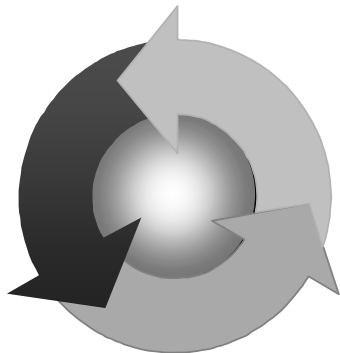


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 27

Одесса
2011

ББК 39.46

С 89

УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 27. – Одесса: ОНМА, 2011. – 110 с.

Сборник посвящен проблемам судовой энергетики, проектирования, модернизации и эксплуатации судовых энергетических установок, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств. Сборник входит в перечень изданий, одобренных ВАК Украины по разделу технические науки.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. А.М. Берестовой, АМИ; д.т.н., проф. Л.В. Вишневикий, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Н. Захарченко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СНТУ; к.т.н., проф. ОНМА М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. А.И. Коханский, ОНМА; д.т.н., проф. М.В. Миусов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; д.т.н., проф. П.С. Суворов, Дунайская комиссия по развитию судоходства; д.т.н., проф. В.В. Тарапата, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА; С.Н. Шакун.

Адрес редакционной коллегии: 65029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8, Одесская национальная морская академия (ОНМА), кафедра СЭУ.

Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 4 от 24.11.2011

© Одесская национальная морская академия

Содержание

<i>Голиков В.А.</i> Новые тенденции в экологичности судовых энергетических установок	4
<i>Кирюхин А.Л., Романовский Г.Ф., Ханмамедов С.А.</i> Системы удержания и стабилизации валов судовых энергетических установок.....	10
<i>Шевченко В.А., Декин Б.Г.</i> Закономерности работы системы автоматического управления курсом судна в режиме стабилизации.....	19
<i>Донской В.Г.</i> Контроль работы судовых технических средств по обобщенным параметрам.....	23
<i>Половинка Э.М., Яковенко А.Ю.</i> Двигатели внутреннего сгорания с самовоспламенением от сжатия гомогенизированного заряда.....	31
<i>Голиков В.В., Лысый А.А., Костенко П.А.</i> Опыт проводки судов ледоколом «Капитан Белоусов» в ледовую навигацию по азовскому морю.....	39
<i>Колегаев М.А.</i> Проблемы совершенствования безопасности современного мореплавания.....	45
<i>Лебедев Б.В.</i> Исследование процесса восстановления деталей применением независимых паяльно–сварочных средств.....	51
<i>Ханмамедов С.А., Слободянюк Д.И.</i> Совершенствование методов идентификации технического состояния поршневых колец судовых малооборотных дизелей.....	64
<i>Щербицкий В.В.</i> Диагностика судовых энергетических установок в режиме реального времени.....	74
<i>Голиков В.А., Анфиногентов В.В.</i> Исследование процесса образования технологического остатка нефтепродуктов на поверхностях грузового отсека после выгрузки танкера	80
<i>Ивановская А.В.</i> Разработка математической модели адаптивного гасителя колебаний	88
<i>Аболешкин С.Е.</i> Адиабатный КПД расчетного цикла дизеля.....	94
Рефераты	103
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки»	109

УДК 629.61.052

Голиков В.А.
ОНМА

НОВЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В ЭКОЛОГИЧНОСТИ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Почти полтора столетия назад Карл Маркс указывал на вред от перевозок и целесообразность всевозможного сокращения запроса на них с точки зрения качества и сохранности груза.

В настоящее время к этим обстоятельствам добавился всемирный призыв к защите окружающей среды в морском транспортном сообществе, касающийся загрязнения водных ресурсов и атмосферы. Эта забота об экологии подтверждена решениями Международной морской организации (ИМО) в виде установления более жестких требований.

Для предотвращения загрязнения атмосферы с судов Приложение VI к МАРПОЛ (1997): запрещает выброс озоноразрушающих веществ в соответствии с Монреальским протоколом; регулирует выброс выхлопных газов: NO_x – сокращение на 6÷10% по сравнению с неконтролируемыми двигателями, SO_x – допустимый предел содержания в обычных районах 4,5%, а в районах контроля выбросов (SECA) – 1,5%.

Новая редакция Приложения VI формировалась, начиная с 53-й и заканчивая 59-й сессиями Комитета ИМО по защите морской среды (КЗМС), которая вступила в силу с 1 июля 2010 года.

В соответствии с новой редакцией, содержание азота (NO_x) разделено на три уровня: уровень I представляет пределы содержания NO_x на данный момент, которые были приняты в промышленности и на транспорте (сюда относят двигатели, установленные с 1990 по 1999 гг. с цилиндровой мощностью до 5000 кВт и объемом 90 литров); уровень II – сокращение на 15,5 ÷ 21,8% в сравнении с уровнем I стандарта по содержанию NO_x для новых двигателей, установленных на судах, построенных к 1 января 2010 г. или позже; уровень III – сокращение на 80% в сравнении с уровнем I стандарта по концентрации NO_x для новых двигателей, установленных на судах, построенных на 1 января 2016г. или позже этой даты.

Касаясь требований к содержанию SO_x и твердых частиц в выхлопных газах, предусмотренных в Приложении VI, следует отметить, что конкретные пределы содержания твердых частиц не указы-

ваются, т.к. они зависят от содержания серы (S). В мировом масштабе стандарт предельного содержания S до 1 января 2012г. находится на уровне 4,5%, после этой даты – 3,5%, а с 1 января 2020 г. – 0,05%.

Предельное содержание S в топливе на уровне 0,5% будет пересмотрено в 2018г. и, в случае удовлетворительных результатов, он будет автоматически (по умолчанию) принят с 1 января 2025г.

В районах SECA (Балтийское и Северное моря, Северная Америка и др.) стандарт содержания S до 1 января 2015г. – 1,0%, а после – 0,1%. Для соблюдения установленных стандартов планируется совершенствование систем очистки выхлопных газов, в частности, систем рециркуляции, использование газообразного топлива после принятия Комитетом по безопасности на море (КБМ) ИМО на его 86–й сессии временного Руководства по безопасности судов, использующих в качестве топлива газ, а также других инвестиционных проектов и ноу–хау технологий.

Сокращение выбросов парниковых газов с судов регулируется «Конвенцией о загрязнении атмосферы» (сентябрь 1997г.). Резолюцией 8 по «выбросам CO₂ с судов» предусмотрено составление отчета в ИМО государств – участников по проблеме «парниковых газов» и стратегии сокращения их выброса.

В первом отчете ИМО (2000г.) отмечается незначительная доля 1,8% от общего мирового количества выброса парниковых газов с судов. Эксплуатационными мерами по сокращению выбросов стали новые правила постройки судов, в сравнении с модернизированными, относящиеся к гидропульсивному комплексу: корпусу, двигателям и гребным винтам и направленным на сокращение потребления энергии.

В 2005г. Международным институтом по проблемам окружающей среды (Отчетный год: 2005) приведены обобщенные данные по эмиссии CO₂ (млн. т/год) от различных видов транспорта: дорожных дизелей – 1900, судов – 867, авиации – 773 и железных дорог – 100.

В мировом масштабе выбросы распределились в следующей последовательности: электроэнергетика – 35%; транспорт – 21,7%; промышленность (заводы, фабрики, строительство) – 18,2%; другие секторы – 11,8%; другая энергетическая индустрия – 4,6%; автостроительная индустрия – 3,7; судоходство, включая вспомогательный и рыбный флот – 3,3% (2,7% ÷ 0,6%); авиация – 1,9%.

В 2007г. количество выбросов CO₂ с судов возросло на 17,5% и достигло 1019 млн. т.

Второй отчет ИМО по проблеме «парниковых газов» (2009) был рассмотрен на 59-й сессии КЗМС, в котором дан прогноз эмиссии CO₂ (млн. т/год) с судов от 2007 до 2050г.г. в такой последовательности: 2010г. – 900÷1000; 2020г. – 1100÷1200; 2030г. – 1400÷1600; 2040г.–1800–2100; 2050г. – 2500÷3000.

Было выработано соглашение о том, что понижение уровня выбросов следует достигать, используя рыночные механизмы в виде взимания налога на топливо или торговля квотами на выбросы.

Экономической мерой повышения энергоэффективности новых судов принят обязательный конструктивный индекс энергетической эффективности (EEDI), комплексная формула которого может быть приспособлена к большинству типов и размеров судов:

$$EEDI = \frac{\text{стоимость окружающей среды}}{\text{польза для общества}}$$

К затратам при исследовании этого индекса следует относить выбросы CO₂, а к преимуществам – грузовместимость и работу транспорта.

К техническим и эксплуатационным мерам по снижению выбросов парниковых газов были отнесены судовой план энергетической эффективности (SEEMP) для всех судов (новых и существующих) и эксплуатационный критерий энергетической эффективности судна (EEDI).

Судовой инструмент (план) энергетической эффективности (SEEMP) включает в себя:

- усовершенствованное планирование рейса (проводка наиболее выгодными путями с учетом погоды, условий работы, строго по графику, экономическим ходом);
- оптимизация скорости, мощности, работы;
- оптимизация управления судном (балласт, использование рулевой машины, руля и авторулевого);
- усовершенствование управления флотом;
- усовершенствованные грузовые операции;
- управление энергоэффективностью судна.

Эксплуатационный критерий энергетической эффективности судна (нового и эксплуатируемого) устанавливает взаимосвязь между потреблением топлива (тонны), количеством груза (тонны) и маршрутом судна в рейсе (мили):

$$EEDI(\text{Фактический показатель потребления топлива}) = \frac{(\text{Фактическое потребление топлива за рейс})}{(\text{Масса груза на борту}) \times (\text{пройденный путь})}$$

На 59–й сессии КЗМС принято решение распространить:

- для новых судов – временное Руководство по применению конструктивного индекса энергетической эффективности (EEDI), а также временное руководство по добровольному подтверждению конструктивного индекса энергетической эффективности (EEDI);
- для всех судов (новых и существующих) – Руководство по составлению Судового плана энергетической эффективности (SEEMP), а также Руководство по добровольному использованию критерия энергетической эффективности рейса судна (EEDI).

Экспертная оценка источников, факторов и элементов повышения энергетической эффективности судна представлена в табл. 1.

Таблица 1. – Оценка потенциала перспективного сокращения выбросов

Жизненный цикл судна	Мероприятия, элементы	Снижение уровня CO ₂ , %	Всего, %	Итого, %
Проектирование, строительство (новые суда)	Концепция, скорость и мощность	2 ÷ 50	10 ÷ 50	25 ÷ 75
	Корпус и надстройка	2 ÷ 20		
	Силовая и пропульсивная системы	0,5 ÷ 5		
	Топливо с низким содержанием S	0,5 ÷ 5		
	Возобновляемый источник энергии	1 ÷ 10		
Эксплуатация (Все суда)	Сокращение CO ₂ в выхлопных газах	0	10 ÷ 50	
	Управление флотом, логистика и стимулирование	5 ÷ 50		
	Оптимизация рейса	1 ÷ 10		
	Управление энергоэффективностью	1 ÷ 10		

В своем выступлении на XII Международном семинаре «Качественное судоходство: Стандарт XXI века. Безопасность и защита морской среда: Грядущие перемены» прошедшем 21–22 октября 2009 г. в Санкт-Петербурге под эгидой Российского морского регистра судоходства (сайт: www.rs.head.spb.ru) директор Морской администрации Литвы Э. Захарявичус отметил, что Литовские морские пароходства еще до вступления в силу Приложения VI к Конвенции МОРПОЛ 73/78 перевели судовые двигатели с сернистого топлива HSFO на малосернистое судовое топливо LSFO. При этом наблюдаются: повышение цены на топливо; необходимость инвестиций для адаптации топливной системы двигателей; проблемы сохранения ресурса двигателей из-за ухудшения смазочных свойств LSFO топлива, а также трудности с бункеровкой судов из-за дефицита и дороговизны LSFO топлива. Технологии очитки выхлопных газов двигателей от SO_x не использовались из-за их проблематичности.

Рефрижераторное и кондиционерное оборудование переведено с фреонов R12 и R22 на фреон R 404.

Основная проблема при выполнении указанных требований возникает с уменьшением SO_x , что вынуждает расходовать судами как можно меньше топлива, работая на пониженных скоростях, а также осуществляются попытки полного подключения судна к береговым источникам питания электроэнергией. При этом наблюдается нехватка мощностей и требуются специальные трансформаторы. Наблюдается острая нехватка ноу-хау технологий по топливоподготовке судового тяжелого топлива HFO. В докладе приведен опыт использования силиконовых красок для покраски корпусов судов, которая для судна дедвейтом в 25000 т обходится примерно 300000 Euro. Это покрытие требует постоянного нахождения судна в рабочем состоянии. В противном случае подводная часть судна быстро обрастает водорослями (илом), а при стоянке в доке его корпус должен как можно меньше облучаться солнцем, что стимулирует антиобрастание. При нанесении нового силиконового слоя надо обязательно устранить первичный слой, что технологически достаточно тяжело и затратно по времени. Если первичный силиконовый слой будет оставаться, то новый слой просто не держится на корпусе судна. В конечном итоге, применение силиконовых покрытий экономически выгодно.

Сокращение выбросов CO_2 на 35% было достигнуто японской компанией Mitsubishi Heavy Industries Ltd., разработавшей концепту-

альный дизайн контейнеровоза класса Panamax "MALS-14000CS". На судне установлена система компании Mitsubishi Air Lubrication System (MALS), которая направляет воздух под дно корпуса, благодаря чему, за счет снижения сопротивления воды движению, на 10% сокращаются выбросы CO₂ в сравнении с существующими типами судов. Дополнительное сокращение выбросов CO₂ на 20% обеспечивается изменением формы корпуса судна, мостик которого расположен в аэрообтекаемом носу, дымовая труба — на корме, а контейнеры укладываются под жилыми помещениями в корпусе новейшей высокоэффективной формы с низким сопротивлением. Использование автоматизированной двухвинтовой энергетической установки с двумя двигателями и системой регенерации отходящего такта рабочего тела снижает количество выбросов CO₂ еще на 5%. Последнее стало возможным за счет установки в контуре утилизации энергии выхлопных газов турбоагрегатов с встроенным на одной оси электрогенератором, который может работать в режиме электродвигателя [2-4].

Выводы и заключения

С позиций экологии использование тепловых энергетических установок, как и всей транспортной промышленности, является неизбежным злом, без которого трудно представить современную цивилизацию, но требует огромного интеллектуального напряжения и новых подходов.

Дальнейшее повышение экологичности транспортировки грузов направлено на снижение материальных и финансовых затрат до минимально неизбежных. Для судовых энергоустановок это означает максимальное снижение необратимых энергетических и материальных потоков при осуществлении судном механической работы по смене пространственного нахождения перевозимого товара.

Основополагающими факторами необратимости являются потери внутренней энергии рабочего тела при выработке механической энергии и механические потери на трение в гидропульсивном комплексе судна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Mitsubishi Juko Giho. – 2010. – Vol. 47, No 3.
2. Mitsubishi Juko News. – No 4974.
3. Mitsubishi Zosen Giho. – No 199: "Development of Directly Turbocharger- Linked Power Generator System".
4. Mitsubishi Juko News. – No 4820.

УДК [623.85:621.125]:62-233

Кирюхин А.Л.¹, Романовский Г.Ф.², Ханмамедов С.А.³
¹АВМС, ²НУК, ³ОНМА

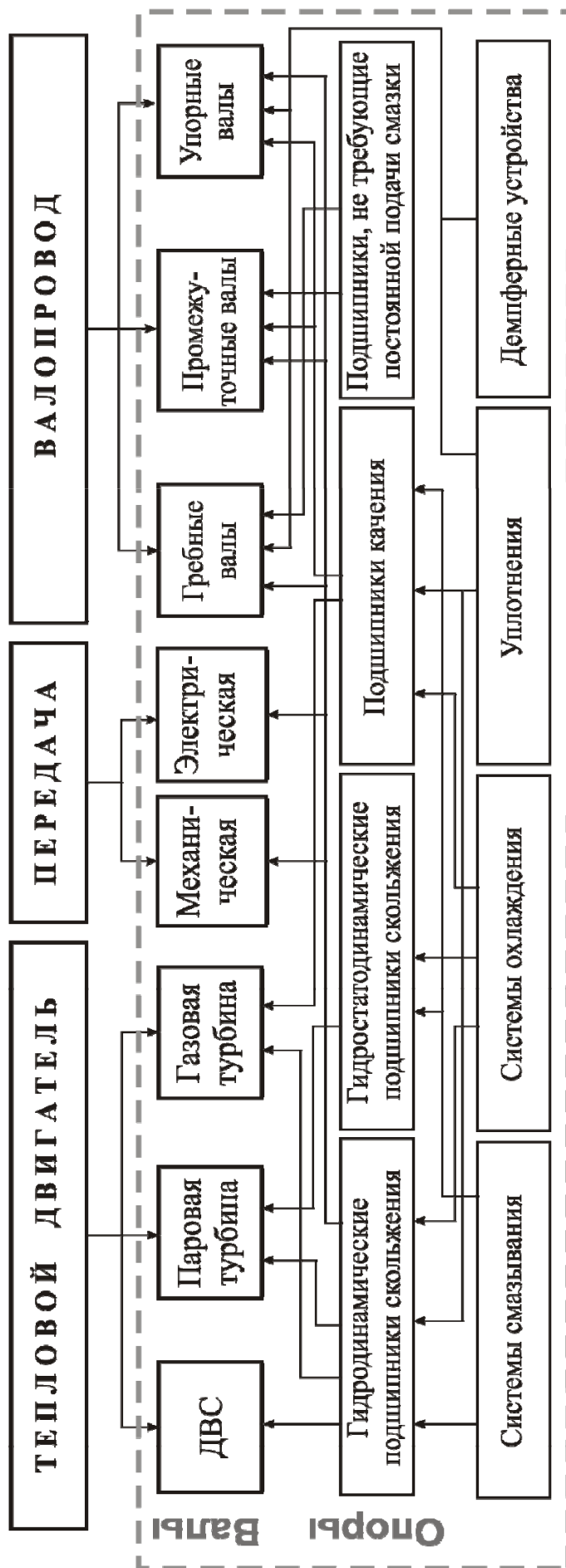
СИСТЕМЫ УДЕРЖАНИЯ И СТАБИЛИЗАЦИИ ВАЛОВ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Анализ аварийности элементов судовых энергетических установок показывает [1, 2], что среди различных причин, которые могут привести к срыву выполняемых задач, а также к авариям с тяжелыми последствиями и существенными убытками, одно из определяющих мест занимают отказы судовых агрегатов и валопроводов вследствие пространственного смещения осей и увеличения амплитуд колебаний валов. Обеспечение работоспособности судовых роторных систем за счёт дальнейшего повышения надежности и резервирования их элементов требует чрезмерных материальных затрат и ведёт к неэффективным конструктивным решениям, поэтому возникает необходимость в выделении из иерархии функциональных подсистем СЭУ систем удержания и стабилизации валов и выявлении резервов повышения эффективности их функционирования.

