к «Уренгой»
The form of results of the analysis of drain cylinder oil t/k «Urengoј»**

Дата анализа	25.11.1995					
Двигатель	6 ДКРН 74/160-3					
Параметр	Цилиндр № 1	Цилиндр № 2	Цилиндр № 3	Цилиндр № 4	Цилиндр № 5	Цилиндр № 6
Сорт топлива	М-100					
Содержание серы, %	2,36					
Остаточное ТВН, мг КОН/г	29,53	30,62	4,89	23,67	21,79	28,9
Марка масла	Chevron Delo Cyloil Heavy					
Индекс ТНВД	30	30	30	30	30	30
Подача масла	5	5	5	5	5	5
Наработка цилиндра после моточистки, ч	6480	1209	1209	3224	3224	2913
Наработка втулки, ч	6480	1209	16793	3224	16793	2913
Наработка головки поршня, ч	6480	1209	1209	3224	3224	2913
Наработка колец, ч	1209	1209	1209	3224	3224	2913
Наработка форсунки, ч	300	668	90	416	918	416
Содержание, г/т:						
железа	86,00	61,00	38,00	196,00	139,00	66,00
хрома	4,8	2,3	0,5	6,8	12	1
свинца	8	5	0,6	3,60	7,2	0,3
никеля	1,4	3,2	3	3,7	2,6	6
алюминия	8,1	6,5	1	4,9	9,2	2
олова	6,80	5,1	1,2	3,8	5,70	0,7
меди	2,80	2,5	6,1	6,3	3,2	0,70
кремния	7,10	5,40	2,8	10,1	13	3

Корреляционный анализ полученных экспериментальных данных предполагал их статистическую обработку с целью определения парных (частных) коэффициентов корреляции для характеристики степени зависимости между двумя переменными на фоне действия остальных показателей.

Исследовалась корреляционная зависимость между следующими переменными:

- концентрацией Fe c^{Fe} в ОЦМ и наработкой цилиндра после моточистки $\tau_{\text{ЦМ}}$ с учетом времени работы втулки $\tau_{\text{ЦВ}}$;

- c^{Fe} в ОЦМ и $\tau_{\text{ЦВ}}$ с учетом $\tau_{\text{ЦМ}}$;

- c^{Fe} в ОЦМ и наработкой поршня $\tau_{\text{П}}$ с учетом $\tau_{\text{ЦМ}}$.

Расчет парных коэффициентов корреляции R_{xy} вели по классической формуле Пирсона [1]:

$$R_{xy} = \frac{\sum (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum (x_i - \bar{x})^2 \cdot \sum (y_i - \bar{y})^2}},$$

где x_i и \bar{x} – текущая и средняя наработка исследуемой детали ЦПГ соответственно; y_i и \bar{y} – текущее и среднее содержание Fe в пробе ОЦМ соответственно.

В процессе корреляционного анализа гипотетическая связь между содержанием продуктов износа в ОЦМ и наработкой деталей оказалась слабо выраженной. Частные коэффициенты корреляции для отмеченных выше связей имели следующие значения:

- $R_{\text{ЦМ}}^2 = 0,089$, где R^2 – квадрат коэффициента корреляции между c^{Fe} и $\tau_{\text{ЦМ}}$;

- $R_{\text{ЦВ}}^2 = -0,032$, где R^2 – квадрат коэффициента корреляции между c^{Fe} и $\tau_{\text{ЦВ}}$;

- $R_{\text{П}}^2 = -0,012$, где R^2 – квадрат коэффициента корреляции между c^{Fe} и $\tau_{\text{П}}$.

Традиционно считается, что при $R < 0,5$ корреляционная связь слабо выражена, а в окрестностях нуля полностью отсутствует.

Однако анализ априорной информации [2] показывает, что при достижении предельных зазоров в трущихся сопряжениях, потере упругости поршневых колец мы наблюдаем резкое увеличение концентрации продуктов износа в ОЦМ. Поэтому для детального исследования корреляционных связей между наработкой деталей ЦПГ и c^{Fe} в ОЦМ была разработана специальная методика скользящей интервальной оценки коэффициентов корреляции с целью выявления трендов между данными параметрами. Рассчитывались не просто частные коэффициенты корреляции, а их кинетические кривые по наработке деталей.

Метод скользящей интервальной оценки коэффициентов корреляции предусматривал разбиение всего диапазона наработки каждой детали на равные интервалы $\Delta\tau$. В качестве шага была выбрана традиционная в судовой практике интервальная оценка – 1000 ч работы. Совместная генеральная совокупность пар наблюдений последовательно видоизменялась. Каждый раз из всего массива наблюдений формировалась новая ковариационная матрица, размер которой определялся вектором τ^i . Его вычисление осуществлялось для каждой детали ЦПГ индивидуально. Ниже дано выражение для расчета скользящего интервала наблюдений применительно к ЦВ.

$$\tau_{\text{ЦВ}}^i = \tau_{\text{ЦВ}}^{\text{max}} - \sum_{i=1}^n \Delta\tau_i,$$

где $\tau_{ЦВ}^i$ – текущие значения вектора наработки ЦВ; $\tau_{ЦВ}^{\max}$ – максимальная наработка ЦВ в массиве наблюдений; n – число интервалов, определяемое отношением $\tau_{ЦВ}^{\max} / \Delta\tau$.

Для остальных деталей ЦПГ расчет скользящего интервала наблюдений осуществлялся аналогичным образом.

Результаты расчетов скользящих интервальных коэффициентов корреляции представлены на рис. 1-3. Анализ данных показывает, что тесная корреляционная взаимосвязь между концентрацией продуктов износа в ОЦМ и наработкой деталей возникает тогда, когда вырабатывается их ресурс. При этом определяющим здесь является состояние поршневых колец. При их хорошем техническом состоянии, даже если втулка и поршень имеют предельную наработку, корреляция между содержанием Fe в пробах масла подпоршневых полостей и ресурсными показателями деталей ЦПГ не наблюдается. Однако, как только уплотняющий эффект поршневых колец снижается, появляется тесная корреляционная взаимосвязь между скоростью поступления в ОЦМ Fe и наработкой деталей. Она оказывается тем выше, чем больше наработка соответствующих деталей. Это хорошо иллюстрируют кинетические кривые коэффициентов корреляции. Так, $R_{ЦВ}^2$ при наработке цилиндра после моточистки от 0 до 6 тыс. ч имеет очень низкие или даже отрицательные значения (рис. 2). Однако после выработки ресурса ПК (ориентировочно 6-7 тыс. ч) значение $R_{ЦВ}^2$ резко возрастает до величины 0,5-0,6, указывая на наличие сильной корреляционной связи между c^{Fe} и $\tau_{ЦВ}$. Аналогичную картину мы наблюдаем и для $R_{П}^2$ (рис. 3).

Из изложенного выше следует, что результаты трибомониторинга деталей ЦПГ крейцкопфных МОД позволяют однозначно распознать техническое состояние ОД. При достижении близких к предельным зазорам в парах трения корреляционная связь между c^{Fe} в ОЦМ и наработкой деталей резко возрастает. Однако использовать данные трибомониторинга для прогнозирования остаточного ресурса деталей ЦПГ не представляется возможным, так как в течение всего периода установившегося износа триад трения корреляционная взаимосвязь между c^{Fe} в ОЦМ и наработкой деталей отсутствует. Это объясняется тем, что в это время работы дизеля и нормального протекания процессов изнашивания в деталях ЦПГ скорость поступления Fe в ОЦМ остается практически неизменной. Здесь влияние на интенсивность изнашивания оказывают другие эксплуатационные факторы, такие, как параметры внутрицилиндрового рабочего процесса, характер и условия нагружения дизеля, условия смазывания, качество и дозировка цилиндрического масла. Кроме того, можно сделать заключение о том, что именно техническое состояние поршневых колец в первую очередь определяет содержание продуктов износа в пробах масла подпоршневых полостей.

Резюмируя изложенное, можно сделать следующие выводы. Разработана методика скользящей интервальной оценки коэффициентов корреляции, позволяющая исследовать тренды взаимозависимости концентрации продуктов износа в ОЦМ и наработкой деталей ЦПГ крейцкопфных МОД. Выполненная оценка показала, что данные трибомониторинга в общем случае не позволяют прогнозировать остаточный ресурс триад трения, но с высоким уровнем достоверности распознают возникающие в трущихся деталях дефекты и отказы.