Системы удержания и стабилизации валов СЭУ представляют собой сложные технические объекты (рис. 1), в состав которых входят различные устройства (роторы двигателей и передач; упорные, промежуточные и гребные валы судового валопровода; опорные и упорные подшипники со сложной и разветвленной системой смазывания; радиальные и торцевые уплотнения; демпферные элементы и другое оборудование) и в котором возможно взаимодействие различных видов энергии (механической, гидравлической, электрической, тепловой).

Долговечность и безотказность таких систем, в первую очередь, зависят от режима работы трибосопряжения в подвесах. Под воздействием эксплуатационных факторов в подшипниках активизируются трибомеханические и реологические процессы, которые способствуют рассеиванию подведенной механической энергии как по деструктурирующим механизмам, вызывающим нутацию ротора и износ опорных узлов, так и по защитным – в реализации которых заложен ресурс повышения работоспособности систем удержания и стабилизации валов СЭУ.

Важным аспектам общей проблемы совершенствования функциональных свойств систем, обеспечивающих передачу мощности дви-



Системы удержания и стабилизации валов судовых агрегатов и валопроводов

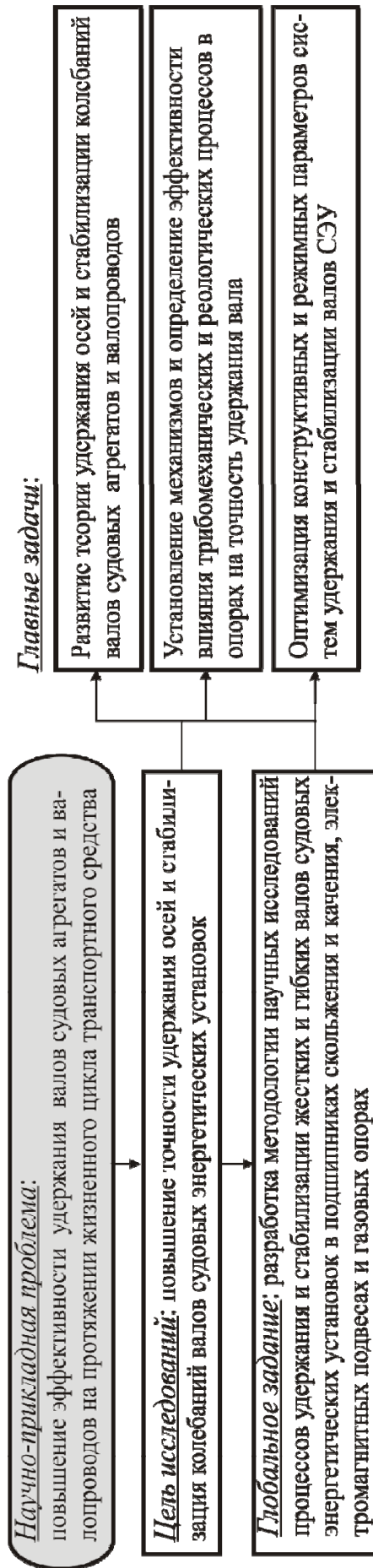


Рис. 1. Объект исследования и общая характеристика научно-прикладной проблемы

гателей на потребители, посвящены работы отечественных и зарубежных ученых [3 – 14 и др.], а конструктивные мероприятия по повышению эффективности удержания валов энергетических объектов в пределах заданного срока их службы разрабатываются корпорациями и отдельными исследователями (рис. 2). Однако распространение предлагаемых решений на задачи поддержания валов СЭУ ограничивается спецификой функционирования энергоёмких объектов в судовых условиях, а их реализация позволяет уменьшить интенсивность воздействия только некоторых эксплуатационных факторов. В этих условиях развитие теории удержания осей и стабилизации колебаний роторов двигателей и валопроводов становится одной из приоритетных задач при формировании комплексного подхода к повышению эксплуатационной надежности в судоходстве.

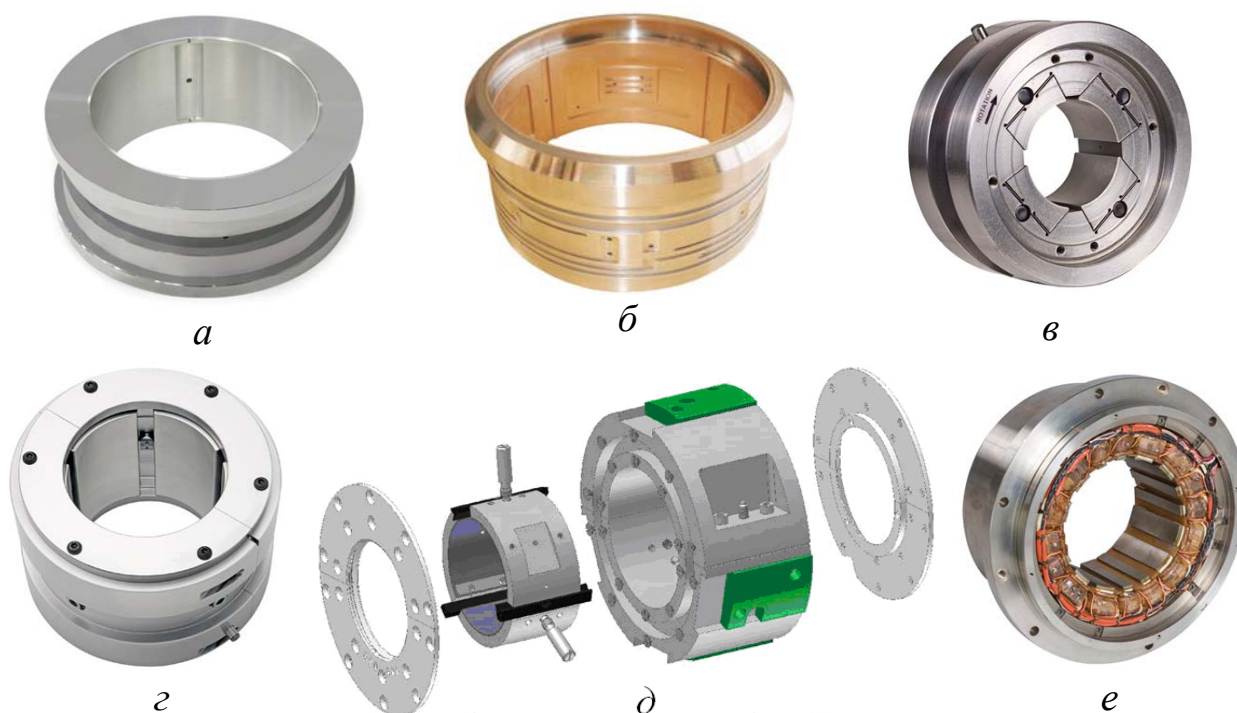


Рис. 2. Конструкция подшипников:

a – двухклиновой втулочный гидродинамический; *б* – гибридный (гидростатодинамический) с управляемыми несущими зонами; *в* – многоклиновой сегментный гидродинамический; *г* – гидродинамический с самоустанавливающимися вкладышами; *д* – демпферный гидростатодинамический; *е* – магнитный подвес

Решение проблемы повышения эффективности удержания валов СЭУ на протяжении всего жизненного цикла морского транспортного средства (см. рис. 1) связано с переходом от традиционных детерминистских принципов регламентирования режимов работы подшипников и систем их смазывания, основанных на представле-

ниях о запасе устойчивости динамической системы, к адаптивному регулированию процессов удержания и стабилизации валов по отклонениям их положения в опорах под действием конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов.

Фундаментальными и прикладными исследованиями, проводимыми в Национальном университете кораблестроения, Одесской национальной морской академии и Академии ВМС им. П.С. Нахимова созданы теоретические основы разработки систем удержания и стабилизации валов судовых агрегатов и валопроводов, реализующих процессы гидростатодинамического удержания осей и стабилизации колебаний роторов, функционирующие на принципах управления положением шипов в зазорах подшипников путём изменения потенциальной и кинетической энергии рабочей жидкости. Установлено, что при передаче мощности в СЭУ стабилизация динамического равновесия валов при их гармоническом нагружении обеспечивается за счёт трибокоординации структуры рабочего тела подшипников, устойчивость движения которого нормируется по отклонениям кинематических и реологических параметров в слоях смазочного материала по высоте зазора, а воздействие переменных нагрузок в режиме удержания оси вала по условиям минимизации отклонений её положения компенсируется повышением потенциальной энергии рабочего тела за счёт изменения параметров системы смазывания.

Механизмы взаимодействия сил вязкого трения и инерции смазочного материала, которые уравнивают квазистационарные и гармонические нагрузки на вал путём перераспределения кинематических, тепловых и реологических параметров смазочного слоя, формализованы в виде математической модели, основанной на решении системы уравнений динамики и теплопроводности ротора, дополненной уравнениями сохранения количества движения, массы и энергии для характерных участков гидравлического тракта подшипников [15]. Однозначность начальных и граничных условий позволило использовать для решения исходных уравнений отработанные методы динамического анализа и механики сплошных сред [3, 4, 7, 16].

Многовариантные расчёты на имитационной модели показали, что в условиях неблагоприятных для релаксации напряжений в изотропной смазочной жидкости применение дисперсных смазочных сред активизирует реологические адаптивные и диссипативные процессы в смазочном слое, которые эффективно снижают интенсивность дестабили-

зирующих явлений в подшипниках скольжения и повышают точность удержания осей валов (рис. 3). Ввиду идентичности влияния градиентов кинематических, тепловых и реологических параметров на упруго-демпфирующие свойства смазочного слоя задача комплексной оптимизации процессов удержания и стабилизации валов СЭУ приведена к поиску экстремумов показателя эффективности использования работоспособности элементов трибосистемы:

$$D_{up} = \frac{d_{\chi} - d_{\Sigma}}{d_{\chi}},$$

где d_{χ} – безразмерный параметр желательности, соответствующий минимальному отклонению оси вала от расчётного при заданных нагрузочно-скоростных характеристиках; $d_{\Sigma} = f(k_F, k_Q, k_{TP}, k_{\varepsilon}, k_{\varepsilon K}, k_Y)$ – безразмерный параметр, учитывающий степень совершенства системы по грузоподъемности (k_F), расходу смазочного материала (k_Q), потерям на трение (k_{TP}) и энергетическим затратам на работу (k_{ε}), экологической безопасности ($k_{\varepsilon K}$) и устойчивости подвижного равновесия ротора (k_Y).

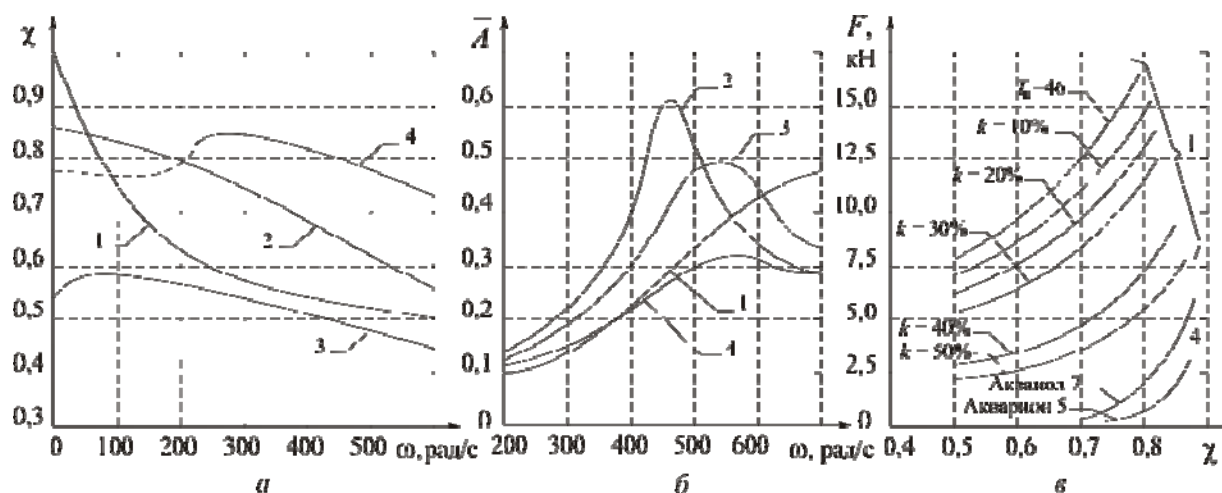


Рис. 3. Параметры процессов удержания ротора турбины ОК-1,5 в подшипниках: *a* – относительный эксцентриситет вала в гидродинамическом подшипнике на масле Тп–46 (1) и на Акваноле 7 (4: штриховая линия – работа системы гидроподъема ротора), гидростатодинамическом подшипнике на водяной смазке с 6-ю прямоугольными узкими (2) и на водном растворе полигексаметиленгуанидин фосфата с 4-я двутавровыми (3) камерами; *б* – амплитуды относительных колебаний ротора ($\bar{A} = A/h_{\min}$); *в* – демпфирующая способность подшипника на масле, эмульсиях с объемным водосодержанием $k \leq 50\%$ и смазках на водной основе ($\omega = 314$ рад/с)

Коэффициент грузоподъемности оптимизируется по критерию минимизации отклонений положения осей валов в подшипниках с учётом

энергетической эффективности и устойчивости систем удержания и стабилизации валов СЭУ, задаваемой зависимостями вида [3]:

$$k_Q = \frac{F}{Q} \cdot \frac{\pi h_0^3}{8 \mu R L}, \quad k_{mp} = \frac{F}{N_{mp}} \cdot \frac{\mu \omega R^2}{\rho_0 h_0},$$

$$k_\varepsilon = \frac{F}{N_{mp} + N_{np}} \cdot \frac{\pi h_0^3 \rho_0}{8 \mu R L}, \quad k_y = \sqrt{\frac{4 \rho_0 R L}{\omega_y m h_0}}.$$

где h_0 , L – радиальный зазор и длина втулки подшипника; μ – вязкость смазочного материала; m , R , ω – масса, радиус и угловая скорость вращения вала; ρ_0 – давление в напорной магистрали системы смазывания; ω_y – граница устойчивости вращения вала.

Значения показателей работоспособности систем удержания и стабилизации валов в формулах для безразмерных параметров рассчитываются по математической модели, а значимость коэффициентов устойчивости и экономичности может быть иллюстрирована зависимостями рис. 4.

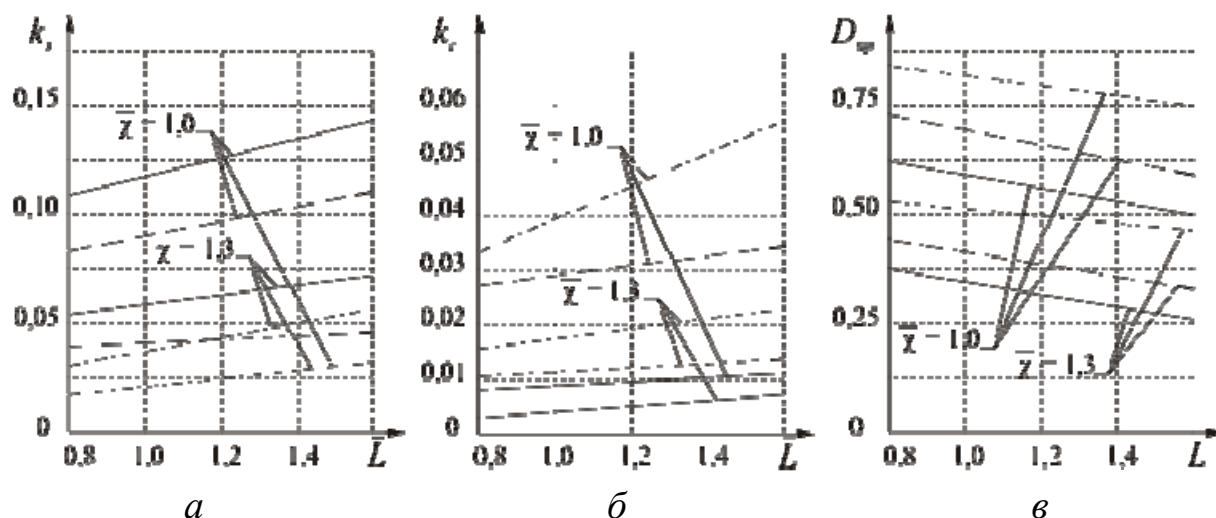


Рис. 4. Зависимости показателей экономичности и устойчивости от величины смещения оси вала $\bar{\chi} = \chi_{\text{опт}} / \chi$ и конструктивных параметров системы ($\bar{\ell} = 2L / \ell$ – относительная длина опоры; ℓ – длина пролета между опорами):
 — $\bar{\ell} = 0,025$; - - - $\bar{\ell} = 0,035$; - · - · - $\bar{\ell} = 0,05$

В рамках многокритериальной оптимизационной задачи по минимизации отклонений положения осей валов в зазорах подшипников под действием эксплуатационных факторов установлены диапазоны изменения конструктивных параметров гидравлических трактов подшипников, концентраций компонент смазочных сред и ре-

жимов работы систем смазывания, в которых достигается 25 – 65% повышение точности удержания осей валов, 1,2 – 2-кратное снижение интенсивности колебаний и 10 – 15% снижение энергетических затрат на поддержание валов СЭУ.