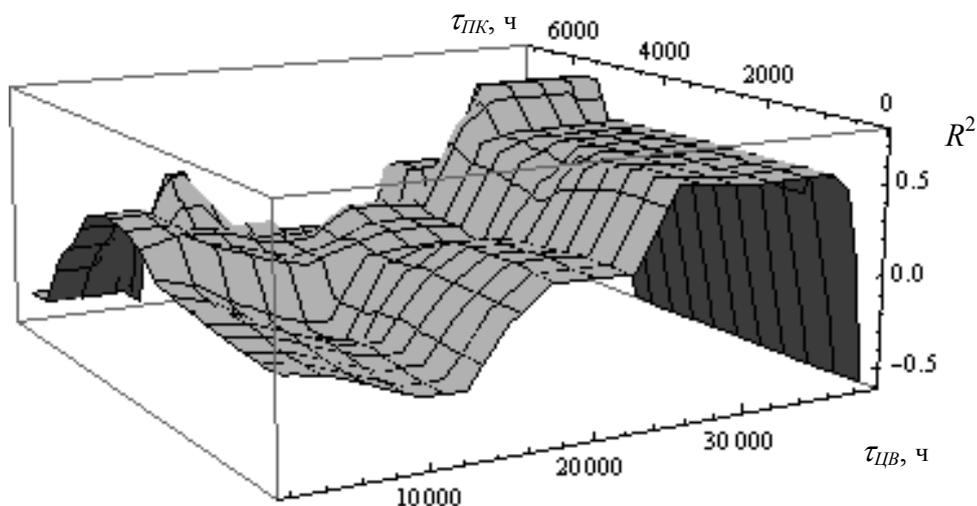


Рис. 1. Кинетические кривые коэффициентов корреляции времени работы цилиндра после моторочистки и наработки цилиндровой втулки

Fig. 1. Kinetic curves of factors of correlation of an operating time the cylinder after motor-cleaning and an operating time of the cylinder plug

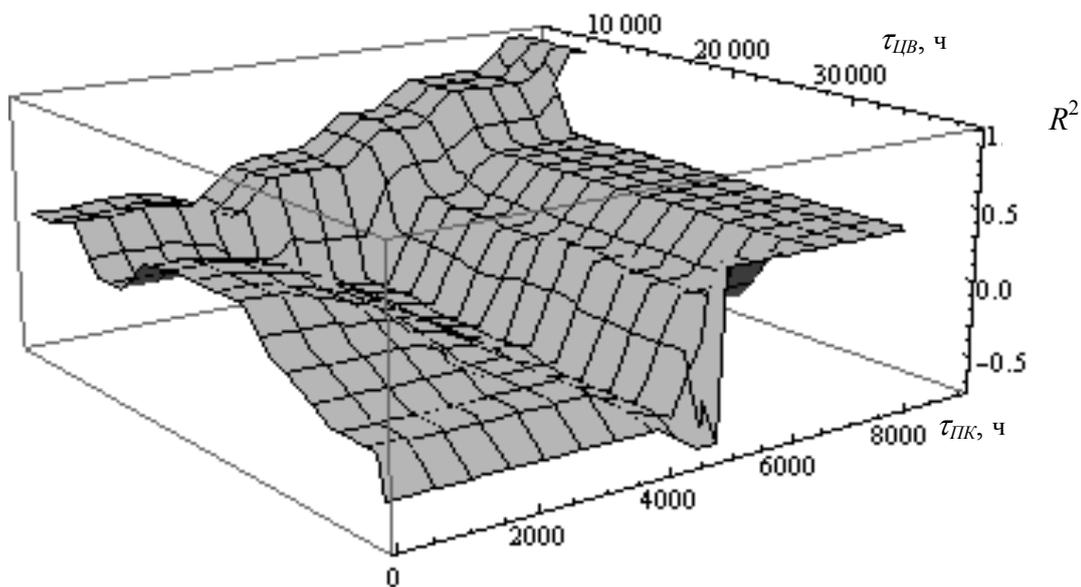


Рис. 2. Кинетические кривые коэффициентов корреляции наработки цилиндровой втулки и времени работы цилиндра после моторочистки

Fig. 2. Kinetic curves of factors of correlation of an operating time the cylinder plug and operating time of the cylinder after motor-cleaning

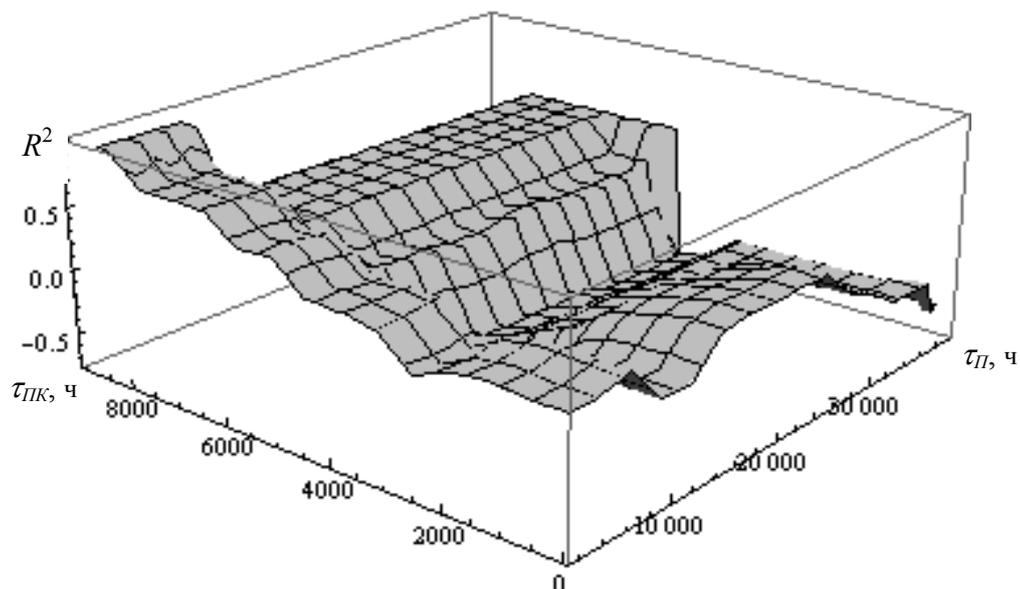


Рис. 3. Кинетические кривые коэффициентов корреляции наработки головки поршня и времени работы цилиндра после моторочистки

Fig. 3. Kinetic curves of factors of correlation of an operating time of a head the piston and an operating time of the cylinder after motor-cleaning

Список литературы

1. Дубров А.М. Многомерные статистические методы [Текст] / А.М. Дубров, В.С. Мхитарян, Л.И. Трошин. – М.: Финансы и статистика, 2003. – 352 с.
2. Надежкин А.В. Управление техническим состоянием цилиндропоршневой группы судовых крейцкопфных дизелей по результатам трибомониторинга [Текст] / А.В. Надежкин, В.Н. Даничкин // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2008. – № 1. – 210-212 с.
3. Погодаев Л.И. Структурно-энергетические модели надежности материалов и деталей машин [Текст] / Л.И. Погодаев, В.Н. Кузьмин. – СПб.: Академия транспорта Российской Федерации, 2006. – 608 с.

Сведения об авторах: Надежкин Андрей Вениаминович, кандидат технических наук, доцент, e-mail: nadezkin@mail.ru.

УДК 621.43.013 : 629.3

Н.К. Пак

Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского,
690059, г. Владивосток, ул. Верхнепортовая, 50а

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕПАРАТОРА ПРИ ОЧИСТКЕ МОТОРНОГО МАСЛА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ

Приводится методика определения наиболее эффективной работы центробежного сепаратора при очистке моторного масла ДВС. Осуществлен выбор его оптимальной пропускной способности и программ управления. Дана оценка эффективности разработанных программ управления пропускной способностью сепаратора при включении его в систему смазки двигателя 6ЧН40/46.

Ключевые слова: центробежный сепаратор, моторное масло, очистка масла.

N.K. Pak

THE OPTIMIZATION OF OPERATION OF THE CENTRIFUGAL SEPARATOR DURING THE CLEANING OF ENGINE OIL IN THE MARINE DIESELS

The most determination effective methods of operation of the centrifugal separator are given during the cleaning of engine oil. Optimal delivery value and control programs have selected. Efficiency of the developed control programs of separator's delivery value have estimated when the separator operated in lubricating system of 6CH40/46 engine.

Key words: centrifugal separator, engine oil, cleaning of oil.

На современном этапе частично поточное включение центробежного сепаратора (ЦС) в систему смазки (СС) мощных дизелей является единственным методом, который обеспечивает глубокую очистку моторного масла (ММ) от механических примесей и воды. Схема включения сепаратора в СС и параметры его работы значительно влияют на эффективность удаления нерастворимых продуктов (НРП) загрязнения из циркуляционного масла ДВС. Интенсивность очистки масла зависит в основном от пропускной способности Q_c ЦС. Отсюда напрашивается вывод о необходимости разработки таких программ управления пропускной способностью очистителя, при которых скорость удаления загрязнений из масла была бы максимальной.

В настоящее время на судах используются два способа включения ЦС в СС двигателей:

- 1) байпасное непрерывное (при оснащении каждого дизеля отдельным ЦС);
- 2) байпасное периодическое (при оснащении нескольких дизелей одним ЦС).

Отсюда следует, что поиск оптимальных программ управления пропускной способностью предусматривает:

- обеспечение минимальной концентрации загрязнений в циркуляционном масле СС при непрерывной байпасной его очистке;
- достижение наименьшей продолжительности работы сепаратора при периодическом его подключении, обеспечивающей достаточно низкую загрязненность масла.

Для достижения вышеуказанных целей по оптимизации рассмотрим процесс очистки масла от НРП при байпасно подключенном сепараторе. Математическая модель процесса с учетом временного дрейфа дисперсной фазы (ДФ) загрязняющих примесей может быть представлена в виде системы дифференциальных уравнений [1]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dc_x}{d\tau} &= \frac{1}{G_0} (a - Q_c \varphi_c c_x), \\ \frac{dm_d}{d\tau} &= \frac{1}{G_0} \left[\frac{a}{c_x} (m_{da} - m_d) - Q_c (1 - \varphi_c) (m_d - m_{d\phi}) \right] \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где c_x – значение текущей концентрации загрязняющих примесей в работающем ММ; G_0 – вместимость СС; a – скорость поступления загрязнений в СС дизеля; Q_c – пропускная способность ЦС; φ_c – коэффициент полноты отсева ЦС; m_d – значение медианного размера частиц продуктов загрязнений в ММ; m_{da} , $m_{d\phi}$ – медианный размер частиц продуктов загрязнений на входе и на выходе из агрегата очистки.

По результатам анализа системы уравнений (1) следует, что необходимые параметры оптимизации могут быть сформулированы как задачи минимизации функционала:

$$J = \int_{\tau_0}^{\tau_1} \varphi_0(c_x, Q_c) d\tau, \quad (2)$$

где $\varphi_0(c_x, Q_c)$ – заданная функция переменных c_x и Q_c ; τ_0 и τ_1 – время начала и конца процесса.

Подставив $\varphi_0 = 1$ в выражение (2), получим:

$$J = \int_{\tau_0}^{\tau_1} d\tau = \tau_1 - \tau_0. \quad (3)$$

Отсюда следует, что задача минимизации функционала сводится к минимизации времени достижения требуемого уровня загрязнения ММ.

Если положить, что $\varphi_0 = \frac{a - Q_c \varphi_c c_x}{G_0}$, то

$$J = \int_{\tau_0}^{\tau_1} \frac{a - Q_c \varphi_c c_x}{G_0} d\tau = c_x(\tau_1) - c_x(\tau_0) \quad (4)$$

и оптимизация параметров сепарирования преобразуется в минимизацию разности между конечной $c_x(\tau_1)$ и начальной $c_x(\tau_0)$ концентрациями НРП в масле, что соответствует минимизации конечного значения концентрации c_{x1} при начальном c_{x0} .

Таким образом, цели оптимального управления ЦС, определенные уравнениями (3) и (4), являются задачами вариационного исчисления. При этом на управляющее воздействие – пропускную способность Q_c сепаратора – накладывается ограничение $0 < Q_c < Q_n$.

Вариационные задачи такого типа классическими методами решить трудно. В данном случае лучше применить один из методов неклассического вариационного исчисления – принцип максимума [2].

В соответствии с общей схемой решения задач оптимального управления, с учетом изложенного запишем гамильтониан для задачи быстродействия, которая представляет собой скалярное произведение векторов $\lambda_1 \frac{dc_x}{d\tau}$, $\lambda_2 \frac{dm_d}{d\tau}$:

$$\tilde{H} = \frac{\lambda_1}{G_0} [a - Q_c \varphi_c c_x] + \frac{\lambda_2}{G_0} \left[\frac{a}{c_x} (m_{da} - m_d) - Q_c (1 - \varphi_c) (m_d - m_{d\phi}) \right], \quad (5)$$

где λ_1 , λ_2 – вспомогательные переменные.

Величину переменных λ_1 и λ_2 определяют при решении сопряженных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\lambda_1}{d\tau} &= -\frac{\partial \tilde{H}}{\partial c_x} = \frac{1}{G_0} \left[\lambda_1 Q_c \varphi_c + \lambda_2 (m_{da} - m_d) \frac{a}{c_x^2} \right]; \\ \frac{d\lambda_2}{d\tau} &= -\frac{\partial \tilde{H}}{\partial x} = \frac{1}{G_0} \left\{ \lambda_1 c_x \left(Q_\phi \frac{\partial \varphi_\phi}{\partial x} + Q_c \frac{\partial \varphi_c}{\partial x} \right) + \right. \\ &+ \lambda_2 \left[\frac{a \partial m_d}{c_x \partial x} + Q_\phi (1 - \varphi_\phi) \left(1 - \frac{\partial m_d}{\partial x} \right) + (m_d - m_{d\phi}) \frac{Q_\phi \partial \varphi_\phi}{\partial x} + \right. \\ &\left. \left. + Q_c (1 - \varphi_c) \left(1 - \frac{\partial m_d}{\partial x} \right) + (m_{da} - m_d) \frac{Q_c \partial \varphi_c}{\partial x} \right] \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Оптимальная пропускная способность $Q_{\text{опт}}$, при которой возникает минимум функционала (2), выбирается по максимуму гамильтониана (5), соблюдая условие:

$$\tilde{H}[c_x(\tau), m_d(\tau), \lambda(\tau), Q_c(\tau)] = \max \tilde{H}[c_x(\tau), m_d(\tau), \lambda(\tau), Q_c(\tau)]. \quad (7)$$

Из-за сложности правых частей уравнений (1) и (6) получить конечное значение для Q_c в аналитическом виде невозможно. Поэтому для решения использовали численные методы интегрирования. Для нахождения с помощью выражения (7) оптимальной программы управления ЦС указанные системы интегрировали совместно, задав граничные условия в начальной и конечной точках. Число граничных условий для обеих точек принимали одинаковым.

Гамильтониан для системы (1) и функционала (4) составлен аналогично. После некоторых преобразований он приведен к виду (5). Сопряженные уравнения системы (6) остались неизменными, но граничные условия в конечной точке интегрирования другие. Из-за того что концентрация нерастворимых примесей в конце траектории не известна, незаданность ее компенсировали введением вспомогательной переменной. Величина переменной определяется из условий трансверсальности с учетом преобразований функции $\tilde{H} - \lambda(\tau_1) = -1$.

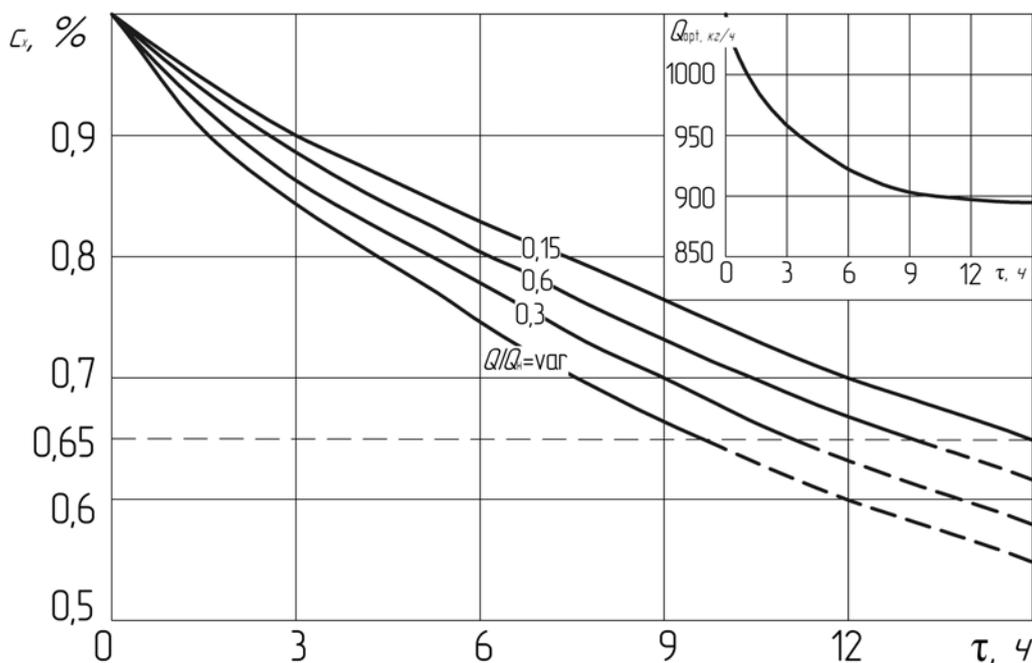
Таким образом, выбор оптимальных программ управления ЦС сведен к интегрированию систем уравнений (1) и (6) с двухточечными граничными условиями. Теория решения таких задач почти не разработана. Поэтому для интегрирования предложенных уравнений необходимо создание эффективных алгоритмов. На основе анализа чис-

ленных методов принят способ «пристрелки». При его реализации возникли затруднения, обусловленные неустойчивостью систем уравнений (5) и (6). Даже небольшое изменение начальных параметров λ_1 и λ_2 существенно влияет на результаты интегрирования, что усложняет вычислительный алгоритм, поскольку необходимо найти путь к решению, избегая области неустойчивости. К тому же значение управляющего воздействия Q_c на каждом шаге интегрирования корректируется условием (7).