Полученные результаты нашли промышленное применение при проектировании систем удержания и стабилизации валов судовых турбоагрегатов и валопроводов, реализованы при совершенствовании нормативной базы управления безаварийной эксплуатацией транспортных и стационарных энергетических установок.

Приоритетным направлением дальнейших исследований является формирование концепции синтеза систем удержания и стабилизации жестких и гибких роторов энергетических установок в подшипниках качения, опорах на жидкостной и газовой смазке, электромагнитных подвесах и совершенствование научной базы их безаварийной эксплуатации.

Выводы

1. Комплексный подход к повышению эксплуатационной надежности в судоходстве требует выделения из иерархии функциональных подсистем СЭУ систем удержания и стабилизации валов судовых агрегатов и валопроводов и выявления резервов повышения эффективности их функционирования.

2. Для решения научно-прикладной проблемы повышения эффективности удержания валов СЭУ на протяжении жизненного цикла морского транспортного средства созданы теоретические основы разработки систем удержания и стабилизации валов судовых агрегатов и валопроводов, реализующих процессы гидростатодинамического удержания осей и стабилизации колебаний роторов, функционирующие на принципах управления положением шипов в зазорах подшипников путём изменения потенциальной и кинетической энергии рабочей жидкости в условиях трибокоординации и самоорганизации макроструктуры смазочного слоя вследствие разбалансировки ротора под действием конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов.

3. Приоритетным направлением дальнейших исследований является формирование концепции синтеза систем удержания и стабилизации жестких и гибких роторов в подшипниках качения, опорах на жидкостной и газовой смазке, электромагнитных подвесах с перспективой внедрения таких систем в транспортную, нефтегазодобы-

вающую, электроэнергетическую и другие смежные отрасли экономики Украины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сидорченко В. Ф. Морские катастрофы / В. Ф. Сидорченко.– СПб: Юридический центр Пресс, 2006. – 419 с.
2. Сборник характерных аварийных случаев на морском транспорте/ [Б. Т. Сверчков, Ю. И. Лелека, Ю. Ф. Стрижак и др.]; под ред. В. И. Щеголева.– СПб: ЦНИИМФ, 2007.– 124 с.
3. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин: [монография] / [Н. П. Артёменко, А. И. Чайка, В. Н. Доценко и др.]– Харьков: Основа, 1992.– 197 с.
4. Максимов В. А. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин: [монография] / В. А. Максимов, Г. С. Баткис.– Казань: ФЭН, 1998. – 428 с.
5. Гольдин А.С. Динамика роторных машин / А. С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 1999. – 344 с.
6. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / [Э.М. Берлинер, Э. Д. Браун, Н. А. Буше]; под ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.
7. Савин Л. А. Моделирование роторных систем с подшипниками жидкостного трения: [монография] / Л. А. Савин, О. В. Соломин. – М.: Машиностроение, 2006. – 444 с.
8. Романовский Г. Ф. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин: [монография] / Г. Ф. Романовский, Н. Я. Хлопенко.– Николаев: Нац. ун-т кораблестроения, 2007. – 140 с.
9. Childs D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling and analysis / D. Childs. – New York: Wiley-Interscience, 1993. – 496 p.
10. Chen W. J. Introduction to dynamics of rotor – bearing system / W. J. Chen, E. J. Gunt. – Bloomington, USA: Trafford publ., 2005. – 482 p.
11. Muszynska A. Rotordynamics / A. Muszynska. – Raton, USA: CRC Press, 2005. – 128 p.
12. Genta G. Dynamics of rotating systems / G. Genta. – Berlin: Springer, 2005. – 658 p.

13. Gasch R. Rotordynamik / R. Gasch, R. Nordmann, H. Pfutzner. – Berlin: Springer, 2005. – 699 s.
14. Kudish I.I. Modeling and analytical methods in tribology / I.I. Kudish, M. J. Covitch. – Raton, USA: CRC Press, 2010. – 928 p.
15. Кирюхин А. Л. Методология научного исследования процессов удержания и стабилизации валов судовых турбинных установок / А. Л. Кирюхин // Сб. научн. тр. Академии ВМС. – Севастополь: АВМС, 2010. – Вып. 3 (3). – С. 142–150.
16. Романовский Г. Ф. Термогидродинамический расчёт подшипников скольжения судовых пропульсивных комплексов в неспецификационных эксплуатационных условиях / Г. Ф. Романовский, А. Л. Кирюхин // Проблемы трибологии. – 2009. – №3 (53). – С. 62-71.

УДК 001.32:629.5.054.03

Шевченко В.А., Декин Б.Г.
ОНМА

ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ КУРСОМ СУДНА В РЕЖИМЕ СТАБИЛИЗАЦИИ

В настоящее время процесс управления в режиме стабилизации судна на курсе полностью автоматизирован [1]. Автоматическое управление осуществляется с помощью современных авторулевых, которые реализуют пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон управления. Этот закон управления и средства его реализации достигли своего совершенства, однако запрос практики требует, в условиях высокой конкуренции в сфере морских перевозок, повышения экономической эффективности эксплуатации судна.

Цель данной работы состоит в анализе работы эксплуатируемых сегодня систем автоматического управления курсом судна (САУ КС) и определении параметров управляющего сигнала в режиме стабилизации судна на курсе.

Эксплуатируемые сегодня системы автоматического управления курсом судна в режиме стабилизации реализуют ПИД закон управления и являются замкнутыми системами автоматического управления (САУ) по отклонению. Структура такой системы представлена на рисунке 1.

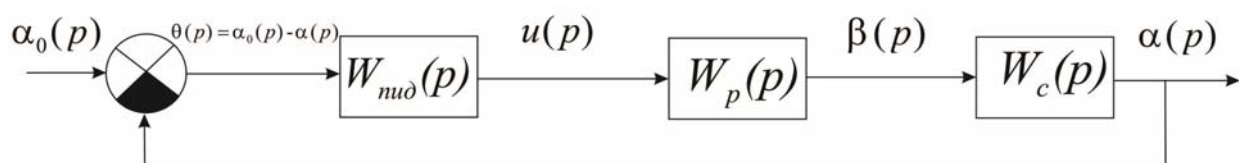


Рис. 1. Структурная схема САУ движением судна

На рисунке 1 приняты следующие условные обозначения: $\alpha_0(p)$ — задающее воздействие; $u(p)$ — выходной сигнал ПИД-регулятора (управляющее воздействие); $\beta(p)$ — угол перекладки руля; $\alpha(p)$ — курс судна; $\theta(p)$ — сигнал ошибки; $W_{\text{пид}}(p)$ — передаточная функция ПИД-регулятора; $W_p(p)$ — передаточная функция рулевой машины; $W_c(p)$ — передаточная функция судна.

Передаточные функции рулевого устройства $W_p(p)$, судна $W_c(p)$ и ПИД-регулятора $W_{\text{пид}}(p)$ имеют вид [2]:

$$W_p(p) = \frac{k_p}{T_p p + 1};$$

$$W_c(p) = \frac{k_c}{T_c p^2 + p};$$

$$W_{\text{пид}}(p) = k_{\text{п}} + \frac{k_{\text{и}}}{p} + k_{\text{д}} p,$$

где k_p , T_p , k_c , T_c — коэффициенты передачи и постоянные времени рулевого устройства и судна соответственно; $k_{\text{п}}$, $k_{\text{и}}$, $k_{\text{д}}$ — пропорциональный, интегральный и дифференциальный коэффициенты ПИД регулятора.

Нахождение эффективного управления по ПИД закону сводится к определению наиболее подходящих значений коэффициентов $k_{\text{п}}$, $k_{\text{и}}$, $k_{\text{д}}$.

К основным недостаткам систем автоматического управления по отклонению относятся: склонность к колебаниям и принципиальная трудность одновременного достижения высокой точности управления, устойчивости и быстродействия. При настройке систем приходится принимать компромиссные решения: выбирать изменяемые параметры так, чтобы обеспечить требуемую точность при необходимом запасе устойчивости. Исходя из перечисленных недостатков и учитывая современный этап развития самонастраивающихся САУ КС, можно заключить, что повышение эффективности работы САУ КС путем настройки коэффициентов ПИД-регулятора фактически себя исчерпало.

Необходимость ощутимого повышения эффективности САУ КС в режиме стабилизации судна на курсе требует пересмотра законов управления и структур существующих САУ КС.

Одним из возможных способов повышения эффективности винторулевого комплекса может быть введение в существующую САУ канала управления по возмущению. Однако на сегодняшний день проблемой является отсутствие датчиков измерения возмущающих воздействий, действующих на судно. Поскольку непосредственно измерять возмущающие воздействия не представляется возможным, то одним из способов определения влияния возмущающих воздействий, действующих на судно, может служить способ оценки параметров сигнала управления при ПИД регулировании в режиме стабилизации судна на курсе.

Достаточным материалом для данного этапа исследования может служить осциллограмма кладок рулевой машины т/х "Парфентий Гречаный", при работе САУ КС в режиме "автомат". При этом динамические параметры судна и возмущающих воздействий были следующие: курс 119° ; волнение 6 баллов; ветер 311° - 331° , 11,9 м/с; скорость 10 узлов.

В результате анализа осциллограммы был отмечен периодический характер кладок рулевой машины как результат реакции на возмущающие воздействия в режиме стабилизации судна на курсе. При этом была получена диаграмма (рис. 2), где α — угол кладки руля; n_i — количество кладок на определенный угол; n — общее количество кладок.

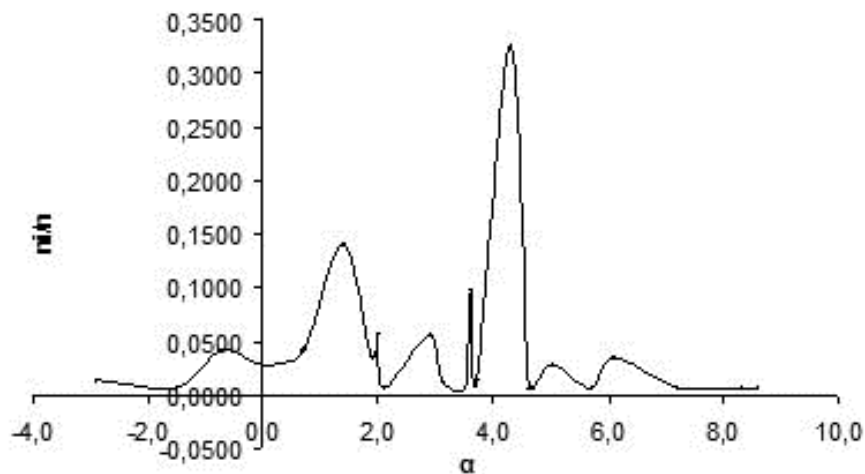


Рис. 2. Диаграмма кладок руля

Поскольку кладки руля в таком режиме носят периодический характер, важным для анализа работы авторулевого будет определение периода кладок руля на различные углы (рис. 3).

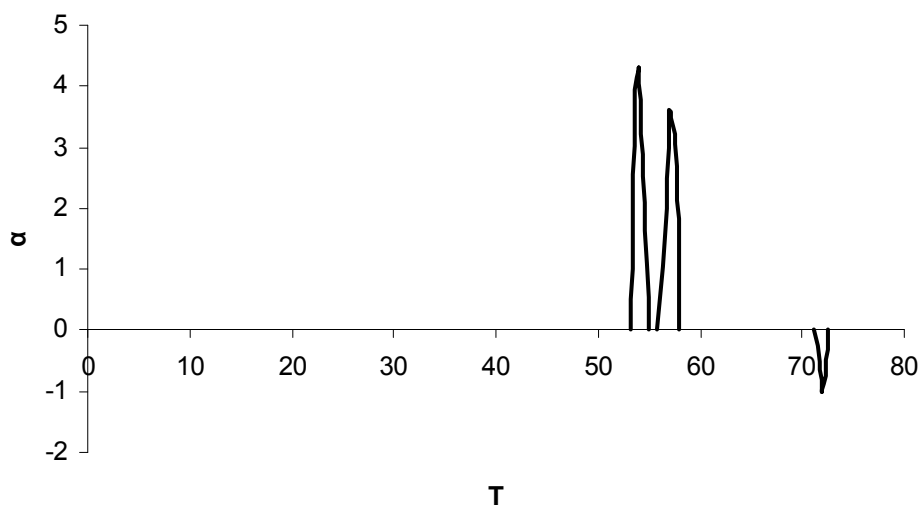


Рис. 3. Диаграмма периода кладок руля

В результате анализа осциллограммы кладок руля был выявлен периодический характер реакции авторулевого на возмущения. Были определены три основных гармоники, их амплитуды и периоды.

Анализ работы САУ КС в режиме стабилизации судна на курсе, проведенный в данной работе, подтверждает возможность формирования дополнительного канала по возмущению.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вагущенко Л.Л., Стафеев А.М., Цымбал Н.Н. Автоматизация судовождения.- ОГМА, Одесса, 1994. - 355 с.
2. Системы автоматического управления движением судна по курсу / Березин С.Я., Тетюев Б.А. – Л., «Судостроение», 1974. 264 с.

УДК 681.3.06: 629.12.03-83

Донской В.Г.
ОНМА

КОНТРОЛЬ РАБОТЫ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ПО ОБОБЩЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ (В ПОРЯДКЕ ОБСУЖДЕНИЯ)

Одной из проблем автоматизации судов является организация обобщенной системы контроля судовых технических средств, имеющей непосредственное отношение к исследованию рациональной загрузки судового оператора.

Качественный контроль работы судовой энергетической установки (СЭУ) требует в настоящее время информации об изменении большого числа контролируемых величин (параметров работы). Верхняя граница объёма контролируемых величин на теплоходах достигает 600, а на паротурбоходах 1000 наименований. Практические трудности при обработке такого количества информации очевидны и делают целесообразным проведение исследовательских работ по минимизации числа контролируемых величин, выносимых на посты контроля и управления. Обоснование рационального объёма контролируемых величин остаётся самостоятельной и сложной проблемой.

В настоящей статье предпринимается попытка рассмотреть возможный вариант построения системы контроля, в которой, не изменяя общего количества контролируемых величин, можно было бы существенно уменьшить число поступающих на пост контроля сигналов, построив систему (схему) обобщенной сигнализации на основании нижеизложенных положений.

Значительное количество контролируемых величин характеризует состояние механизмов, рабочую среду, протекающий физический процесс, осуществляемые действия и т.п. Однако не все они равноценны (равнозначны) с точки зрения информативности и значимости по отношению к симультанному (текущему, одномоментному) техническому состоянию объекта контроля.

Определим исходное количество контролируемых величин C в общем виде по выражению:

$$C = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m X_{ij} , \quad (1)$$

где X_{ij} – контролируемая величина X , несущая j -й признак об изменении технического состояния i -го механизма; $j = 1 \div m$, $m = \text{var}$ для каждого i -го механизма; n – количество контролируемых технических средств (механизмов, систем и т.д.)

Количество обобщенных сигналов может быть найдено по формуле

$$C_0 = C \left(\sum_{k=1}^q P_k F_k \right)^{-1}, \quad (2)$$

где P_k – вероятность использования в целях идентификации k -го признака однородности по отношению к множеству частных признаков; F_k – фактор F идентификации различных величин контроля по k -му признаку однородности; q – количество признаков однородности, используемых при их идентификации.

Если бы все факторы идентификации были бы равновероятными, то количество обобщенных сигналов определялось бы как

$$C'_0 = \frac{C}{q}. \quad (3)$$

Однако выполнить идентификацию по уравнению (3) не удастся. Поэтому приходится использовать выражение (2) как наиболее общее.

В современных системах централизованного контроля (СЦК) число выносимых сигналов в центральный пост управления (ЦПУ) часто весьма велико. Вероятно, что с решением проблемы рациональной минимизации объёмов контроля должна существенно измениться величина C , а, следовательно, сократится количество сигналов C_0 и упростится алгоритм функционирования системы обобщенного контроля. Можно предполагать, что наиболее важное преимущество предлагаемого алгоритма функционирования системы обобщенного контроля состоит в том, что информация о срабатывании датчика получается уже по одному из признаков идентификации (типизации, однородности). При этом в процессе обнаружения факта функционирования системы контроля существенно снижается нагрузка на оператора, а идентификация событий, как будет показано ниже, упрощается.

С точки зрения инженерной психологии и эргономики система отображения обобщенной информации (СООИ) должна соответствовать следующим техническим требованиям:

- отображение информации должно быть предельно простым для восприятия её операторами различной квалификации и не требовать дополнительного обучения в судовых условиях;
- описание событий должно быть достаточно полным для принятия эффективных действий по предотвращению или ликвидации отказов технических средств судовой ЭУ;
- информация должна формироваться по иерархическому принципу, позволять оператору быстро оценивать возникшую ситуацию и принимать рациональное решение;
- язык отображения информации следует выбирать с учётом возможных вариаций числа событий (контролируемых величин, параметров, характеристик и т.п.) на каждом иерархическом уровне;
- независимо от применяемых методов кодирования информации, отображаемые разнородные события должны быть типизированы (идентифицированы) и сгруппированы по иерархическим уровням;
- каждая кодовая (или комплексная) единица информации должна позволять описать (или указать) все возможные аварийные ситуации контролируемой технической системы;
- должна обеспечиваться возможность статистической обработки сигналов СООИ в соответствии с поставленными целями.

В качестве примера реализации названных требований рассмотрим один из возможных вариантов, разработанный СООИ для ЭУ транспортного теплохода (табл. 1). Представляется, что методология нижеописанного табло обобщенной сигнализации может быть использована и для других типов ЭУ.