Задавшись неизвестными значениями переменных (параметрами задачи) в начальной и конечной точках траектории, находили промежуточное решение систем уравнений, которое обычно не совпадает с заданными граничными условиями. Многократным повторением этого процесса в соответствии с созданным алгоритмом выбирали значение неизвестных переменных, минимизирующих невязку в конечной точке интегрирования. Цикл повторяется заново до тех пор, пока не будет достигнуто заданное значение степени загрязненности ММ, либо не произойдет стабилизация значения минимизируемой переменной [3].

Оценим эффективность разработанных программ управления пропускной способностью ЦС при включении его в систему смазки двигателя. Такое сопоставление для режима периодического включения ЦС в систему смазки дизеля проведено расчетным путем на примере двигателя 6ЧН40/46, параметры системы смазки и агрегата очистки которого имеют следующие значения: $G_0 = 5$ т, $Q_H = 2$ т/ч, $d_0 = 3$ мкм, $a = 80$ г/ч. Загрязненность моторного масла при включении ЦС в работу во всех случаях составляла 1 %, а дисперсность продуктов загрязнения – 1 мкм.

При периодическом подключении очистителя к системе смазки двигателя сравнивались по критерию «быстродействие» программа управления, полученная в результате оптимизации (рисунок), и ряд произвольных режимов работы ЦС с пропускной способностью, равной соответственно 0,15; 0,3; 0,6 Q_H .



Влияние режимов работы ЦС на удаление загрязнений из ММ
The influence of operational modes of the centrifugal separator on eliminating of contaminants from engine oil

Как видно из рисунка, наименьшая продолжительность включения ЦС в работу обеспечивается при применении программы управления работой ЦС, выбранной по разработанной методике. Время работы очистителя до достижения заданной степени загрязненности моторного масла 0,65 % в этом случае составляет 10 ч, что в 1,2-1,5 раза меньше, чем для остальных режимов.

Список литературы

1. Кича Г.П. Оптимизация режимов центробежного сепарирования циркуляционного масла дизелей [Текст] / Г.П. Кича, А.В. Надежкин // Исследование и методы повышения эффективности технической эксплуатации судовых энергетических установок. – Новосибирск, 1984. – С. 36-40.
2. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С. Понтрягин, В.Г. Болтянский, Р.В. Гамкрелидзе, М.Ф. Мищенко. – М.: Наука, 1976. – 392 с.
3. Кича Г.П. Решение проблемы высокоэффективной очистки моторного масла в судовых дизелях: дис. ... д-ра техн. наук: 05.08.05: защищена 06.10.92: утв. 24.02.93 / Кича Геннадий Петрович. – Владивосток, 1992. – Т. 1. – 512 с. – Т. 2. – 358 с.

Сведения об авторах: Пак Николай Каптыгиевич, аспирант,
e-mail: pak.russiakorean@mail.ru.

УДК 621.431.74.016

Б.И. Руднев

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОТОКОВ ИЗЛУЧЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Представлена теоретическая оценка взаимодействия потоков излучения и проанализированы основные особенности системы интегральных уравнений радиационного теплообмена применительно к камере сгорания дизельного двигателя.

Ключевые слова: дизельный двигатель, камера сгорания, потоки излучения.

B.I. Rudnev

THE ANALYSIS OF FLUXES INTERACTION RADIATION IN DIESEL ENGINE COMBUSTION CHAMBER

Theoretical estimation of fluxes interaction radiation is given in this article. Main peculiarities of system of integral acquisitions of radiation heat transfer concerning diesel engine combustion chamber.

Key words: diesel engine, combustion chamber, fluxes of radiation heat transfer.

Излучающую систему для условий камеры сгорания (КС) дизельного двигателя можно представить как состоящую из четырех зон: трех поверхностных – поверхности крышки цилиндра F_1 , втулки F_2 и поршня F_3 , а также одной объемной зоны V , заполненной сажегазовой средой. Следуя [1], общую картину взаимодействия потоков излучения в произвольной точке M_k граничной поверхности F можно представить схемой, показанной на рисунке.

Рассмотрим более подробно воздействие основных потоков излучения для точки M_k , принадлежащей граничной поверхности F . В каждую точку граничной поверхности F приходит собственное излучение от объемной зоны $M_i(V)$, т.е. $E_{соб}(M_i)$. Причем для всех точек граничной поверхности M_k, M_n, M_p и M_γ этот поток является падающим потоком. В то же время каждая из поверхностей, на которых расположены точки M_k, M_n, M_p и M_γ , имеет свой эффективный (или исходящий [2]) поток излучения:

$$E_{эф}(M_n) = E_{собF}(M_n) + E_{отрF}(M_n), \quad (1)$$

в свою очередь, отраженный поток для точки M_n может быть представлен следующим образом:

$$E_{отрF}(M_n) = E_{над} R_F, \quad (2)$$

где R_F – коэффициент отражения граничной поверхности F .

Учитывая взаимосвязь между коэффициентом отражения R_F и степенью черноты поверхности ε_F , имеем

$$E_{\text{отр}F}(M_n) = E_{\text{над}F} R_F = (1 - \varepsilon_F) E_{\text{над}F} = (1 - \varepsilon_F) E_{\text{собр}V}(M_i). \quad (3)$$

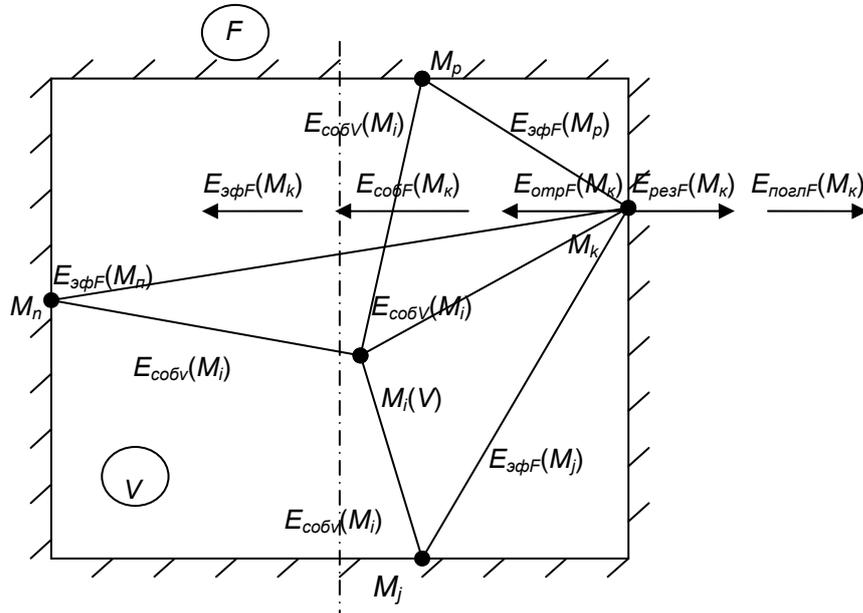


Схема взаимодействия потоков излучения в произвольной точке M_k граничной поверхности F
Scheme of fluxes interaction radiation in diesel engine combustion chamber at random point M_k
adjacent surface F

Тогда эффективный поток излучения от точки M_n граничной поверхности F можно представить следующим образом:

$$E_{\text{эф}F}(M_n) = E_{\text{собр}F}(M_n) + (1 - \varepsilon_F) E_{\text{собр}V}(M_i). \quad (4)$$

Аналогично для точек M_p и M_γ :

$$E_{\text{эф}F}(M_p) = E_{\text{собр}F}(M_p) + (1 - \varepsilon_F) E_{\text{собр}V}(M_i) \quad (5)$$

$$E_{\text{эф}F}(M_\gamma) = E_{\text{собр}F}(M_\gamma) + (1 - \varepsilon_F) E_{\text{собр}V}(M_i). \quad (6)$$

Таким образом, для произвольной точки M_k граничной поверхности F (см. рисунок) падающими потоками излучения будут $E_{\text{собр}V}(M_i)$, $E_{\text{эф}F}(M_n)$, $E_{\text{эф}F}(M_p)$ и $E_{\text{эф}F}(M_\gamma)$.