Таблица 1. Основные данные для формирования обобщенной сигнализации теплохода

№ п/п	Технические средства теплохода	№ п/п	Типизированные параметры	Обобщ. сигнал	Содержание обобщенного сигнала (примеры)
1	Испарительная (опреснительная) установка	1	Солесодержание котловой (или питательной) воды	1/1	Испарительная установка: предельно допустимая соленость дистиллята после охладителя.
2	Санитарная система	2	Уровень рабочих сред		

№ п/п	Технические средства теплохода	№ п/п	Типизированные параметры	Обобщ. сигнал	Содержание обобщенного сигнала (примеры)
3	Система кондиционирования воздуха в трюме	3	Состояние агрегатов (механизмов, систем)		
4	Утилизационный котел	4	Электрические величины		
5	Вспомогательный котёл	5	Температура рабочих сред и механизмов	5/1	Вспомогательный котел: предельно высокое солесодержание
6	Валопривод	6	Давление рабочих сред или автоматический запуск резервных механизмов		
7	Передачи и гидромурфты	7	Акустические величины	7/6	Передача и гидромурфты: предельно низкое давление смазывающего и рабочего масла
8	Рулевой привод и ВРШ	8	Динамические величины, включая вибрацию		
9	Аккумуляторные батареи аварийного освещения	9	Обесточивание электромеханизмов и систем		
10	Аварийный дизель-генератор	10	Сигнализация об отказе средств сигнализации и защиты		
11	Дизель-генераторы и ГРЩ	11	Взрывоопасная концентрация рабочих сред и дымность в МО или в трюмах	11/4	Дизель-генераторы и ГРЩ: отклонение напряжения более 5 %, нагрузки более +10 %, частоты ± 2 %.
12	Главные двигатели, включая систему ДАУ и обслуживающие их механизмы			12/8	Главный двигатель: частота вращения двигателя или ГТН близки к критическим; частоты вращения и вибрации сепараторов близки к критическим; крутящий момент предельно высокий

№ п/п	Технические средства теплохода	№ п/п	Типизированные параметры	Обобщ. сигнал	Содержание обобщенного сигнала (примеры)
13	Балластная и осушительная системы			13/2	Балластно-осушительная система: предельно высокий уровень воды в льялах, в сточных колодцах трюмов и МО
14	Пожарная система				

Технические средства теплохода следует классифицировать по условиям иерархии (рангам значимости с точки зрения влияния отказа на условия безопасной эксплуатации, т.е. по отношению к сложному событию), приведенным (см. таблицу, колонка 2) в порядке обратного ранжирования.

Затем необходимо типизировать по признакам однородности ~150 исходных контролируемых величин, соответствующих вышеуказанным механизмам и системам. В таблице (см. колонку 4) приведены в порядке обратного ранжирования типизированные контролируемые величины (параметры, действия и т.п.)

Представляется целесообразным ввести в Правила классификации и постройки судов (Регистр Украины) единую систему ранжирования судовых технических средств и факторов идентификации контролируемых величин (параметров, действий, событий и т.п.). Естественно, что этому должна предшествовать соответствующая проработка.

Рассмотрим отдельные примеры формирования обобщенных сигналов. При этом вводится обозначение сигнала (на табло СООИ): числитель – тип механизма (технического средства); обозначим буквой «М»; знаменатель – тип контролируемой величины; обозначим буквой «В». В таблице (колонки 5 и 6) приведены примеры обобщенных сигналов (их цифровое обозначение и семантическое содержание, соответственно).

Далее остановимся на общей схеме компоновки табло-щита (пульта) обобщенной сигнализации, представленной на рисунке в качестве примера.

В прямоугольной координатной сетке с наиболее удобным для обозрения шагом по оси абсцисс располагаются в порядке возрастающих рангов значимости типы судовых технических средств с ука-

занием наименований последних под схемой. Аналогично по оси ординат размещают типы контролируемых величин. В узлы координатной сетки заносят обобщенные сигналы для каждого механизма, которые нумеруются по тому же принципу, что и в таблице. Перечень обобщенных сигналов приводится под схемой. В каждом из названных узлов монтируется сигнальная лампа соответствующего цвета, зависящего от характера отказов (тяжелый – красный, средний – желтый мигающий, лёгкий – желтый, каждый световой сигнал сопровождается звуковым до полного квитирования), которые можно классифицировать так:

- 1) тяжелый – работа механизма допускается с ограничением по времени и мощности (или производительности), либо необходим вывод из эксплуатации;
- 2) средний – допускается длительная работа механизма с ограничением по мощности или производительности;
- 3) лёгкий – допустима кратковременная работа механизма без ограничения по мощности и производительности.

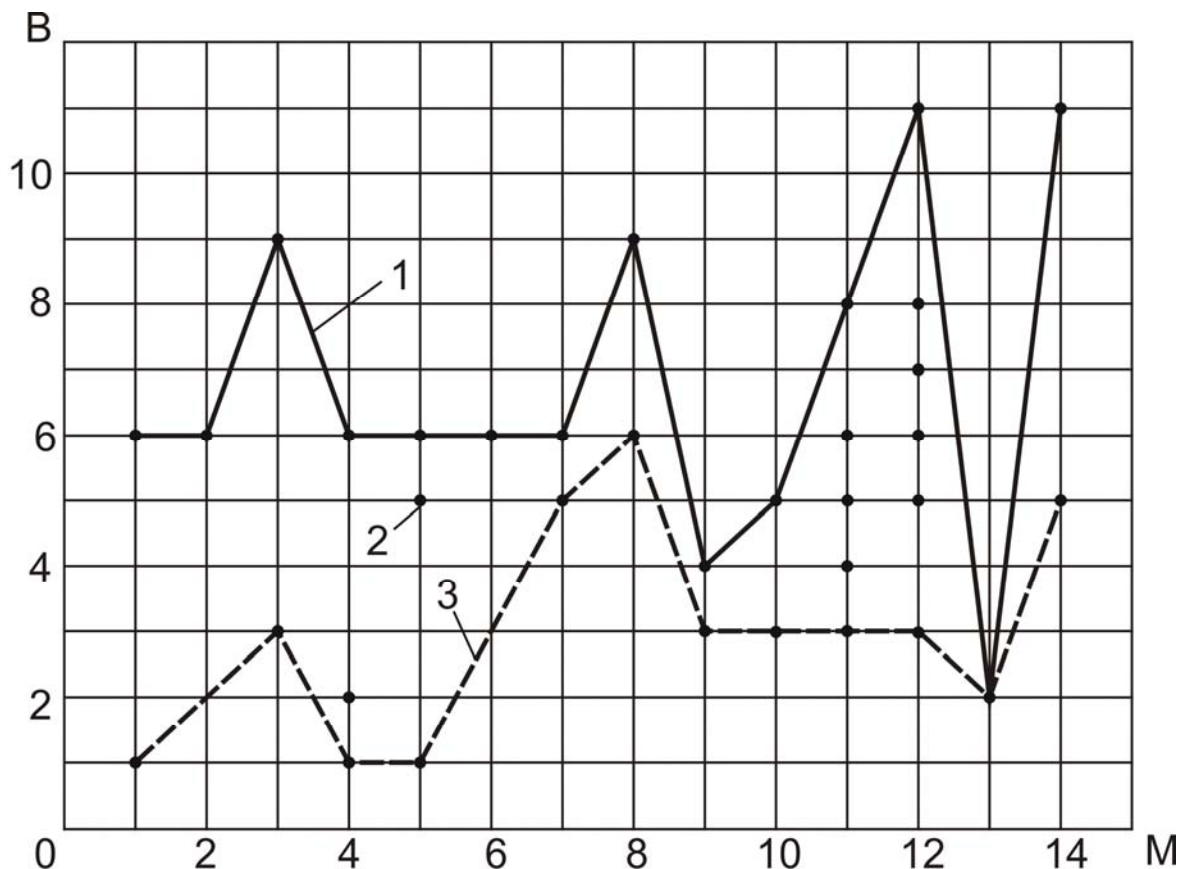


Рисунок. Схема светового табло щита обобщенной сигнализации: М, В – соответственно, ранги типов механизмов (М) и контролируемых величин (В) в порядке возрастания значимости; 1, 2, 3 – соответственно, тяжелое, среднее, легкое нарушения технического состояния энергетической установки

Затем обобщенные сигналы соединяют на световом табло цветными подсвечиваемыми полосами (как показано на рисунке): жирная красная полоса объединяет сигналы, связанные с тяжелыми отказами; жирная желтая (прерывистая или сплошная) – с лёгкими; зона между полосами характеризует средние отказы.

Заключение

1. Описанная структура отображения информации удовлетворяет вышеупомянутым требованиям эргономики и инженерной психологии, а также обладает рядом преимуществ в сравнении с обычными (стереотипными) системами аварийно-предупредительной сигнализации (АПС).
2. Рассмотренная СООИ представляет интегральную и наглядную картину изменения технического состояния машин и механизмов СЭУ.
3. При одновременном возникновении нескольких различных сигналов рассмотренная структура СООИ помогает оператору определить рациональный порядок действий в соответствии с рангами контролируемых величин и механизмов.
4. В случае одновременного появления нескольких однотипных сигналов световое табло АПС рассмотренного типа «рекомендует» предпринять оперативные действия в соответствии с рангами механизмов.
5. В смешанных ситуациях алгоритм устранения отказов также может быть быстро установлен, но в этом случае предпочтение следует отдавать типу контролируемых величин, принимая во внимание динамику их изменения.
6. При установке упомянутых приборов (СООИ) отображения информации вне машинного отделения (МО) и при появлении на них аварийно-предупредительного сигнала дежурный механик (знак автоматизации судна А1) может следовать к адресу, минуя центральный пост управления (ЦПУ).
7. Применение описанного табло АПС позволит уменьшить площади лицевых панелей пультов контроля и управления, их массогабаритные характеристики.
8. предложено табло аварийно-предупредительной сигнализации может быть установлено в следующих помещениях при знаке автоматизации судна А1: в каютах дежурных механиков, в рулевой рубке, у входа в МО, в салоне экипажа, в ЦПУ.

9. Можно ожидать, что использование АПС описанного принципа функционирования приведёт к повышению надёжности работы оператора в экстраординарных (критических) ситуациях, когда он должен принимать решение при дефиците времени на парирование возникшей ситуации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Демченко О.П. проблемы организации систем автоматического управления судовыми техническими средствами. – «Судостроение», 1976, № 8.
2. Захаров Г.А. Учёт эргономики при построении общесудовой системы контроля технических средств. – «Судостроение», 1977, № 2.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Яковенко А.Ю.
ОНМА

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ ГОМОГЕНИЗИРОВАННОГО ЗАРЯДА

Предотвращение загрязнения окружающей среды и энергосбережение стали главными приоритетами в дизелестроении. Проблемы, связанные с CO_2 -изменением глобального климата, а также стоимостью и доступностью энергоресурсов, активизировали исследования в области экологически чистых, высокоэффективных технологий сгорания. Одной из таких технологий, интенсивно исследуемых в настоящее время, является сгорание гомогенизированного заряда с воспламенением от сжатия — ГЗСС (HCCI — homogeneous charge compression ignition combustion).

ГЗСС — альтернативный режим работы двигателя, при котором гомогенизированная смесь топлива и воздуха, как в двигателях с искровым воспламенением, самовоспламеняется от сжатия, как в традиционных дизелях. Эта технология имеет преимущества перед хорошо разработанными процессами. HCCI сгорание характерно более высокой экономичностью, чем двигатели с искровым воспламенением, и меньшими выбросами NO_x и сажи, чем дизели.

Во всех технически развитых странах начиная с 1998 - 2000 гг. приняты и реализуются программы (как правило, государственные с участием ведущих моторостроительных концернов) по разработке и внедрению в энергетике HCCI технологии [1-3]. Массовое применение HCCI двигателей планируется начать к 2012 году.

В обычных дизельных двигателях из-за высоких температур и гетерогенного сгорания распыленного топлива в продуктах сгорания содержится большое количество NO_x и сажи. В карбюраторных двигателях сгорание происходит в виде распространения фронта пламени. В HCCI-двигателях организуется одновременное многоочаговое воспламенение и горение заряда по всему объему камеры сгорания, а не во фронте пламени гомогенной или гетерогенной среды. Температура горения гомогенного заряда, воспламеняемого от сжатия, в 1,5 - 2,0 раза ниже, чем температура горения заряда во фронте пламени классических бензиновых или дизельных двигателей.

Возможно применение двойной системы сгорания, т. е. запуск двигателя осуществляется прямым впрыскиванием топлива в камеру сгорания и воспламенением от сжатия с последующим переходом на НССИ. Повышение КПД НССИ – двигателей (их КПД приближается к дизелям) в сравнении с двигателями искрового воспламенения определяют следующие факторы: отсутствие дроссельных потерь; использование степеней сжатия, близких к дизелям; более короткое время сгорания.

Значительное снижение выбросов оксидов азота и сажи НССИ-двигателями по отношению к дизелям является результатом применения гомогенизированной смеси топлива, воздуха и разбавителя (в этой роли выступают рециркулированные отработавшие газы (РОГ) в сочетании с низкой температурой сгорания).

Воспламенение от сжатия происходит во всем объеме камеры сгорания в широком диапазоне соотношений топливо/воздух/отработавшие газы при достижении температуры в 800 – 1100 К. В традиционных же дизелях температура горения достигает 1900 – 2100 К, что приводит к образованию недопустимых уровней NO_x и сажи. НССИ – технология позволяет снизить концентрацию NO_x , дымности и твердых частиц на частичных нагрузках в десятки раз и тем самым обеспечивать выполнение самых перспективных норм (Евро - 5) по данным компонентам с большим запасом. Реальными является 100-кратное уменьшение выбросов окислов азота и 10 – 50-кратное — частиц сажи. И, наконец, НССИ-двигатели стоят дешевле, т.к. используют систему впрыскивания топлива низкого давления.

Характерными для исследований в области НССИ являются рассматриваемые далее примеры таких работ.

На модифицированном 4-цилиндровом дизеле Фольксваген [2] в эксперименте условия работы двигателя варьировались в широких пределах изменением температуры смеси на входе и расхода топлива. Установка позволяет использовать отработавшие газы для подогрева заряда или холодильника для охлаждения заряда после компрессора. В результате имеется возможность контролировать коэффициент избытка воздуха, степень рециркуляции отработавших газов, давление на входе, эффективность подогревателя и эффективность охладителя.

Обобщенной характеристикой двигателя являются параметрические зависимости, представленные на рис. 1. На графиках в координатах

натах «частота вращения - среднее эффективное давление» нанесены кривые равного эффективного КПД. Шкала крутящего момента используется для построения ограничительных характеристик. Данные относятся к работе в двух режимах: дизельном и НССИ (сплошные и штриховые линии соответственно). Утолщённые кривые показывают ограничительные значения крутящего момента.

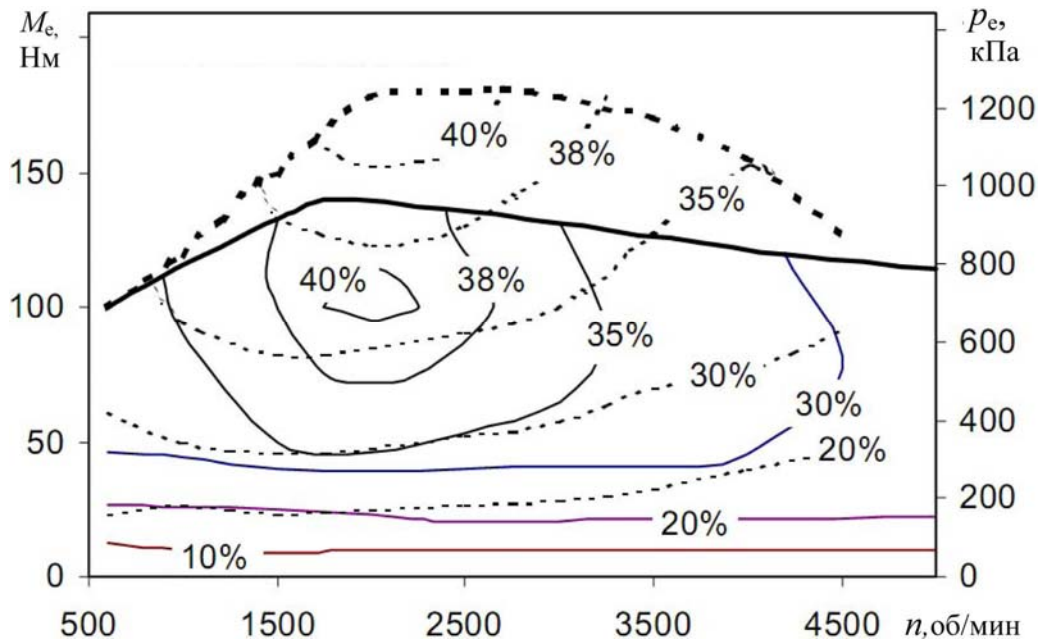


Рис. 1. Параметрические характеристики двигателя Фольксваген при работе в дизельном и НССИ режимах: пунктир — в дизельном, сплошные — НССИ

Двигатель, работающий в режиме НССИ, имеет более высокий КПД на низких нагрузках и любых скоростях, чем в обычном режиме, благодаря более быстрому сгоранию гомогенной смеси (приближение к циклу Отто). НССИ двигатель ограничен 72% крутящего момента и 88% мощности, достигаемых двигателями с непосредственным впрыском. При этом в отработавших газах практически отсутствуют твердые частицы и концентрация NO_x менее чем 100 ppm.

На рис. 2 отображена зависимость концентрации H_2O_2 и радикалов H , OH и HO_2 в ppm в зависимости от угла поворота коленчатого вала в процессе НССИ. Эти радикалы играют важнейшую роль при сгорании. НССИ-сгорание возникает, когда перекись водорода H_2O_2 начинает активно распадаться на два гидроксил-радикала (OH), большинство которых реагирует с молекулами топлива, превращая его в воду и углекислый газ с выделением тепла. Декомпозиция перекиси водорода начинается в температурном интервале 1050-1100 К.