Результирующий поток излучения для точки M_k в общем виде запишется так:

$$E_{\text{рез}}(M_k) = E_{\text{над}}(M_k) - E_{\text{эф}F}(M_k). \quad (7)$$

Очевидно, что (7) эффективный поток излучения от точки M_k можно представить аналогично эффективным потокам от точек M_n , M_p и M_γ (4-6):

$$E_{\text{эф}F}(M_k) = E_{\text{собр}F}(M_k) + (1 - \varepsilon_F) E_{\text{собр}V}(M_i). \quad (8)$$

Подставляя в (7) соответствующие потоки излучения, определяемые по зависимостям (3-5, 7), получим

$$\begin{aligned}
 E_{рез}(M_k) &= E_{cobV}(M_i) + E_{эфF}(M_n) + E_{эфF}(M_p) + E_{эфF}(M_\gamma) - E_{эфF}(M_k) = \\
 &= E_{cobV}(M_i) + E_{cobF}(M_n) + (1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i) + E_{cobF}(M_p) + \\
 &\quad + (1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i) + E_{cobF}(M_\gamma) + (1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i) - \\
 &\quad - E_{cobF}(M_k) - (1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i).
 \end{aligned} \tag{9}$$

Группируя в (9) члены, содержащие собственный поток излучения объемной зоны $E_{cobV}(M_i)$, имеем

$$\begin{aligned}
 E_{рез}(M_k) &= E_{cobV}(M_i) + (1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i) + (1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i) + \\
 &\quad + (1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i) + (1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i) - (1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i) + \\
 &\quad + E_{cobF}(M_n) + E_{cobF}(M_p) + E_{cobF}(M_\gamma) - E_{cobF}(M_k).
 \end{aligned} \tag{10}$$

Проанализируем полученную зависимость (10) для результирующего потока излучения произвольной точки M_k граничной поверхности F , выражающую функциональную связь основных потоков излучения. Из (10) следует, что результирующий поток излучения для точки M_k формируется при взаимодействии собственного потока излучения объемной зоны $E_{cobV}(M_i)$ и собственных потоков излучения поверхностей, образующих граничную поверхность F : $E_{cobF}(M_n)$, $E_{cobF}(M_p)$, $E_{cobF}(M_\gamma)$ и $E_{cobF}(M_k)$. Причем собственный поток излучения поверхности, которой принадлежит точка M_k , имеет противоположный знак по отношению к собственным потокам излучения других поверхностей. Члены уравнения (10) вида $(1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i)$ представляют собой отраженный поток излучения от соответствующих элементов граничной поверхности F . Заметим, что при построении математической модели локального радиационного теплообмена в КС дизеля необходимо величину степени черноты граничной поверхности ε_F задавать дифференцированно по отношению к каждому ее элементу, т.е. отдельно для крышки цилиндра, поршня и втулки.

На основании экспериментальных данных [3], величины степени черноты для отдельных поверхностей, составляющих КС, имеют следующие значения: для днища поршня из алюминиевого сплава, покрытого нагаром толщиной 0,1-0,2мм, $\varepsilon = 0,91-0,95$, а при толщине нагара 0,2-0,6 мм, $\varepsilon = 0,94-0,97$; для крышки цилиндра из чугуна, покрытой нагаром, $\varepsilon = 0,90-0,95$; для втулки цилиндра с тонким слоем масла $\varepsilon = 0,3-0,4$. Принимая во внимание величины степени черноты поверхностей КС, следует отметить, что члены вида $(1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i)$ в уравнении (10) важны в определенной мере лишь для поверхности втулки цилиндра. Для поверхности крышки цилиндра и поршня эти члены укладываются в погрешность определения температуры излучателя в КС дизеля и концентрации частиц сажи в ней. Напомним, что указанная погрешность составляет 15-20 %. Однако даже и для втулки цилиндра величина $(1 - \varepsilon_F)E_{cobV}(M_i)$ не может быть значительной, так как в период активного процесса радиационного теплообмена в КС (от ВМТ до 80-100° поворота коленчатого вала после ВМТ) большая часть втулки цилиндра перекрыта поршнем. Особенно это относится к дизелям с полуразделенными КС типа ЦНИДИ, ЯМЗ, КАМАЗ и др. Что же касается членов уравнения (10), представляю-

щих собой собственные потоки излучения элементов граничной поверхности F : $E_{cobF}(M_n)$, $E_{cobF}(M_p)$, $E_{cobF}(M_\gamma)$ и $E_{cobF}(M_k)$, – то здесь необходимо отметить следующее. Собственный поток излучения поверхности однозначно определяется ее температурой и излучательной способностью (степенью черноты) по зависимости

$$E_{cobF} = \sigma_0 \varepsilon_F T_F^4. \quad (11)$$

Аналогично можно определить и собственный поток излучения объемной зоны

$$E_{cobV} = \sigma_0 \varepsilon_V T_V^4. \quad (12)$$

В результате сложного взаимодействия рассмотренных выше потоков излучения между объемной зоной и соответствующими точками граничной поверхности в замкнутой системе (см. рисунок) формируются результирующие потоки, определяющие радиационную тепловую нагрузку деталей КС. Этот процесс взаимодействия основных потоков излучения описывается системой неоднородных интегральных уравнений излучения (уравнения Фредгольма второго рода). Следуя [1, 3, 4], приведем указанную систему уравнений для условий в точке M_k :

$$\left. \begin{aligned} E_{nad}(M_k) &= \sum_{i=1}^m \int_V E_{\varepsilon\phi}(M_i) L(M_i, M_k) dV + \\ &+ \sum_{\gamma=1}^n \int_F E_{\varepsilon\phi}(M_\gamma) K(M_\gamma, M_k) dF; \\ E_{\varepsilon\phi}(M_k) &= E_{cob}(M_k) + R_k \left[\sum_{\gamma=1}^n \int_F E_{\varepsilon\phi}(M_\gamma) K(M_\gamma, M_k) dF + \right. \\ &+ \left. \sum_{i=1}^m \int_V E_{\varepsilon\phi}(M_i) L(M_i, M_k) dV \right]; \\ E_{pez}(M_k) &= \varepsilon_k \left[\sum_{\gamma=1}^n \int_F E_{\varepsilon\phi}(M_\gamma, M_k) K(M_\gamma, M_k) dF + \right. \\ &+ \left. \sum_{i=1}^m \int_V E_{\varepsilon\phi}(M_i) L(M_i, M_k) dV \right] - E_{cob}(M_k), \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где R_k , ε_k – коэффициенты отражения и поглощения (степени черноты) поверхности F в точке M_k ; M_γ – произвольная точка поверхности F , лежащая вне окрестности точки M_k ; M_i – произвольная точка объема V .

Интегральные операторы $K(M_\gamma; M_k)$ и $L(M_i; M_k)$ называются ядрами уравнения, являются геометрическими функциями точек объема и поверхности и характеризуют систему как единый оптико-геометрический объект [1]. Проинтегрировав функции K и L по всей граничной поверхности, получим следующие уравнения связи геометрических и разрешающих локальных угловых коэффициентов излучения (ЛУКИ) [2]:

$$\begin{aligned}\Phi(M_\gamma, M_k) &= \int_F K(M_\gamma, M_k) dF = \exp(-\tau) \varphi(M_\gamma, M_k), \\ \Phi(M_i, M_k) &= \int_F L(M_\gamma, M_k) dF = \exp(-\tau) \rho(M_i, M_k),\end{aligned}\tag{14}$$

где $\tau = KL$ – число Бугера.

Следуя [1], под $\varphi(M_\gamma; M_k)$ в (14) имеется в виду геометрический локальный угловой коэффициент излучения от элемента поверхности dF_γ в окрестностях точки M_γ на элемент поверхности dF_k в окрестностях точки M_k , показывающий, какая доля эффективного излучения поверхности dF_γ достигает поверхности dF_k с учетом многократных отражений на границе системы. Коэффициент $\varphi(M_\gamma; M_k)$ имеет тот же смысл для излучения элемента объема dV_i в окрестностях точки M_i на поверхности dF_k . В свою очередь, $\Phi(M_\gamma; M_k)$ и $\Phi(M_i; M_k)$ есть разрешающие коэффициенты, отличающиеся от соответствующих геометрических ЛУКИ тем, что они учитывают ослабление потока излучения вследствие поглощения и рассеяния энергии в объеме.

Приведенная система интегральных уравнений (13) вытекает из интегродифференциального уравнения переноса излучения, соответствующих граничных условий и соотношений, связывающих интенсивность излучения с различными характеристиками полусферического (поверхностного) и сферического (объемного) излучений [2]. По своей физической сущности интегральные уравнения (13) являются уравнениями состояния излучающей системы, поскольку описывают ее состояние как на границах, так и в объеме среды [2].

Для построения математической модели локального радиационного теплообмена в КС дизеля воспользуемся итерационно-зональным методом, предложенным Ю.А. Суриновым [5], а также работами, в которых раскрыты и проанализированы основные особенности применения зональных методов к расчету радиационного теплообмена в различных энергетических установках [2, 6].