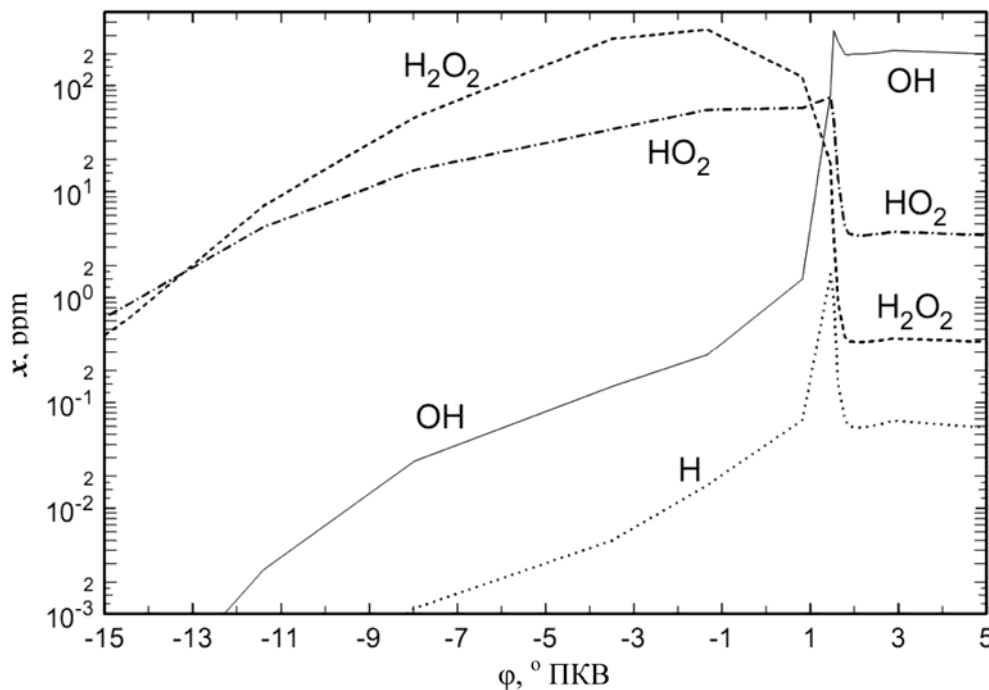


Рис. 2. Изменение состава газов в процессе сгорания НССИ

Установлено существенное влияние на процесс сгорания НССИ даже незначительных изменений температуры охлаждающей воды, масла, степени сжатия цилиндров, температуры зарядов по цилиндрам. Так, разброс максимальных давлений сгорания по цилиндрам уменьшается с ростом температуры гомогенизированного заряда во впускном патрубке.

Исследования процессов с НССИ фирмой Катерпиллар [3] осуществлялись различными методами: экспериментами на одноцилиндровом и полноразмерном двигателях, имитационным моделированием, регистрацией процессов распыливания, оптическими исследованиями на двигателе с прозрачной крышкой, моделированием в системе CAT3D.

Согласно данным, предоставленным исследовательским центром фирмы Катерпиллар, применение НССИ позволяет значительно улучшить экологические качества дизелей.

На рис. 3 представлены показатели отработавших газов по содержанию твёрдых частиц и NO_x, полученные при работе на НССИ, а также нормы 2004 и 2010 г. Как следует из графика, достигнуты показатели, удовлетворяющие перспективным нормам по этим параметрам.

При работе двигателя на частичных нагрузках (менее 0,2 от номинальной) наблюдалось резкое увеличение в ОГ количества СО и снижение эффективности сгорания на 50%. Предполагается, что это

фундаментальное ограничение для НССІ, вызванное явлением внутреннего гашения пламени в объёме газа.

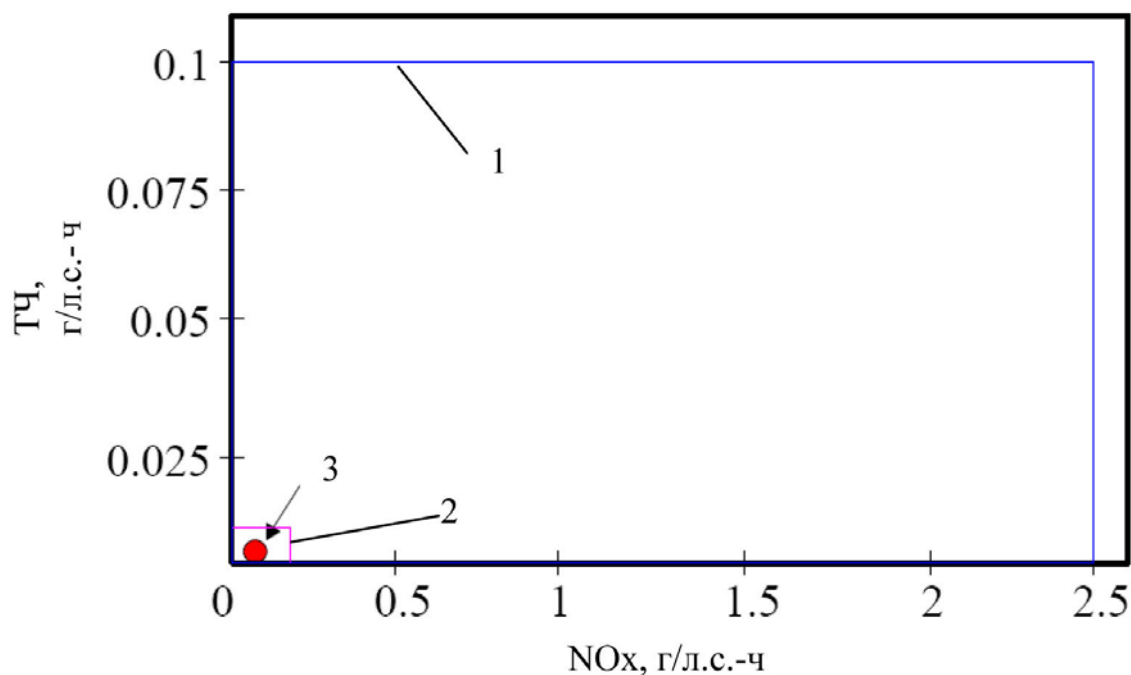


Рис. 3. Состав отработавших газов дизелей:
1 – нормы 2004 г.; 2 – нормы 2010 г.; 3 – процесс НССІ

В работе [4] представлены результаты исследования процесса НССІ на двигателе с изменёнными фазами газораспределения, а также с переменным составом топлива.

Эксперимент проведен на двигателе с прозрачной вставкой в поршне, что обеспечило возможность оптической регистрации внутрицилиндровых процессов. В частности, измерены скорости течения заряда на впуске и сжатии при прокрутке двигателя и развитие пламени при сгорании.

Пример фотографий полости цилиндра в различные моменты горения представлен на рис. 4. Последовательно показаны кадры, соответствующие 1, 2, 5 и 8° ПКВ за ВМТ.

В сравнении с базовым вариантом экспериментального двигателя, имеющим искровое воспламенение, отрицательное перекрытие клапанов, уменьшение их подъёма и угла открытия приводит к значительному увеличению скорости на впуске. Максимальное значение составляло 20 м/с, что в пять раз превышает среднюю скорость поршня на этом режиме (при 1000 об/мин).

Увеличение скорости движения заряда и снижение проходного сечения клапанов приводит к значительной межцикловой неравномерности в работе цилиндров.

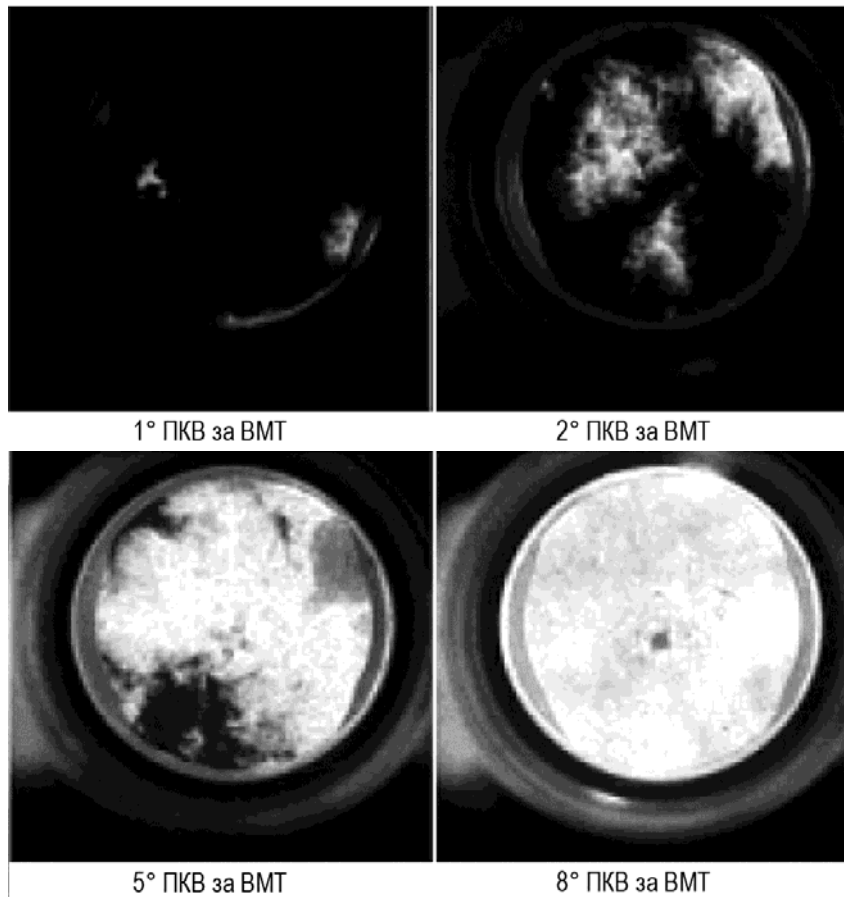


Рис. 4. Процесс сгорания НСЦИ

При использовании в качестве топлива природного газа наблюдалось многоочаговое раздельное сгорание с тенденцией преимущественного начального воспламенения в одном участке камеры сгорания.

Установлено, что добавка водорода способствует более раннему воспламенению и увеличению скорости сгорания.

Основной задачей, решаемой в исследованиях [5] являлось обеспечение качественного переходного процесса при работе дизеля в режиме НСЦИ. В роли управляющего параметра предложено использовать начало впрыскивания топлива-НВТ. При этом обеспечивается регулирование начала сгорания, давления и температуры газов в цилиндре.

Процесс сгорания гомогенного заряда весьма чувствителен к параметрам на впуске. Условием реализации НСЦИ является тщательный контроль условий в воздушном тракте и соответствующая настройка топливоподачи.

Предложенная методика управления процессом не требует использования датчика давления в цилиндре, что является существенным положительным фактором.

Заданный момент воспламенения обеспечивается переменной величиной НВТ на переходных режимах. Для этого производится расчёт задержки воспламенения. Используемая модель [6, 7] учитывает параметры заряда, поступающего в цилиндр (долю отработавших газов, температуру, давление, соотношение воздух/топливо) и данные по топливоподаче (НВТ, количество впрыскиваемого топлива).

Настройка модели проведена на экспериментальном дизеле по 50 режимам с применением общепринятых приёмов оптимизации.

Дизель укомплектован аккумуляторной системой топливоподачи. Предусмотрена рециркуляция ОГ, изменение геометрии ГТН, дросселирование заряда на впуске. Двигатель работал в режиме НССИ при среднем индикаторном давлении до 7 бар. При более высокой нагрузке использован базовый дизельный цикл.

Для реализации разработанной методики управления создана система регулирования НВТ, использующая в реальном времени результаты расчёта периода задержки воспламенения. Время расчёта оставляло 20 мкс при тактовой частоте процессора 4,8 ГГц.

Данные эксперимента представлены примером управления, показанном на рис. 5. Вариант с управлением процессом сгорания НССИ изображён тонкой линией.

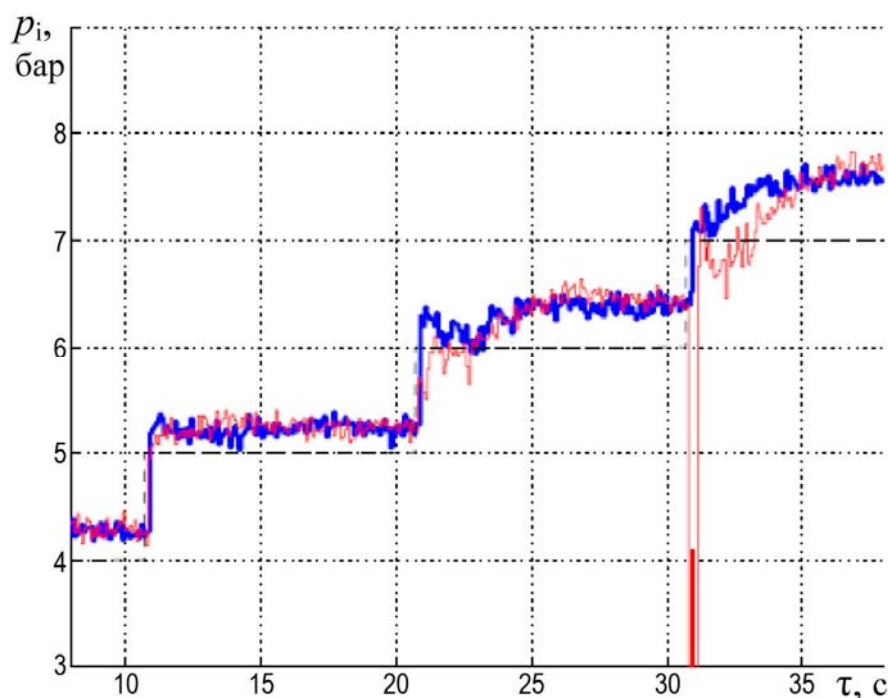


Рис. 5. Переходный процесс в двигателе с НССИ

Рассматривается изменение среднего индикаторного давления p_i (ИМЕР), вызванное различной нагрузкой двигателя. Эффект от дей-

ствия системы управления НВТ проявляется в момент повышения p_i IMEP с 6 до 7 бар (текущее время 31 с). В базовом варианте (без корректировки НВТ) произошёл пропуск воспламенения. Экспериментальная система обеспечила необходимое изменение параметров впуска (давления наддува и доли ОГ) и корректировку НВТ, что сохранило стабильную работу двигателя на переходном режиме.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Technology.- A Report to the U.S. Congress.- April 2001.- 52 p.- http://www-erd.llnl.gov/FuelsoftheFuture/pdf_files/hccirtc.pdf
2. HCCI Combustion: Analysis and Experiments / Salvador M. Aceves, Daniel L. Flowers, Joel Martinez-Frias and J. Ray Smith, Robert Dibble, Michael Au and James Girard. // SAE Paper 2001-01-2077, 2000, 9 p: <http://www.osti.gov/bridge/servlets/purl/826281-KjsSBj/native/826281.pdf>
3. Diesel HCCI Results at Caterpillar. Kevin Duffy, Jonathan Kilkeny, Andrew Kieser, Eric Fluga, Roland Gravel, John Fairbanks.- DEER Conference Newport, RI, August 27, 2003.-26 p.: http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2003/session7/2003_deer_duffy.pdf
4. Trevor S. Wilson, Hongming Xu, Steve Richardson, Miroslaw L. Wyszynski, Thanos Megaritis. Optical Study of Flow and Combustion in an HCCI Engine with Negative Valve Overlap. - 11 p. - <http://iopscience.iop.org/1742-6596/45/1/013>
5. Active Combustion Control of Diesel HCCI Engine: Combustion Timing . M. Hillion, J. Chauvin and O. Grondin IFP, France. N. Petit Ecole des Mines de Paris, France. - SAE 2008-01-0984 11 p. <http://cas.ensmp.fr/~petit/papers/sae08/main.pdf>
6. Livengood J.C., Wu P.C. Correlation of auto ignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machine // Fifth International Symposium on Combustion. – P. 347–356, 1955.
7. Lafossas F.-A., Marbaix M., Menegazzi P. Development and application of a 0D D.I. Diesel combustion model for emissions prediction. // Proc. SAE World Congress. – No 2007-01-1841, 2007.

УДК 656.61.034

Голиков В.В., Лысый А.А., Костенко П.А.
ОНМА

**ОПЫТ ПРОВОДКИ СУДОВ
ЛЕДОКОЛОМ «КАПИТАН БЕЛОУСОВ»
В ЛЕДОВУЮ НАВИГАЦИЮ ПО АЗОВСКОМУ МОРЮ**

Постановка проблемы в общем виде исходит из того, что согласно лоции Черного и Азовского морей [1], Азовское море мелководно. Максимальная глубина его 15 м. Средняя глубина моря 8 м. Глубины в открытой части моря 10-13 м. Наибольшая глубина во входе в Таганрогский залив 9,6 м; от входа по направлению к вершине залива глубины постепенно уменьшаются и в его вершине не превышают 5 м.

Рельеф дна Азовского моря ровный и имеет незначительный уклон к центру. От кос простираются отмели. Грунт – песок, ракушечник и ил, а поэтому, в основном, мягкий. У берегов широкой полосой залегают песчаные грунты с примесью ракушки. Дно центральной части моря покрыто мягким илом. Скалистый грунт встречается лишь у южного берега моря.

По условиям плавания в зимний период Азовское море относится к морям, замерзание которых по всей акватории происходит только в суровые и близкие к ним зимы. Средняя продолжительность ледового периода на маршруте Керчь – Мариуполь – Бердянск 76 суток, наименьшая – 22 суток, а наибольшая 145 суток.

Ледовый покров обычно распространяется с севера на юг Азовского моря и, в зависимости от сезона, его рельефа и направления господствующих ветров, имеет различную толщину льда (табл. 1) [1].

Плавание судов зимой в центральной части Азовского моря при наличии ледяных полей и перемычек не постоянной толщины сопряжено с большими трудностями и риском быть зажатым.

При форсировании торосистых ледяных полей предпочтение отдается участкам с трещинами, полыньями и полосам молодого льда между полями.

При плавании в редком и разреженном дрейфующем льду создается угроза столкновения с ледяными полями, отдельными льдинами и стамухами, а весной следует остерегаться малозаметных подводных выступов торосистых льдин.