В зональных методах расчета теплообмена излучением для систем, образованных излучающей, поглощающей и рассеивающей средами, ограниченными излучающими и отражающими границами, исходя из предложения, излучающая система может быть приближенно заменена эквивалентной, составленной из оптически однородных изотермических подсистем. При этом поверхность границы излучающей системы F подразделяется на n изотермических оптически однородных непрозрачных зон:

$F = \sum_{k=1}^n F_k$, а объем V , заполненный ослабляющей и излучающей средами, – на m объ-

емных изотермических оптически однородных зон с полупрозрачными границами:

$V = \sum_{k=1}^m V_i$. В [1] показано, что итерационно-зональный метод обобщает все основные

постановки задач о радиационном теплообмене, имеющих единственное решение и различающихся способом задания граничных условий и характеристик поля излучения. Математическую основу этого метода составляет конечная система линейных алгебраических уравнений, аппроксимирующих соответствующую систему интегральных уравнений излучения типа (13).

Как известно [1, 5], для реальных излучающих систем $R \neq 1$; $\varepsilon \neq 1$ и все интегральные уравнения излучения (13) имеют единственное решение. Для его получения воспользуемся итерационно-зональным методом алгебраической аппроксимации [5]. Сущность этого метода заключается в разделении реальной излучающей системы на конечное число объемных и граничных зон, в пределах которых оптические, энергетические и температурные характеристики могут быть осреднены или заданы аналитически [1, 5]. В этом случае исходное интегральное уравнение излучения может быть заменено соответствующей системой линейных алгебраических уравнений, число которых равно числу зон в системе. Алгебраическая аппроксимация интегрального оператора возможна как в исходном интегральном уравнении, так и в уравнении резольвенты. В связи с этим точное решение исходного интегрального уравнения может быть выражено через резольвенту интегрального оператора или непосредственно через разрешающие угловые коэффициенты излучения. В соответствии с этим алгебраическая интерпретация решения может быть представлена в общем виде или через резольвенту [1, 5]. Алгебраическая аппроксимация точного решения исходных интегральных уравнений излучения (13) согласно [1] будет иметь вид

$$\left. \begin{aligned} E_{nad}(M_k) &= \sum_{\gamma=1}^n E_{cob}(M_\gamma) \Phi(M_\gamma, F_k) + \sum_{V=1}^m E_{cob}(M_V) \Phi(M_V, F_k); \\ E_{\text{эф}}(M_k) &= \sum_{\gamma=1}^n E_{cob}(M_k) \Phi(M_k, F_\gamma) + \\ &+ (1 - \varepsilon_k) \sum_{\gamma=1}^n E_{cob}(M_\gamma) \Phi(M_\gamma, F_k) + (1 - \varepsilon_k) \sum_{V=1}^m E_{cob}(M_V) \Phi(M_V, F_k); \\ E_{\text{рез}}(M_k) &= \varepsilon_k \left[\sum_{\gamma=1}^n E_{cob}(M_\gamma) \Phi(M_\gamma, F_\gamma) + \right. \\ &\left. + \sum_{V=1}^m E_{cob}(M_V, F_k) - \sum_{\gamma=1}^n E_{cob}(M_k) \Phi(M_k, F_\gamma) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Уравнения (15) получены в предположении, что излучающая система состоит из n граничных и m объемных зон, а в качестве первой итерации принято условие равенства эффективных потоков излучения в пределах зоны соответствующим потокам собственного излучения этих зон.

Путем замены в интегральном операторе переменного ЛУКИ постоянным, осредненным в пределах рассматриваемой зоны, можно систему интегральных уравнений резольвент поверхностного и объемного излучений привести к соответствующим системам алгебраических уравнений. Принимая, что в пределах каждой граничной зоны приближенно выполняется условие $\varphi(M_\gamma, F_k) = \varphi_{\gamma k}$, в [1, 5] получены следующие системы аппроксимирующих уравнений резольвент поверхностного излучения:

$$\Phi(M_\gamma, F_k) - \sum_{\gamma=1}^n R_\gamma \varphi_{\gamma k} \Phi(M_\gamma, F_k) = \varphi(M_\gamma, F_k) \quad (16)$$

и объемного излучения:

$$\Phi(M_\nu, F_k) - \sum_{\gamma=1}^n R_\gamma \varphi_{\gamma k} \Phi(M_\nu, F_\gamma) = \varphi(M_\nu, F_k), \quad (17)$$

где $\varphi_{\gamma k}$ – средний угловой коэффициент излучения зоны γ на зону k , определяемый по зависимости

$$\varphi_{\gamma k} = \frac{1}{F_\gamma} \int_{F_\gamma} \varphi(M_\gamma, F_k) dF_\gamma.$$

В результате этих действий система интегральных уравнений излучения (13) приводится к эквивалентной конечной системе линейных алгебраических уравнений. Решение последней позволяет определить мгновенное локальное распределение по элементам граничной поверхности всех видов потоков излучения.

Проведенный анализ системы интегральных уравнений и теоретические оценки взаимодействия потоков излучения позволили сделать ряд существенных уточнений в зональной модели радиационного теплообмена в КС дизельного двигателя [7] и других энергетических установок [8].

Список литературы

1. Петриченко Р.М. Элементы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ [Текст] / Р.М. Петриченко, С.А. Батулин, Ю.Н. Исаков [и др.] – Л.: Машиностроение, 1990. – 328 с.
2. Блох А.Г. Теплообмен излучением: справ. [Текст] / А.Г. Блох, Ю.А. Журавлев, Л.Н. Рыжков. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
3. Modest M.F. Radiative Heat Transfer. – New York: Academic Press, 2003. – 822 p.
4. Dombrovsky L.A. Radiation Heat Transfer in Disperse Systems. – New York: Begell House, 1996. – 256 p.
5. Суринов Ю.А. Об итерационно-зональном методе исследования и расчета лучистого теплообмена в поглощающей и рассеивающей среде [Текст] / Ю.А. Суринов // Изв. СО АН СССР. – 1978. – № 8. – Вып. 2. – С. 106-125.
6. Суринов Ю.А. Современное состояние и перспективы развития теории переноса излучения и радиационного теплообмена [Текст] / Ю.А. Суринов // Тр. первой Российской национальной конференции по теплообмену: в 9 т. Т. 9. Радиационный и сложный теплообмен. – М.: Изд-во МЭИ, 1994. – С. 238-243.
7. Руднев Б.И. Анализ использования зональной модели радиационного теплообмена в камере сгорания дизельного двигателя [Текст] / Б.И. Руднев, О.В. Повалихина // Тр. пятой Российской национальной конференции по теплообмену: в 8 т. Т. 6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – С. 261-263.
8. Кулешов О.Ю. Повышение вычислительной эффективности зонального метода расчета сложного теплообмена на основе методики коррекции базовых оптико-геометрических характеристик излучения [Текст] / О.Ю. Кулешов, В.М. Седелкин // Тр. пятой Российской национальной конференции по теплообмену: в 8 т. Т. 6. Интенсификация теплообмена. Радиационный и сложный теплообмен. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – С. 227-230.

Сведения об авторе: Руднев Борис Иванович, доктор технических наук, профессор.

УДК 629.5.035

А.В. Струтынский, С.А. Худяков

Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского
690059, Владивосток, ул. Верхнепортовая, 50а

АНАЛИЗ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЯ СУДОВОГО ГРЕБНОГО ВАЛА

Объектом исследования являются судовой валопровод левого борта СЯМ «К. Эмеральда», гребной вал которого разрушился после наматывания сети. Разрушение произошло в зоне повышенной концентрации напряжений на стыке наплавленного слоя нержавеющей стали при наличии язвенной коррозии. Цель выполненного исследования – определение причин разрушения гребного вала.

Ключевые слова: валопровод, гребной вал, наплавка, разрушение, усталостная прочность, концентрация напряжений.

A.V. Strutinskiy, S.A. Hudjakov

THE ANALYSIS OF REASONS OF PROPELLER SHAFT DAMAGES

The investigation object is left ship's shafting of vessel «K. Emerald». The propeller shaft was damaged after fishing net winding. Damage took place at the area of boost stress concentration in site of conjunction of built-up stainless steel layer, under presence of ulcerous corrosion. The goal of the investigation is identification of real reasons of propeller damage.

Key words: shafting, propeller shaft, built-up, damage, fatigue resistance, stress concentration.

Общие характеристики т/х «К. Эмеральда», построенного в декабре 1982 г. в п. Стефенсфилд, США, и его гребной установки следующие:

- основные размерения судна: 38,19×10,36×6,71 м. Дедвейт – 230 т;
- главные дизели – 2 типа 341E DITA мощностью 537 кВт при частоте вращения 1500 мин⁻¹, изготовлены в 2008 г., г. Гриффин, США;
- гребные винты – 2 диаметром 1670 мм, 4-лопастные из нержавеющей стали 66X5056;
- гребные валы – 2 из углеродистой стали 25 диаметром 152,4 мм (Carbon Steel ABS Grade 2). Шейки подшипников плакированы нержавеющей сталью (подслой из стали ABS ER309L и нержавеющей сталью ER308L ER316L) до диаметра 165,1 мм (толщина слоя – 6,3 мм). Остальные поверхности вала покрыты антикоррозионной защитой из стеклоткани с эпоксидной смолой. Поверхность излома вала расположена по нормали к его оси, что свидетельствует о действии изгибных напряжений в сечении.

Аналогичное разрушение промежуточного вала у фланца соединения с гребным валом произошло на т/х «Дилан» [10]. Причиной этого разрушения явилась просадка главного дизеля относительно гребного вала из-за износа клиньев под фундаментной рамой.

Зазоры в подшипниках левого гребного вала при освидетельствовании:

- в кронштейне – 1,50 мм (предельные – 3,8 мм);
- в кормовом – 1,25 мм (предельные 3,8 мм).

Центровка гребного вала (с редуктором):

верх-низ		борт-борт
смещение	0	0,01 мм
излом	0,09	0,02 мм/м.

По результатам освидетельствования вала – состояние «годное» (Акт МРС № 07.02847.294 от 24.10.2007 г.).

С 1994 г. судно под флагом МРС.

Для установления причин разрушения левого гребного вала судовладельцем предоставлена часть вала (далее по тексту «вырезка») длиной 70 мм от поверхности излома, отрезанная механически.

Основные события, предшествующие разрушению вала:

- последнее до аварии освидетельствование – 24.10.2007 г., п. Пусан;
- наматывание сети на гребной винт – 8.04.2009 г.;
- работа гребной установки после удаления сети до аварии с 13.04.2009 г. по 3.05.2009 г., когда произошло разрушение гребного вала (20 сут).

Наработка левого валопровода (максимальная) при номинальной частоте вращения за указанный выше период времени составила $t = 480$ ч. Тогда число циклов изгибающего момента с частотой f_1 1-го порядка составляет

$$N_u = t \times 24 \times 3600 \times f_1 = 1,037 \times 10^7 \text{ циклов.}$$

Необходимо учитывать, что на промысле коэффициент технического использования главных двигателей на режиме полного хода составляет не более 0,5. Постановка промыслового оборудования и сам режим лова выполняется на малом и среднем ходах. Поэтому количество циклов, определенное выше, необходимо редуцировать с коэффициентом 0,7. В таком случае реальное число циклов действия изгибающего момента составит

$$N_d = 0,7 N_u = 0,7 \times 10^7.$$

Полученное значение значительно меньше порогового значения при расчетах усталостной прочности сталей – 2×10^7 . Этот факт свидетельствует о том, что разрушение гребного вала произошло от малоцикловой усталости, т.е. при значениях циклических нормальных напряжений от изгиба вала значительно выше предела усталости.

При анализе факторов, вызвавших разрушение вала, проведены следующие исследования:

- выполнен расчет неспецификационных нагрузок на гребной вал;
- определены марки материалов;
- произведен анализ строения наплавки;
- выполнен ультразвуковой контроль качества наплавки;
- произведен фрактографический анализ.

Оценка неспецификационных нагрузок на гребной вал

К неспецификационным нагрузкам, действующим на гребной вал, следует отнести усилия на гребном винте при наматывании дели сети. При этом действует радиальная нагрузка на винт от натяжения сети, переводя работу гребной установки на более крутую винтовую характеристику со значительным снижением частоты вращения валопровода и дизеля. В нашем случае номинальная частота вращения – 1500 мин^{-1} – снизилась до 500 мин^{-1} .

Крутящий момент, передающийся от дизеля на валопровод с учетом потерь мощности в редукторе, составит

$$M_e = N_e / \omega = 505 \times 1,36 \times 75 / 2\pi f_1 = 1366 \text{ кгм,}$$

где $N_e = N_n \eta_p = 537 \times 0,94 = 505 \text{ кВт}$, $\omega = 2\pi f_1 = 37,7 \text{ с}^{-1}$, здесь $f_1 = 6 \text{ Гц}$ – частота 1-го порядка валопровода при номинальной частоте вращения, равной 360 мин^{-1} .

Крутящий момент при наматывании сети на винт определяется с учетом ограничительной характеристики дизеля при частоте вращения коленчатого вала 500 мин^{-1} (мощность равна $0,5 N_n$) равен

$$M_{500} = N_{500} / \omega = 252,5 \times 1,36 \times 75 / 2\pi f_1 = 2049 \text{ кгм},$$

где $N_{500} = 252,5 \text{ кВт}$, $\omega = 2\pi f_1 = 12,57 \text{ с}^{-1}$, здесь $f_1 = 2 \text{ Гц}$ – частота 1-го порядка валопровода при частоте вращения, равной 120 мин^{-1} .

Радиальная сила, действующая на гребной винт, при наматывании сети равна

$$R = M_{500} / r = 2049 / 0,835 = 2454 \text{ кг},$$

где $r = 0,835 \text{ м}$ – радиус гребного винта.

При вращении гребного винта радиальная сила R , действующая перпендикулярно к оси вала, вызывает изгибные циклические напряжения во всех сечениях валопровода как многоопорной неразрезной балки с заделкой в сечении фланцевого соединения с муфтой вала редуктора (значительно большего сечения). Подшипниковые опоры валов (3 шт.) в расчетной схеме заменяются шарнирами, так как в них большие зазоры (более 1 мм).

Изгибающий момент от радиальной силы, действующий на концевой вал, равен

$$M_u = R \times L = 2454 \times 0,643 = 1578 \text{ кгм},$$

где $L = 0,643 \text{ м}$ – расстояние от центра конуса винта до центра подшипника в кронштейне.

Напряжения от изгиба в сечении вала диаметром 152,4 мм равны

$$\sigma = M_u / W = 157800 / 172 = 915 \text{ кг/см}^2,$$

где $W = 172 \text{ см}^3$ – момент сопротивления рассматриваемого сечения.

Напряжения кручения в том сечении вала, диаметром 152,4 мм,

$$\tau = M_{500} / W_p = 204900 / 344 = 595 \text{ кг/см}^2,$$

где $W_p = 344 \text{ см}^3$ – полярный момент сопротивления рассматриваемого сечения.



Рис. 1. Общий вид вырезки
и излома
Fig. 1. General view of break
and cutting

Суммарные напряжения в сечении от изгиба и кручения равны

$$\sigma_c = (\sigma^2 + 4 \tau^2)^{0,5} = (915^2 + 4 \times 594^2)^{0,5} = 1500 \text{ кг/см}^2.$$

Концентрация напряжений в галтелях вала – переход с диаметра 165 мм на 152,4 мм при радиусе 10 мм – оценивается коэффициентом концентрации, равным 1,3 [8]. Значительно выше концентрация напряжений в районах коррозионных разрушений вала (язвенная коррозия), что наблюдается на носовой шейке (рис. 2, 3).

Рабочая поверхность вырезки имеет значительные коррозионные повреждения в виде язвенной коррозии (рис. 2, а, б).



а



б

Рис. 2. Коррозионные повреждения рабочей поверхности:
а, б – язвенная коррозия глубиной до 8 мм в пределах наплавленного слоя
Fig. 2. Corrosive damage of of working face (*Ulcerous corrosion has depth up 8 mm
in the limits of built-up layer*)

Определение марок сталей

Марки сталей определялись с целью уточнения их химического состава (процент содержания легирующих элементов) и соответствия американским или отечественным стандартам, что даёт возможность установить исполнителя наплавки носовой дейдвудной шейки гребного вала и примерный срок выполнения этой технологической операции (до 1994 г. или после, когда судно было приобретено русским судовладельцем).

Для определения марки материалов гребного вала и наплавки проводился спектральный полуколичественный анализ – стилоскопирование и химический анализ металла гребного вала. Установлено, что металл наплавки содержит около 18 % хрома и 10 % никеля, 1,5 % марганца и 2 % молибдена. Следы титана и ниобия отсутствуют. Материал наплавки соответствует марке стали X18H10M2, наплавочный материал ER316 или ER316L по AWS A5.9. Титан и ниобий вводятся в стали подобного класса для стабилизации коррозионной стойкости.

В материале гребного вала легирующие элементы не выявлены. По результатам химического анализа установлено, что содержание кремния составляет 0,21 %, углерода – 0,26 %. Материал гребного вала соответствует стали 25, американский аналог – low carbon steel grade 2.

Определение твердости и прочностных характеристик сталей

Для оценки прочностных характеристик металлов вала и наплавки проведено измерение твердости по Бринеллю. Условия измерения – испытательная нагрузка 3000 кг, диаметр стального шарика 10,0 мм, время выдержки под нагрузкой 10 с. Оценка прочностных характеристик проводилась по формулам пересчета [3,4]. Установлено, что средняя твердость материала вала составляет 153 НВ, материала наплавки – 229 НВ. Временное сопротивление материала вала R_m – 520 МПа, предел текучести $R_{p0,2}$ – 340 МПа. Временное сопротивление материала наплавки R_m – 680 МПа, предел текучести $R_{p0,2}$ – 500 МПа.