Таблица 1. Толщина ледового покрова Азовского моря

Часть моря	Ледяной период, сут.	Зима, м	
		мягкая	суровая
Северная	100	0,5	0,8
Западная	100 и более	0,1 ÷ 0,3	0,7
Восточная	100	0,2	0,7
Центральная	90	0,15 ÷ 0,25	0,4
Южная	80	0,3	0,6
Керченский пролив	54	0,2 ÷ 0,3	0,4 ÷ 0,45

Что касается плавательных средств, то результаты последних исследований показывают, что основным источником пополнения флота Украины были суда смешанного плавания (ССП) наравне с ранее модернизированными судами речного плавания. ССП отличается малая металлоемкость при толщине листовых элементов корпуса в 6...10 мм и его набора в 5...8 мм, что существенно ограничивает его надежность на волнении. Имея «стандартную» грузоподъемность (1000, 2000, 3000, 5000 тонн), они вытеснили морские суда аналогичной грузоподъемности. В работе ССП льдопроходимость учитывается в классе Регистра: не менее ЛУ2 – регулярное плавание без ледокольной проводки в мелкобитом разреженном льду толщиной 0,55 м при скорости судна в 5 узлов, который обеспечивается ледовыми подкреплениями [М-СП (лед) и выше]. По конструктивным особенностям ССП отличаются также слабой мореходностью в штормовых условиях, о чем свидетельствует статистика аварий.

Ледокольная проводка судов в замерзающих морях осуществляется для обеспечения, по крайней мере, минимальной пропускной способности основных морских трасс, которая, в сравнении с летним периодом, снижается в 1,2 ÷ 1,5 раза. Для этих целей используются ледоколы с ледовым классом не менее ЛУ4.

По данным Минтрансвязи Украины от 01.10.2010 г. в Азовском море в осенне-зимний период 2010 – 2011 годов задействованы ледокол «Капитан Белоусов», буксиры «Портовик», «Капитан Гасич», «Витязь» и «Нептун». Первые три судна эксплуатируются Мариупольским морским торговым портом, а последние два – Керченским морским торговым портом.

Основным средством ледовой проводки судов в Азовском море, Керчь – Еникальском и других каналах является ледокол «Капитан Белоусов».

Ледокол «Капитан Белоусов», прообразом которого стал финский ледокол «Уден», был принят в эксплуатацию в 1954 году. Это дизель-электроход мощностью более 7000 кВт с двумя носовыми и двумя кормовыми гребными винтами.

Носовые винты предназначены для омывания корпуса ледокола на ходу с целью снижения трения его подводной части о лед и лучшего прохода в ледовых полях путем создания прослойки водяной смазки между корпусом и льдом. Судно оборудовано двойным дном, 3-мя непрерывными палубами, 9-ю водонепроницаемыми отсеками, 2-мя дизельными и 2-мя машинными отделениями. Энергетическая установка состоит из 6-ти двигателей внутреннего сгорания с электрогенераторами постоянного тока [3].

Опыт работы ледоколов типа «Капитан Белоусов» в условиях Азовского моря и других районов подтвердил эффективность использования носовых винтов. Концепция судна двойного действия была разработана и запатентована финской фирмой Квэрнер Маса Ярд Инк, в которой сложные ледовые условия преодолеваются кормой вперед, а в легких льдах и на чистой воде судно движется носом вперед [2].

Целью настоящего исследования является анализ результатов эксплуатации ледокола «Капитан Белоусов», которые показывают, что его льдопроходимость во льдах Азовского моря может быть определена эмпирической зависимостью

$$V_{л} = 10(1,1 - \delta_{л}),$$

где $V_{л}$ — скорость ледокола, узлы; $\delta_{л}$ — толщина льда, м.

Заклиниваемости в ледовую навигацию 2009 – 2010 гг., после реновации ледокола, при проводках не наблюдалось.

Вибрация корпуса ледокола наблюдается исключительно в тяжелых ледовых условиях.

Непрерывность движения ледового каравана обеспечивается в условиях стесненных фарватеров покрытых набивным льдом и шугой, а также в ровном сплошном льду толщиной до 0,6...0,8 м.

К основным поломкам механизмов и систем ледокола во время ледовой проводки относятся засорения системы охлаждения двигателей энергетической установки илом и мелкой ракушкой, что приводит к механическим поломкам элементов насоса охлаждения. Вместе с тем, потерь и поломок лопастей носовых и кормовых гребных винтов не наблюдалось, состояние подшипников двигателей и

валов удовлетворительное, коррозии корпуса после ледовых операций, кроме потери краски на переменном поясе, не наблюдается.

Трудно проходимые участки льда (перемычки) ледокол проходит атаками по схеме «елочка», а колка – методом лидирования.

Околка льда при проводке судов, особенно в тяжелых ледовых условиях, осуществляется в ситуациях, когда одно из судов каравана может застрять во льду и не иметь движения даже при работе машины на полный передний ход. Такие ситуации встречаются довольно часто и происходят из-за того, что: в канале быстро образуется уплотненная масса мелкобитого льда; в канал вклиниваются крупные обломки льдин; канал за ледоколом закрывается из-за сжатия льдов; судно заклинивается в изгибах канала. В этих случаях ледокол окалывает судно – создает слабину во льдах проходами вдоль борта судна. Если позволяют условия и застрявшее судно находится недалеко от ледокола, применяется околка кормой – ледокол проходит на заднем ходу вдоль судна, разрушая лед у его борта, далее дает передний ход и, проходя мимо судна, подает команду следовать за ним. Такой способ является самым экономичным по времени, но имеется риск повреждения винтов и руля ледокола. При околке носом ледокол выходит из кильватерного строя, описывает циркуляцию и на переднем ходу выходит к борту застрявшего судна. Расстояние между ледоколом и окалываемым судном обычно составляет около 10 – 20 м в зависимости от толщины льда. Практика проводки караванов показывает, что при околке судоводитель застрявшего судна следует выполнять следующие рекомендации:

- судно должно все время работать самым малым передним ходом, чтобы создать за кормой разрежение, предохраняющее руль и винт от заклинивания льдинами;
- при выходе ледокола к судну дается малый ход вперед;
- когда корма идущего вперед ледокола будет примерно в середине судна, по команде с ледокола дается полный ход вперед;
- когда корма ледокола подходит к форштевню окалываемого судна, то есть, нос может резко уклониться в сторону ледокола и даже навалиться на его корму;
- для предотвращения навала руля на судне необходимо переключить на борт, противоположный окалываемому;
- как только корма ледокола пройдет форштевень, руль переключается на противоположный борт, и судно выходит за ледоколом, держась в кильватере.

- К особенностям гидродинамического режима движения ледокола и каравана на мелководье Азовского моря с учетом волнения ветра и течения следует отнести:
- изменение характера вибрации судна (вибрация приобретает ударный характер);
- по корме ледокола появляется отчетливо выраженная спудная волна, а при отношении глубины к осадке менее 1,5 и при значительной скорости судна гребни спудных волн начинают опрокидываться, что сопровождается характерным шумом;
- судно становится менее управляемым и слабее реагирует на перекладки руля (устойчивость на курсе ухудшается);
- температура выхлопных газов энергетической установки резко повышается, что заставляет снизить обороты винтов (винты становятся гидродинамически тяжелыми для двигателей);
- заметно увеличивается осадка судна;
- скорость судна падает.

При плавании ледокола по чистой воде в свежую погоду наблюдается интенсивная качка и крен с рысканием судна в любую погоду, которое зависит от опытности рулевого.

По данным судового журнала ледокола «Капитан Белоусов» за период с 1998 г. по 2010 г. судном осуществлено 3069 ледовых операций (табл. 2).

Таблица 2. Количество судов и вид ледовых проводок ледоколом «Капитан Белоусов» за одиннадцать зимних периодов

Годы	Вид			
	КУГ ¹	АМ ²	КЕК ³	Под наблюдением
1998-1999	38	—	—	—
1999-2000	35	7	—	—
2000-2001	113	—	—	—
2001-2002	228	49	—	—
2002-2003	592	345	—	—
2004-2005	279	22	—	—
2005-2006	257	138	39	—
2006-2007	42	—	—	—
2007-2008	150	215	5	—
2008-2009	142	88	—	—
2009-2010	152	38	—	245
ВСЕГО	1878	902	44	245

¹КУГ – канал Угольной гавани (3 мили); ²АМ – Азовское море;

³КЕК – Керчь – Еникальский канал (22 мили)

Выводы

Несмотря на реновацию, суда смешанного плавания представляют угрозу для безопасности судоходства как в осенне-зимний, так и в зимний периоды года.

Анализ формулы (1) и данных таблицы 2 хотя и показывают на эффективность реновации ледокола «Капитан Белоусов», однако это не решает задачу сохранения пропускной способности морских магистралей Азовского моря и прилегающих портов в сравнении с летним периодом года.

При дальнейших исследованиях следует сосредоточить внимание на проблемах развития портов, оптимизации пропускной способности морских магистралей путем технического совершенствования судов, расширения номенклатуры транспортных услуг и ремонтной базы судов, а также улучшения логистического климата для создания транспортного кластера Азовья.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лоція Чорного та Азовського морів на воді України (101): посібник. – К.: ДУ «Держгідрографія», 2005. – 320 с.
2. Быков А.Г. Прожитое и пережитое / А.Г. Быков. – М.: Андреевский флаг, 1996. – 352 с.

УДК 341.225.5

Колегаев М.А.
ОНМА

ПРОБЛЕМЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ СОВРЕМЕННОГО МОРЕПЛАВАНИЯ

Научно-технический прогресс вместе с благосостоянием, к сожалению, принес человечеству и множество проблем. Ежегодно в мире происходит более 120 млн. несчастных случаев на производстве, из которых более 200 тыс. — со смертельным исходом. В соответствии с данными международной статистики из 500 млн. инвалидов каждый пятый стал им в результате несчастного случая. Суммы убытков составляют до 10% валового национального продукта некоторых стран. То, что так называемый «человеческий фактор» выступает основной причиной различного рода несчастных случаев, аварий и катастроф, подтверждается статистикой по всем отраслям производства, и морского транспорта в том числе.

Зная число погибших судов, можно ориентировочно определить количество аварий в мировом торговом флоте по закону Хейндриха. В США на основе изучения и анализа 9500 промышленных аварий выведен закон о вероятности и прогнозировании аварий, который выражается соотношением: 10 -19 - 300. То есть на 10 крупных аварий приходится 19 средних, и 300 мелких. Вероятность аварий с крупным ущербом составляет 0,3%, со средним — 8,8%, незначительные убытки — 90,9%. Таким образом, если сейчас ежегодно в море гибнет около 100 судов, то число средних аварий должно быть примерно 190, а мелких — 3000.

По разным данным 60-70% всех аварий судов происходит по вине человека, а 80% аварийных ситуаций является следствием необоснованных действий судового персонала. Ежегодно гибнет один из 2 тыс. моряков и не только вследствие прямых потерь, но и из-за плохой организации спасательных операций. На высоком уровне остается и производственный травматизм среди моряков. Во всем мире считается, что связь мореплавания с риском в доказательствах не нуждается. Поэтому в зарубежных статистических таблицах Ллойда вместо принятого у нас термина «суда в эксплуатации» указывают однозначно — «ships at risk» (суда подвергающиеся риску).

Снижение риска для жизни людей, может быть достигнуто только на основе системного подхода к решению сложной задачи —

обеспечение безопасности жизнедеятельности, спасание и выживание человека при чрезвычайных ситуациях на море. В связи с этим, на национальном уровне было принято решение сконцентрировать все теоретические разделы, связанные с обеспечением безопасности и выживания человека на море в рамках интегральной дисциплины «Безопасность жизнедеятельности».

Ежегодно мировой транспортный флот по разным причинам теряет более сотни судов, в процессе операций на море происходят тысячи серьезных и мелких инцидентов, гибнут и получают травмы большое число людей, связавших свою жизнь с мореплаванием. Однако из того факта, что мореплаванию риски аварии и гибель судов и людей, не следует вывод, что от него следует отказаться, напротив, необходимо учиться на уроках аварий, морально, физически и психологически готовить себя к профессии моряка. Следует всегда помнить, что только упорный труд, глубокие знания, профессионализм и хорошая морская практика помогут экипажам обеспечить как личную безопасность, так и безопасность пассажиров, перевозимого груза и самого судна.

Безопасность жизнедеятельности на море определяется как комплекс факторов теснейшим образом связанных с выживанием человека в условиях повышенного риска.

Сегодня в судоходной индустрии широко используется термин «безопасность» применительно к отдельным производственным операциям, плавучим и береговым объектам, персоналу и в целом к мореплаванию. Это слово и его английский эквивалент «safety» часто встречаются в различных публикациях, наставлениях, рекомендациях и нормативных документах, касающихся мореплавания. Однако, по-видимому, мало кто задумывается над тем, что призывы и указания, как-то: «Обеспечить безопасность судоходства»; «Повысить безопасность мореплавания» не вполне убедительны и не отражают вкладываемого в них смысла. Сегодня невозможно говорить о безопасной эксплуатации судов в отрыве от человека, на которого возложены функции управления судном, то есть его безопасностью. Основным носителем «человеческого фактора» в судоходстве является экипаж, поэтому на первый план научных исследований в области безопасности на море выходят проблемы «риска». Речь должна идти, скорее, об «управляемом риске» снижения аварийности судов, так как ликвидировать полностью опасности, существующие для людей и перевозимого груза при транспортных операциях на море,

попросту невозможно. То есть сделать мореплавание абсолютно безопасным («обеспечить безопасность») нельзя, так как эта специфическая деятельность людей неотделима от опасностей. В словаре русского языка «безопасность» определяется как «положение, при котором не угрожает опасность кому или чему-нибудь». В Оксфордском словаре это — «свобода от опасности». В словаре В. Даля это слово означает «отсутствие опасности, сохранность, надежность».

С техническим совершенствованием средств производства, внедрением в промышленность экономически развитых стран инновационных технологий, совершенствовались конструкции и оборудование судов, росли их размеры и количество на морских путях, улучшались знания и подготовка моряков, усложнялись техника и технология транспортных операций. В результате к природным (внешним) опасностям, характерным для раннего этапа развития морского судоходства, добавились новые, внутренние, — техногенного характера, созданные самим человеком и связанные с использованием на судах сложных устройств и систем, мощных источников энергии, перевозкой взрывоопасных и пожароопасных веществ. Влияние так называемого «человеческого фактора» — профессиональных и психофизических недостатков и ошибок людей, возможности и способности человека — оператора по приему, обработке информации и принятию решений в различных условиях профессиональной деятельности, как для работающих на борту судов, так и управляющих их эксплуатацией с берега. Их реализация в практике судоходства, в виде пожаров, взрывов, столкновений, переломов, потери остойчивости и опрокидывания судов резко увеличила количество аварий в мировом флоте.

Сегодня Международная морская организация (ИМО), Международная ассоциация морской медицины (МАМ), Международная организация транспортных рабочих (ITF) и Международная федерация ассоциаций морских капитанов (IFSMA), уделяют максимальное внимание вопросам безопасности мореплавания. Направленных на сохранение человеческой жизни на море, внедрению высоких стандартов обучения и несения вахты, а также влияния психофизических качеств и среды обитания на членов экипажей в процессе производственной деятельности, в условиях судна. Возрастающая интенсивность судоходства потребовала внесения новых, более жестких, норм в Международную Конвенцию «О подготовке и дипломировании моряков и несении вахты» (STCW-78/95), что позволило несколько снизить процент аварийности мирового флота (до 10%). Из-

вестно, что через два-три года ИМО будет принята новая, еще более адекватная редакция Международной Конвенции ПДНВ.

Постепенно вырабатывается концепция в отношении выполнения требований, призванных способствовать повышению безопасности эксплуатации судов в современных условиях. К ним, в частности, относится введение в силу, в соответствии с резолюцией ИМО А.741(18) с 1 июля 1998 года Международного кодекса управления безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнений (МКУБ). Таким образом, если ранее в судоходной индустрии много внимания уделялось «обеспечению безопасности мореплавания» (что практически сделать невозможно, ибо не может быть абсолютной безопасности!), с введением МКУБ речь уже идет об управлении безопасностью каждого судна, независимо от его национальной принадлежности и формы собственности. То есть, о переводе всей деятельности, связанной с решением проблемы безопасности в судоходстве, на более высокий качественный уровень. Соответственно, большое значение приобретают поиск и разработка новых концепций и методов предотвращения аварий судов в процессе их эксплуатации.

Управление риском — это процесс принятия решений и осуществление мер, направленных на обеспечение минимально возможного риска. Цель управления риском — своевременное предвидение (прогнозирование) риска, выявление факторов, что влияют на ситуацию, применение соответствующих мер по минимизации их влияния.

Специфика работы на морских судах связана с сокращенной численностью экипажа, автономностью и длительным отрыв от береговых баз, а также разнообразием технических средств и высокой насыщенностью ими современных судов, эти условия требуют выработки специальных навыков и особых личных качеств.

Как правило, повышение уровня безопасности осуществляют в следующих трех направлениях:

- а) совершенствование технических систем и объектов;
- б) подготовка персонала;
- в) предупреждение возникновения чрезвычайных ситуаций.

Для их определения необходим специальный анализ конкретных данных и условий. В основе управления риском лежит методика сравнения затрат и получаемых выгод от снижения риска.

Для расчета риска необходимы обоснованные данные. Острая потребность в статистических данных в настоящее время признана

во всем мире. Необходима тщательно аргументированная разработка и создание банков данных, в условиях предприятия, отрасли, региона и т.д.

Безопасно управлять жизнедеятельностью — это значит осознанно переводить объект из одного состояния (опасное) в другое (менее опасное) при объективном соблюдении условий социальной, экономической и технической целесообразности.

Безопасность судна, как транспортного средства формируется на основании комплекса факторов. Организация подготовки к эксплуатации и в период эксплуатации, должны учитывать показатели безопасности с точки зрения декларирования оценки безопасности. Целью является анализ текущего состояния безопасности, а также прогнозирование и подготовка необходимых мероприятий направленных на минимизацию рисков.

В последнее десятилетие увеличилось количество аварий и катастроф морских судов, сопровождавшихся многочисленными человеческими жертвами. Причин этого много: недобросовестные операторы, не уделяющие внимания техническому состоянию судов; снижение контроля и требований к судовладельцам со стороны правительств стран флага; стремление многих (особенно мелких) судовладельцев получить максимальную прибыль за счет снижения расходов на снабжение и обслуживание судов и т. д. Это обстоятельство привлекло внимание морского сообщества и побудило принять ряд мер для улучшения сложившегося положения. Как показывает анализ, непосредственными причинами большинства аварий и инцидентов на море являются ошибки людей, управляющих флотом с берега (управленческий персонал судоходных компаний) и находящихся на борту судов, то есть так называемый человеческий фактор.

С целью повышения безопасности судоходства Международная морская организация, Международная организация труда и ряд других на своих сессиях приняли целый ряд важнейших международных конвенций, резолюций, кодексов и рекомендаций, направленных на обеспечение безопасности мореплавания и охраны окружающей среды.

Особенность подготовки инженеров морского транспорта связаны непосредственно с особенностями производственной среды, в которой осуществляется производственная задача.

Морская среда является не только исторически транспортным путем, а и неотъемлемой значимой частью биосферы и обращение с

ней находится под контролем мировой общественности. Нельзя переоценить важность оптимизации вопросов решения хозяйственных задач не в ущерб вопросам экологической безопасности. Перед производителями стоит конкретная задача, выполнение которой требует высокого профессионального уровня. При этом затраты будут определяться соотношением весовых коэффициентов по принятию решений в различных условиях профессиональной деятельности, как для работающих на борту судов, так и управляющих их эксплуатацией с берега. Их реализация в практике судоходства, в виде пожаров, взрывов, столкновений, переломов, потери остойчивости и опрокидывания судов резко увеличила количество аварий в мировом флоте. Регламентация воздействий на природную среду значительно усложняет работу, и для участников процесса важно иметь ответственный, осмысленный, сознательный подход к вопросам безопасности в условиях мореплавания. Это касается вопросов личной, коллективной безопасности и экологической безопасности в рабочем и аварийном режиме.

УДК 536.24:621.791.55

Лебедев Б.В.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИМЕНЕНИЕМ НЕЗАВИСИМЫХ ПАЯЛЬНО-СВАРОЧНЫХ СРЕДСТВ

При неправильной эксплуатации подвижных сопряжений, таких как подшипники скольжения, возможны повреждения не только антифрикционного вкладыша, но и стального вала, на котором образуются трещины, раковины, вследствие резкого повышения температуры происходит отпуск и т. д. Это явление называют задирами. Поверхности при этом явлении выглядят шероховатыми (рис. 1).



Рис. 1. Примеры поверхностей с задирами

На практике возникают ситуации, когда необходимо произвести ремонт оперативно, вне стационарной мастерской, не имея высококвалифицированного персонала.

Использование в этом случае термохимических сварочных стержней и других экзотермических средств, обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с другими технологиями восстановления.

Термохимические сварочные средства не требуют для своего использования никакого сварочного оборудования и никаких внешних источников энергии. Они обеспечивают менее концентрированный,

более равномерный нагрев наплавляемой поверхности, что приводит к значительно меньшим сварочным напряжениям и деформациям.

Использование экзотермических средств не требует высокой квалификации и специальной подготовки персонала. Требования, предъявляемые охраной труда к защитной одежде и другим средствам защиты значительно ниже, чем при обычной сварке.

Таким образом, исследуемый способ восстановления может быть рекомендован для ремонта и восстановления сопряжений непосредственно на судах, без вывода их из эксплуатации, непосредственно во время рейса, силами машинной команды.

Цель исследования — создание простой технологии, доступной к использованию непосредственно во время рейса, позволяющей произвести оперативный ремонт – восстановление геометрии вала и, как следствие, работоспособности подшипника.

Основными задачами исследования являются:

1. Определение необходимой тепловой мощности экзотермического средства.
2. Обеспечение необходимой тепловой мощности экзотермического стержня.
3. Разработка технологии применения экзотермических средств.

Теоретические исследования.

1. Определение необходимой тепловой мощности экзотермического средства.

Для обеспечения качественной наплавки, необходим прогрев поверхности восстанавливаемой детали до температуры плавления, что может быть обеспечено только передачей тепла от расплавленного металла, выделяемого при горении экзотермического стержня (или другого экзотермического средства), контактирующего с поверхностью детали.

Как уже отмечалось [1], тепловую мощность можно подсчитать с достаточной степенью точности, используя достаточно простое выражение

$$q = \frac{3T \cdot \varepsilon \cdot D^{1,05} \cdot v^{0,5}}{\eta \cdot \exp\left(\frac{-z^2 \cdot v}{4a \cdot D}\right)} \quad (1)$$

где T — температура, К; ε — коэффициент тепловой активности, Дж/м² К^{0,5}; D — диаметр стержня, м; v — скорость перемещения

стержня вдоль шва, м/с; Z — толщина металла, м; α — коэффициент температуропроводности, м²/с; η — КПД.

КПД термитного стержня определяется как:

$$\eta = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_T + \varepsilon_M}, \quad (2)$$

где ε_T , ε_M — коэффициенты тепловой активности металла ($\varepsilon = \sqrt{\lambda \cdot C \cdot \rho}$) навариваемой детали и присадочного металла, измеряемый в кг/(К·с^{2,5}) [2].

Выражение (2) показывает, что тепловой КПД термитного стержня тем выше, чем больше разность между коэффициентами тепловой активности выделяющегося и свариваемого металла.

Расчеты по выражениям (1) и (2) мощности сварочного стержня показывают, что для прогрева до одинаковой температуры на одинаковую глубину, термитный стержень с железным термитом должен обладать мощностью в 1,4 раза большей, чем такой же стержень с медным термитом. Как видно из расчетов, получение высоких температур нагрева свариваемого материала за счет использования стержня с железным термитом затруднительно. Если же учесть, что для сварки или наплавки изделий из железоуглеродистых сплавов температура нагрева должна составлять 1550° С, то становятся очевидным, что применение экзотермических стержней, выделяющих железо невозможно без применения дополнительных нагревательных средств (рис. 2).

2. Обеспечение необходимой тепловой мощности экзотермического стержня.

Решение проблемы достижения необходимой мощности подробно описано в [3], где рассматривались проблемы определения номенклатуры химических смесей пригодных для использования в экзотермических энергонезависимых средствах и разработки термитных смесей, наиболее эффективных при решении конкретных задач.

Смеси, используемые для наплавки должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- смесь должна выделять количество металла необходимое для разогрева подложки;
- смесь должна обеспечивать нахождение в выделившемся металле необходимых легирующих элементов, необходимых для приемлемых свойств полученного наплавленного слоя, а также

желательно, возможность последующего термического или деформационного упрочнения;

- смесь должна обеспечивать хорошее отделение шлака от металла для получения чистого и прочного наплавленного слоя.

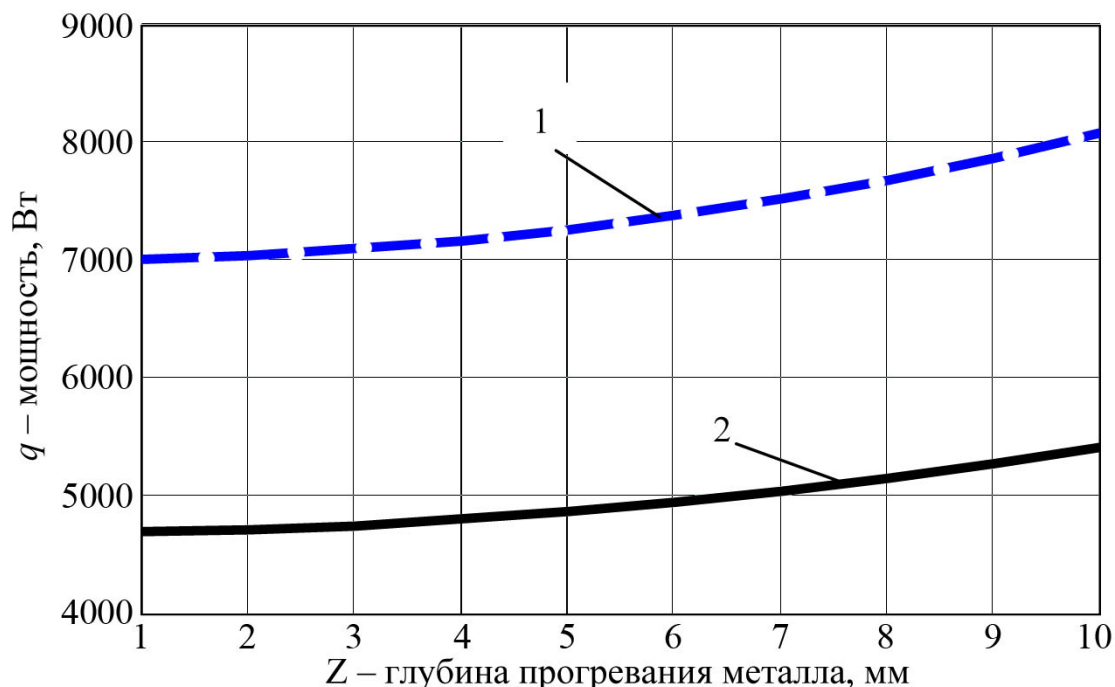


Рис. 2. Необходимая тепловая мощность термитных стержней для сварки и наплавки стали, выделяющих: 1 — сталь, 2 — медь

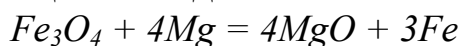
Наиболее полно этим свойствам удовлетворяют смеси, выделяющие при горении медь и образующие легкоплавкие шлаки.

Расчеты теплоты горения, необходимые для оценки требуемой мощности химического состава, производятся на основании закона Гесса (количество теплоты, выделяемой при химической реакции, зависит только от начального и конечного состояния системы и не зависит от пути, по которому реакция протекает), т. е. теплота непосредственного превращения в процессе химической реакции равна сумме теплот промежуточных реакций:

$$Q_{1.3} = Q_{1.2} + Q_{2.3}, \quad (3)$$

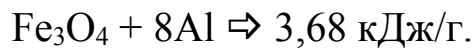
где $Q_{1.3}$ — теплота горения ТЭС, $Q_{1.2}$ — теплота образования продуктов горения, $Q_{2.3}$ — теплота образования компонентов состава. Значения $Q_{1.2}$ и $Q_{2.3}$ приведены в литературе [5] и др.

Для термитной реакции оксида железа с магнием



Удельная теплота горения составит 5,6 кДж/г.

Для реакции железа с алюминием



Аналогично, для стержней, выделяющих медь:

Al — 4,127 кДж/г; Mg — 5,57 кДж/г; В — 3,083 кДж/г.

Модифицируя термитные составы можно получить смесь с высокой удельной энергией. Однако часто это не приводит к улучшению тепломассопереноса, так как температура испарения большинства металлов, выделяющихся в ходе экзотермической реакции, составляет 2800...3300° С, в результате чего значительная часть выделяющегося металла участвует в процессе теплообмена со свариваемым металлом в виде металлических паров, а не расплава, что значительно снижает коэффициент теплоотдачи, а следовательно и КПД ТЭС. Для того, чтобы повысить тепловой КПД смеси при высокой удельной мощности ее, необходимо в ТЭС вводить тугоплавкие компоненты, такие как W и Mo, что существенно повышает температуру испарения и тепловой КПД.

Таким образом, в результате предварительных расчетов удалось определить примерный состав смеси, которая дает оптимальные результаты при наплавке.

Результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1. Состав тепловыделяющей смеси для ТЭС

КОМПОНЕНТЫ	СОДЕРЖАНИЕ компонента в смеси, %
ОКИСЛИТЕЛИ	
CuO	50 – 70
Cu ₂ O	5 – 20
(Fe ₃ O ₄ ; Fe ₂ O ₃ ; FeO)	0 – 40
NaNO ₃ ; KNO ₃ ; NH ₄ ClO ₄ ; NH ₄ ClO ₃ ; KClO ₄ ; KClO ₃	5 – 20
ВОССТАНОВИТЕЛИ	
B; Al; Mg; Si; FeSi; CaSi ₂	0 – 10
(NH ₂)C=O	0 – 5
ЛЕГИРУЮЩИЕ; КАРБИДООБРАЗУЮЩИЕ; ТУГОПЛАВКИЕ	
Si, Fe, Ni, Mn, Sn, Zn, Pb, Al, Be; Ti, Zr, V, Nb, Cr; W, Mo (или их оксиды)	0,5 – 2
ФЛЮСЫ	
Na ₂ B ₄ O ₇ ; H ₂ B ₄ O ₇ ; H ₃ BO ₃	0,5 – 2

3. Технология применения экзотермических средств.

Отдельные аспекты применения энергонезависимых экзотермических средств рассматривалась в [4], однако применительно к

наплавке и постановлению сопряжения подшипника скольжения прикладной исследования носили в первую очередь опытный характер.

Выделавшийся при горении экзотермического стержня расплавленный металл (в большинстве случаев сплав на основе меди) практически полностью попадает на поверхность восстанавливаемой детали, где в первый момент времени приобретает форму капли, смачивающей цилиндрическую поверхность, затем при движении горящего стержня вдоль оси вращения детали капля вытягивается, приобретая продолговатую в плане форму. Сечение такой капли, изображенное на рис. 3, можно считать постоянным.

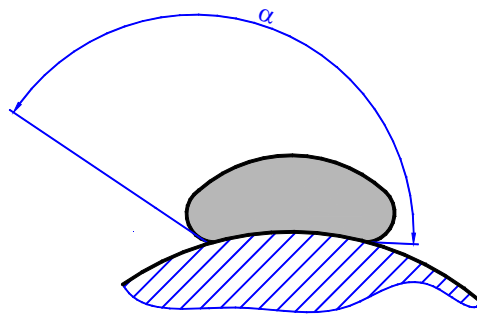


Рис. 3. Поперечное сечение капли медного сплава, лежащей на стальной цилиндрической поверхности

По данным [5] угол α , определяющий смачиваемость, составит порядка $120 - 130^\circ$.

Малые размеры капли в поперечном сечении позволяют сделать вывод, что внутри нее не происходит никаких конвективных изменений, и весь процесс теплообмена со стальной поверхностью осуществляется теплопроводностью.

Таким образом, кристаллизующуюся каплю можно сразу рассматривать как твердое тело, контактирующее с другим твердым телом (валом).

Согласно данным, приведенным в [6], можно оценить термическое сопротивление, возникающее на поверхности контакта:

$$R_k = \frac{1}{\pi\lambda} \int_a^\infty \frac{dr}{r^2}. \quad (4)$$

Проинтегрировав, можно получить

$$R_k = \frac{r_k}{\eta\lambda}. \quad (5)$$

Здесь r_k — условный радиус пятна контакта; λ — теплопроводность каждого материала, участвующего в контакте, η — относительная площадь фактического контакта.

Полное сопротивление контакта будет равно

$$R_{k_{об}} = \frac{R_{k_{ст}} \cdot R_{k_{м}}}{R_{k_{ст}} + R_{k_{м}}} . \quad (6)$$

Коэффициент теплоотдачи можно представить как величину обратную термическому сопротивлению контакта:

$$\alpha_k = \frac{1}{R_{k_{об}}} .$$

Из выражений (5) и (6) следует, что термическое сопротивление прямо пропорционально размерам пятна контакта, поэтому, разработка приемов применения тепловыделяющих стержней направлена на сокращения пятна контакта и повышения тем самым коэффициента теплоотдачи.

Экспериментальные исследования.

Основные экспериментальные исследования в области технологии наплавки экзотермическими средствами были направлены на интенсификацию теплообмена между выделяемым в процессе горения расплавленным металлом и восстанавливаемой поверхностью вала. Поскольку теплопроводности как стальной подложки, так и застывающего медного сплава являются величинами практически постоянными, основной задачей являлась концентрация теплообмена на возможно меньшей площадке теплообмена.

Учитывая ограниченные возможности, исследовались валы диаметром от 20 до 35 мм.

На валу имитировался задир (рис. 4), после чего он подвергался воздействию различных типов экзотермических смесей — как стержней, так и шашек, различных по химическому составу термитной смеси и по степени ее уплотнения (рис. 5).



Рис. 4. Имитация задира на валу



Рис. 5. Вал после наплавки

После наплавки, очистки от шлаков и механической обработки поверхность вала приобретает вид, показанный на рис. 6.

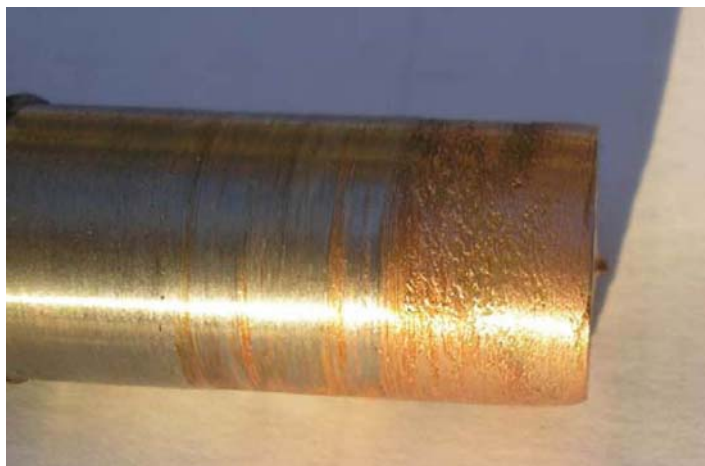


Рис. 6. Наплавленный вал после предварительной обработки

Вследствие причин чисто экономического характера – крайней недостаточности финансирования в процессе экспериментов окончательная обработка – шлифование шейки не проводилась.

В процессе экспериментов возник ряд проблем, связанных в первую очередь с недостаточной энергетической мощностью тепловыделяющих стержней и других экзотермических средств.

В частности, не происходит полного взаимного растворения при контакте материалов подложки и присадочного металла. Наблюдались заметные ликвации в зоне кристаллизации медного сплава (рис. 7).

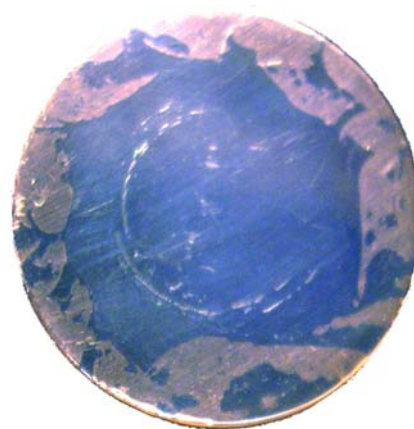


Рис. 7. Торцевой срез вала, восстановленного экзотермическим стержнем, выделявшим медный сплав

Микроанализ полученных наплавкой образцов показал, что медные сплавы сплавляются с железом во всех соотношениях при крайне низкой взаимной растворимости. Ширина зоны взаимодействия колеблется от нескольких микрометров до десятых долей миллиметра, причем конкретная величина проникновения оказалась зависимой в первую очередь от времени взаимодействия расплавленного медного сплава со стальной поверхностью, а значит непосредственно от мощности экзотермического стержня (рис. 8).