Полученные результаты использовались для расчета на прочность.

Анализ строения наплавленного слоя

Для изучения строения наплавки выполнялся металлографический анализ макрошлифа на участке предоставленной вырезки. Выявление макроструктуры проводилось электрохимическим травлением в растворе щавелевой кислоты. Установлено, что наплавка выполнена в четыре слоя с механической обработкой каждого слоя перед нанесением последующих слоев. Наибольшее отличие в травимости выявлено между первым и вторым, а также третьим и четвертым слоями. Отсчет слоев – от основного металла вала.

Для оценки механических свойств слоев наплавки проводилось измерение микротвердости с испытательной нагрузкой 200 г.

Установлено, что микротвердость находится в пределах 216-242 HV_{0,2}.

Существенной разницы твердости слоев не выявлено.

Ультразвуковой контроль качества наплавленного слоя

Ультразвуковым контролем нарушения сплошности наплавки и отслоения наплавки от основного металла на вырезке не выявлено. Структурные шумы наибольшей амплитуды выявлены по границе четвертого и третьего слоев наплавки. Отсчет слоев – от основного металла вала (рис. 3).



Рис. 3. Макрошлиф. Строение наплавки (просматриваются 4 слоя)
Fig. 3. Microsection. Costruction of overlaying (There are 4 lays)

Фрактографический анализ

Перед проведением анализа поверхность излома очищалась раствором уксусной кислоты.

Расположение поверхности излома перпендикулярно оси вала характерно при действии циклических изгибных напряжений.

Линии остановки трещины, являющиеся признаками действия циклических нагрузок и усталостного разрушения, выявлены в двух зонах излома:

- от наружного диаметра в четвертом слое наплавки, глубина зоны – около 3 мм;
- от линии сплавления с углеродистой сталью на глубину около 6 мм.

Разрушение 1-3-го слоев наплавки произошло под действием динамической нагрузки.

Зарождению трещины в опасном сечении способствовали коррозионные повреждения – коррозионно-усталостный механизм.

По результатам обследования вырезки вала установлена следующая динамика разрушения вала:

- 1) начало разрушения – зарождение коррозионно-усталостной трещины в верхнем слое наплавки (рис. 4);
- 2) временное торможение трещины в межваликовой зоне термического влияния вследствие увеличения прочности этой зоны по сравнению с прочностью наплавки;
- 3) разрушение внутренних слоев наплавки под воздействием непроектной динамической нагрузки;

4) торможение разрушения под влиянием двух факторов – окончания динамического воздействия и перехода в более мягкую и вязкую зону термического влияния в углеродистой стали;

5) распространение усталостной трещины в углеродистой стали при воздействии проектных нагрузок при наличии изгиба вала после динамического воздействия;

6) долом под воздействием изгибных напряжений, затем напряжений скручивания. Зона скручивания имеет прямоугольную форму с отношением сторон 1:3 и смещена от центра, что свидетельствует о наличии прогиба вала.

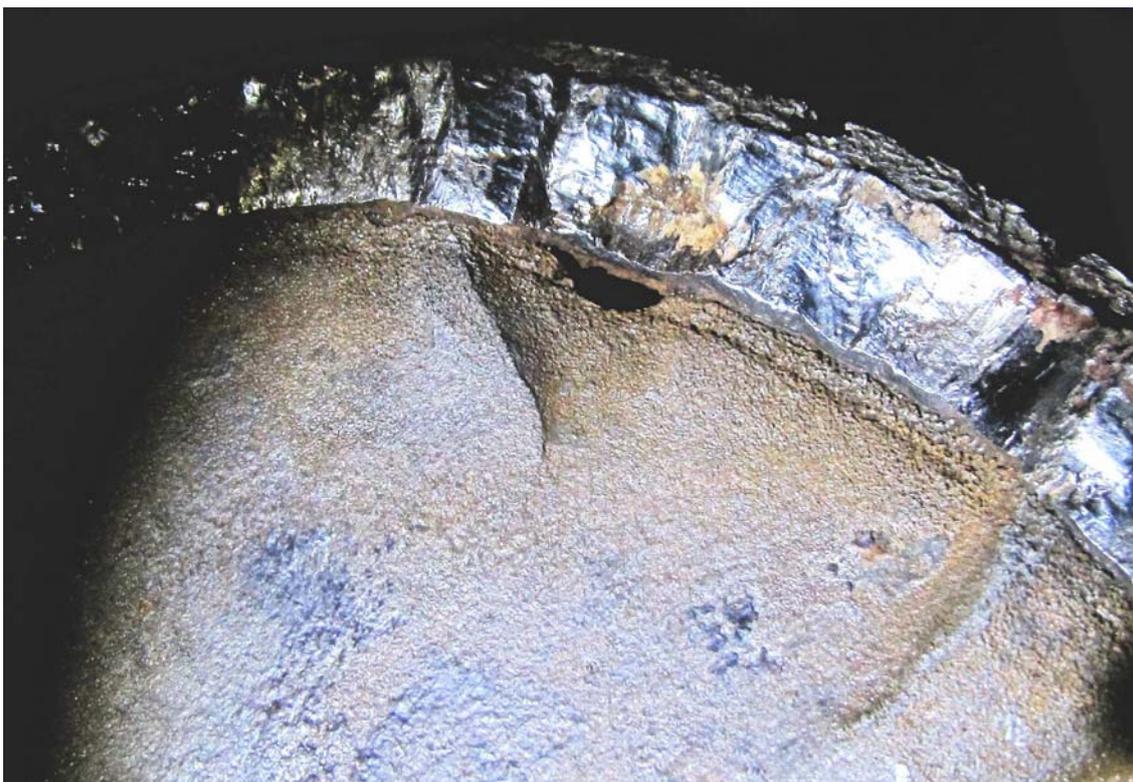


Рис. 4. Зоны зарождения и развития трещины
Fig. 4. Areas of initiation and crack propagation

Отношение остаточных площадей излома к общей площади следующее:

- после зарождения трещины – 93 %;
- после динамического воздействия – 69 %;
- после циклического развития в углеродистой стали – 56 %;
- после долома под воздействием изгибных напряжений – 4 %.

Следует также принять во внимание повышенную прочность наплавки по сравнению с основным металлом.

Выводы по результатам исследований:

1. Основной причиной разрушения левого гребного вала считаем неспецификационную нагрузку на вал, вызванную намотанной сетью и вызвавшую значительные изгибные напряжения в вале.

2. Наплавленная нержавеющая сталь на носовой шейке вала толщиной около 15 мм (с учетом фрикционного и коррозионного износа) соответствует по химическому составу приведенным на чертеже американским сталям.

3. Зарождение коррозионно-усталостной трещины произошло в зоне концентрации напряжений в галтели наплавленной нержавеющей стали и границе проточки основного материала (с диаметра 152,4 мм до 135 мм), что явилось «технологическим» концентратором напряжений с точки зрения остаточных сварочных напряжений.

4. Дальнейшее развитие трещины происходило под действием значительных циклических изгибных напряжений от неспецификационной нагрузки.

Список литературы

1. ГОСТ Р ИСО 6507-1-2007. Металлы и сплавы. Измерение твердости по Виккерсу. Ч. 1. Метод измерения.

2. ГОСТ 9012-59 (СТ СЭВ 468-88). Металлы. Метод измерения твердости по Бринеллю.

3. ГОСТ 22761-77. Металлы и сплавы. Метод измерения твердости по Бринеллю переносными твердомерами статического действия.

4. РД ЭО 0027-2005. Руководящий документ. Инструкция по определению механических свойств металла оборудования атомных станций безобразцовыми методами по характеристикам твердости.

5. ГОСТ 1050-88. Сталь качественная и высококачественная. Сортовой и фасонный прокат, калиброванная сталь.

6. ОСТ 5. 9287-78. Детали стальные изделий судового машиностроения и приборостроения, термически обработанные. Технические требования, правила приемки и методы испытания.

7. Надежность в машиностроении: справ. [Текст] /под общ. ред. В.В. Шашкина, Г.П. Карзона. – СПб.: Политехника, 1992.

8. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания [Текст] / В.А. Ваншейдт и др. – Л.: Судостроение, 1978.

9. Сюрвейерский отчет №01-064-09/AR/az/ M/V «К. Эмеральда».

10. Струтынский А.В. Оценка технического состояния сварного промежуточного вала судна [Текст] / А.В. Струтынский, С.А. Худяков // Исследования по повышению эффективности судостроения и судоремонта: сб. науч.тр. / под ред. Г.П. Турмова. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2006. – Вып. 46. – С. 294-298.

Сведения об авторах: Струтынский Александр Владимирович, старший преподаватель; Худяков Сергей Алексеевич, кандидат технических наук, профессор, e-mail: rogulin@msun.ru.