Рис. 8. Нетравленный микрошлиф. Механическая смесь железного и медного сплавов, возникающая при наплавке, $\times 450$

При использовании высокоэнергетичных тепловыделяющих стержней, при температуре присадочного металла достигающей 2800°C в металле подложки происходят термические превращения, показанные на рис. 9. Травленный микрошлиф, показывающий границу железного и медного сплавов, возникающую при наплавке.

Характер этих изменений еще предстоит проанализировать. Металлографический анализ не дает о них однозначного представления, необходим рентгенографический анализ.

В некоторых случаях на границе присадочного металла и подложки образовывалась тонкая пленка мелкодисперсной смеси железа и меди показанная на рис. 10. Ее свойства также нуждаются в дальнейшем изучении.

В то же время при использовании менее мощного стержня, с выделением металла при более низкой температуре присадочного металла, но с предварительным подогревом подложки (термическим

стержнем с интенсивной газовой фазой – обычно на базе медно-алюминиевого термита) взаимное проникновение металлов носит значительно менее интенсивный характер, а пленка на границе между подложкой и присадочным металлом становится равномерной и непрерывной. На рис. 11 представлен микрошлиф показывающий границу железного и медного сплавов, возникающую при наплавке стержнем с малой энергетической мощностью

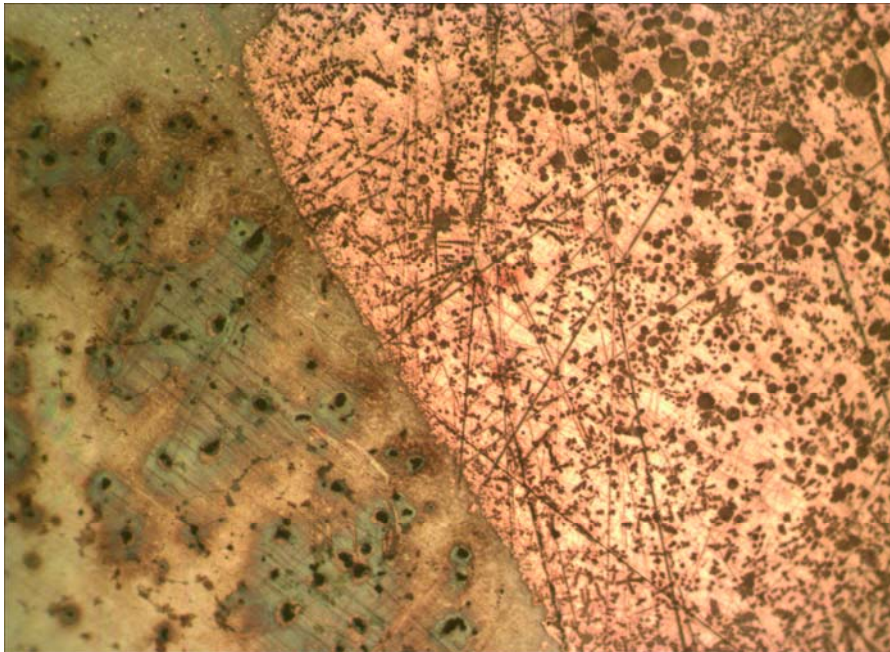


Рис. 9. Травленный микрошлиф. Справа сплав на основе железа, слева на основе меди, $\times 450$

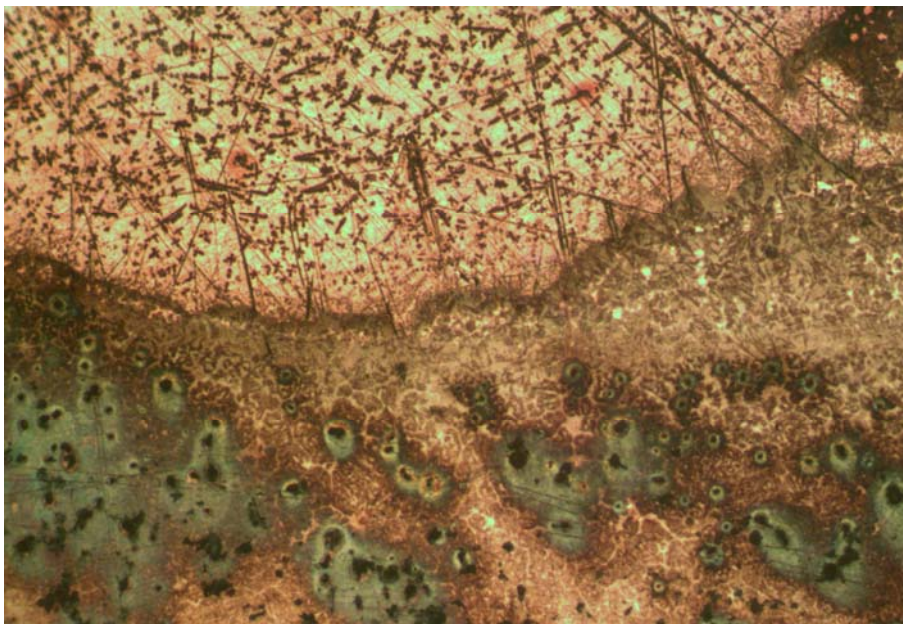


Рис. 10. Травленный микрошлиф. Видна пленка на границе железного и медного сплавов, $\times 450$

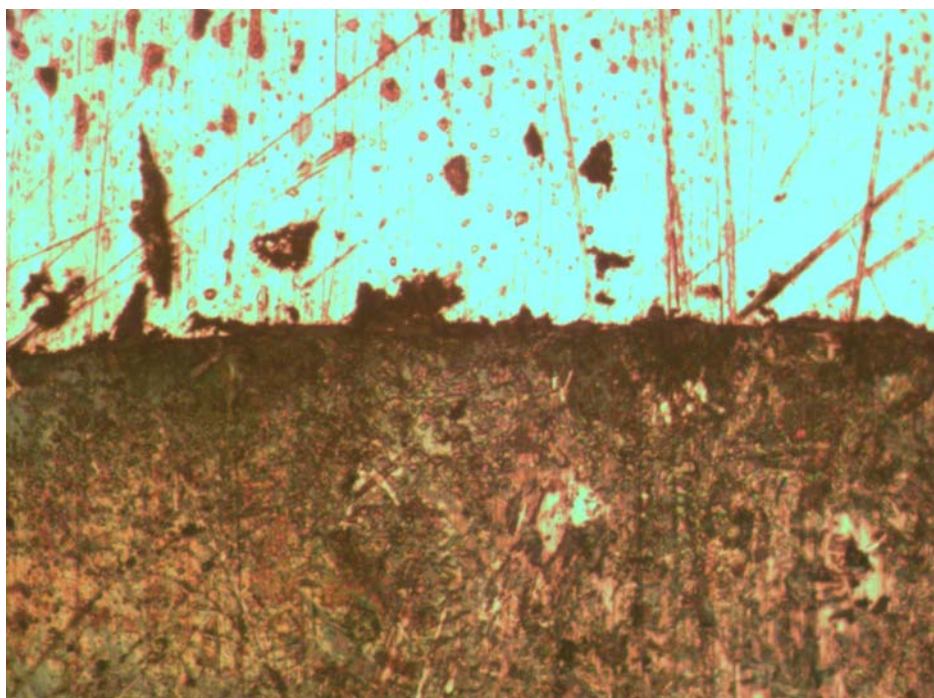


Рис. 11. Травленный микрошлиф. В верхней части сплав на основе меди, в нижней на основе железа, $\times 450$

В процессе экспериментов, было кроме того установлено, что выражение (1) для определения тепловой мощности не полностью учитывает количество тепла, необходимое для наплавки, поскольку в нем отсутствует составляющая расплавления подложки, для чего естественно необходимо затратить определенное количество тепла. Эта составляющая может быть оценена по выражению

$$Q = \frac{D \cdot L \cdot h \cdot \rho}{\tau_{\text{св}}} \cdot [(T_{\text{плав}} - T_{\text{пл}}) \cdot C + \Delta H],$$

где: D — диаметр термитного стержня, L — длина шва, h — глубина проплавления металла подложки, ρ — плотность основного металла, τ — время сварки, $T_{\text{пл}}$ — температура плавления основного металла, C — теплоемкость основного металла, ΔH — теплота плавления металла подложки.

Рисунок 12 иллюстрирует полученные результаты.

Выводы

- Не смотря на выявленные в процессе исследований проблемы предложенный метод восстановления поверхностей деталей, составляющих подвижное сопряжение представляется весьма перспективным для оперативного ремонта деталей механизмов средств транспорта – без использования специального сложного оборудования, высокопрофессионального персонала, а для

судов – непосредственно в рейсе, без вывода судна из эксплуатации.

- Дальнейшие исследования должны быть направлены на создание энергетически более мощных экзотермических средств, разработку технологий их использования вместе дополнительными источниками тепловой энергии.
- Отдельное направление исследований должно быть направлено на разработку термических смесей выделяющих присадочный металл с необходимыми механическими свойствами.

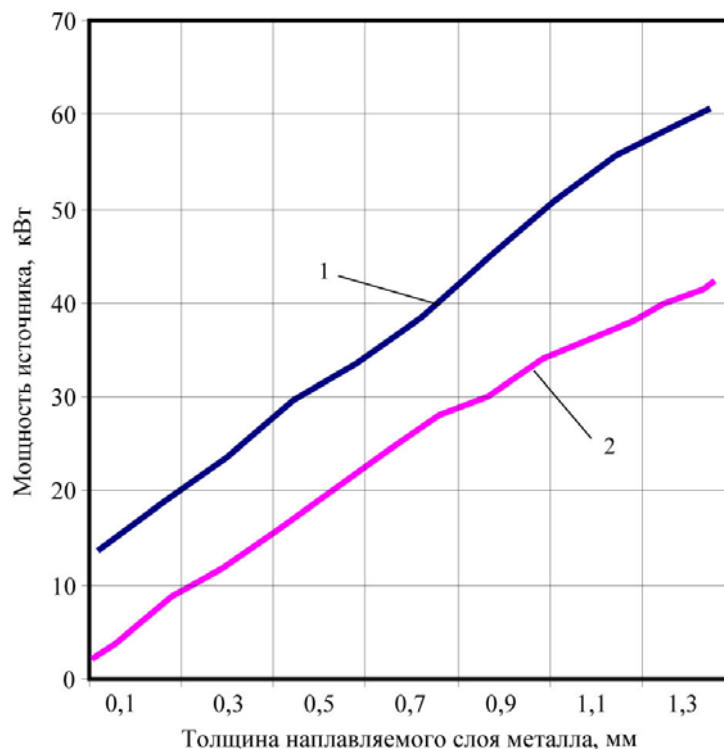


Рис. 12. Значения необходимой мощности теплового источника:
1 – с учетом количества теплоты, затрачиваемой на расплавление металла при наплавке, 2 – без учета

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедев Б.В. Физико-технологические основы восстановления деталей средств транспорта паяльно-сварочными материалами / Б. В. Лебедев // Судовые энергетические установки. Вып. 24. – Одесса: ОНМА, 2009. – С. 62-69.
2. Шлыков Ю. П. Контактное термическое сопротивление / Ю.П. Шлыков. – М.: Металлургия, 1977. – 318 с.
3. Определение энергетических характеристик технологических экзотермических смесей / Б. В. Лебедев // Холодильна техніка і технологія. – Одеса: ОГАХ, 2008. – № 3. – С. 34 – 37.

4. Лебедев Б.В. Теоретическая модель процесса теплообмена сгорающего экзотермического стержня и металлической пластины при резке под водой // Проблемы техники. – Одесса: ОНМУ, 2008. – № 3. – С. 22 – 31.
5. Шидловский А. А. Основы пиротехники / А. А. Шидловский. – М: Машиностроение, 1973. – 320 с.

УДК 621.431.74

Ханмамедов С.А., Слободянюк Д.И.
ОНМА

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ИДЕНТИФИКАЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Для повышения эффективности эксплуатации судовых малооборотных дизелей (МОД) необходим постоянный мониторинг состояния узлов и деталей, износ которых лимитирует межремонтный период эксплуатации судна. Изнашивание и поломка компрессионных колец МОД форсированного ряда, является наиболее частой причиной их функционального отказа. Причины этого явления до настоящего времени мало изучены, что снижает эффективность эксплуатации дизелей, поэтому исследования являются актуальными.

Цель работы — исследование процессов изнашивания и поломки сопряженных деталей цилиндра-поршневой группы (ЦПГ) «кольцо-втулка» форсированных МОД на судах с целью совершенствования методов идентификации этих процессов системой сигнализации и защиты двигателя.

Исследованиям надежности и долговечности деталей ЦПГ, которые во многом определяются степенью износа деталей, посвящены работы [1-7]. Согласно современным представлениям о процессах, протекающих в деталях ЦПГ, имеют место три разновидности износа — коррозионный, адгезионный и абразивный. Адгезионный (механохимический) износ, является доминирующим в форсированных судовых дизелях [4], возникает при разрушении масляной пленки между кольцом и зеркалом втулки цилиндра благодаря высоким контактным давлениям, высоким температурам, недостаточной подачей масла или неравномерным его распределением по зеркалу втулки цилиндра. Адгезионный износ является наиболее опасным, часто сопровождается схватыванием первого и второго рода [1-4]. С целью предотвращения схватываний, сопровождающих процесс адгезионного изнашивания, на последних моделях малооборотных судовых двигателей в системе сигнализации и защиты устанавливается модуль «Scuffing» [4]. Модуль «Scuffing» предусматривает установку датчика вибрации в нижней части цилиндрической втулки. Обработка акустического сигнала, приходящего от датчика колебаний, поз-

воляет выделить сигнал, соответствующий процессам изнашивания, протекающим на зеркале втулки цилиндра двигателя.

Идентификация сигнала, получаемая с этих датчиков, представляет известные затруднения в их расшифровке и интерпретации полученных результатов.

В настоящее время созданы физические модели [3, 4], позволяющие в виртуальном n -мерном параметрическом пространстве воссоздавать колебательные процессы втулки цилиндра, возбуждаемые процессами трения и изнашивания на его зеркале. Сопоставление реального колебательного сигнала, приходящего от датчика вибрации, и сопоставление его с виртуальным, в котором заложена та или иная разновидность процессов изнашивания, позволяет оценить текущее состояние цилиндра.

Многолетний опыт показал, что построение спектров излучения, их сопоставление с реально наблюдаемыми результатами процессов трения и изнашивания деталей ЦПГ судовых дизелей представляет сложную задачу идентификации.

Исследование износов и повреждений сопряженных деталей ЦПГ, выполненное при разборке узла непосредственно на судне при ТО имеет важное значение, так как позволяет однозначно установить связь между сигналом и состоянием деталей ЦПГ: вращением колец, величиной износа, наличием схватываний первого и второго рода, появлением белых слоев на втулках и других дефектов, качеством смазки и др.

На амплитудно-частотные характеристики акустического сигнала, приходящего от датчиков вибрации цилиндрических втулок, оказывает влияние техническое состояние зеркала цилиндрической втулки, поршневых колец и канавок (ручьев) поршней.

Натурные исследования проведены непосредственно на двух дизелях, находящихся в эксплуатации. Смазка цилиндров — на двигателе SULZER 7 RTA 62 U (т/х "HUAL AFRICA") осуществлялась с помощью обычного механического лубрикатора, и на двигателе MAN B&W 7S60MC-C (т/х "MORNING CHAMPION") смазка цилиндров осуществлялась автоматизированной системой "Alfa lubricator".

Организация процесса смазывания этими системами смазывания несколько отличается друг от друга [3]. Нами был проведен сравнительный анализ работы двух систем смазывания "Alfa lubricator" и механического лубрикатора с целью выявления разницы в протека-

нии процессов трения и изнашивания при идентификации сигналов, поступающих от датчиков вибрации. По анализу амплитудно-частотной характеристики акустического сигнала установлено, что скорость изнашивания деталей ЦПГ почти на порядок меньше при использовании системы "Alfa lubricator" по сравнению с механической системой. Система смазки "Alfa lubricator" хорошо зарекомендовала себя при работе двигателя на длительных стационарных режимах (переходах прямыми курсами морем), а при работе на коротком плече с большим числом пусков и остановок лучше себя ведет механическая система смазки.

При этом было установлено, что независимо от типа системы смазки главной причиной поломки, как правило, 2÷4-го колец, является нарушение процесса смазывания сопряжения "втулка-кольцо" при прохождении поршневыми кольцами зоны продувочных окон.

Идентификация этого процесса и выработка управляющего воздействия на процесс трения и изнашивания деталей ЦПГ осуществляется в различных двигателях различными путями.

Анализ литературы [8, 9] показывает, что многие дизелестроительные фирмы устанавливают различные датчики сигналов для контроля состояния колец с последующей обработкой. Так, например, фирмой Sulzer Diesel Ltd. было разработано и установлено более чем на 60 судах во всем мире обнаруживающее модульное устройство SIPWA-TP с обработкой данных в реальном масштабе времени. Специальный быстродействующий датчик установлен выше продувочных окон каждой цилиндрической втулки и измеряет амплитуду колебаний на основной несущей частоте, обусловленной проходом кольца мимо датчика. При идентификации этого сигнала устройством может быть установлен минимальный, максимальный и средний износ кольца, а также получена информация о его вращении относительно поршня и поломке.

В настоящее время нет однозначной идентификации сигнала, приходящего с зеркала цилиндрической втулки в момент прохождения поршневых колец мимо продувочных окон.

Нарушение смазывания по периметру кольца при малых скоростях движения поршня, приводит к возникновению условия граничного трения. Эпюра силы трения вдоль периметра кольца носит характер, приведенный на рис. 1. Как видно из рисунка, сила трения по периметру кольца отличается в несколько раз, что приводит к его разрушению.

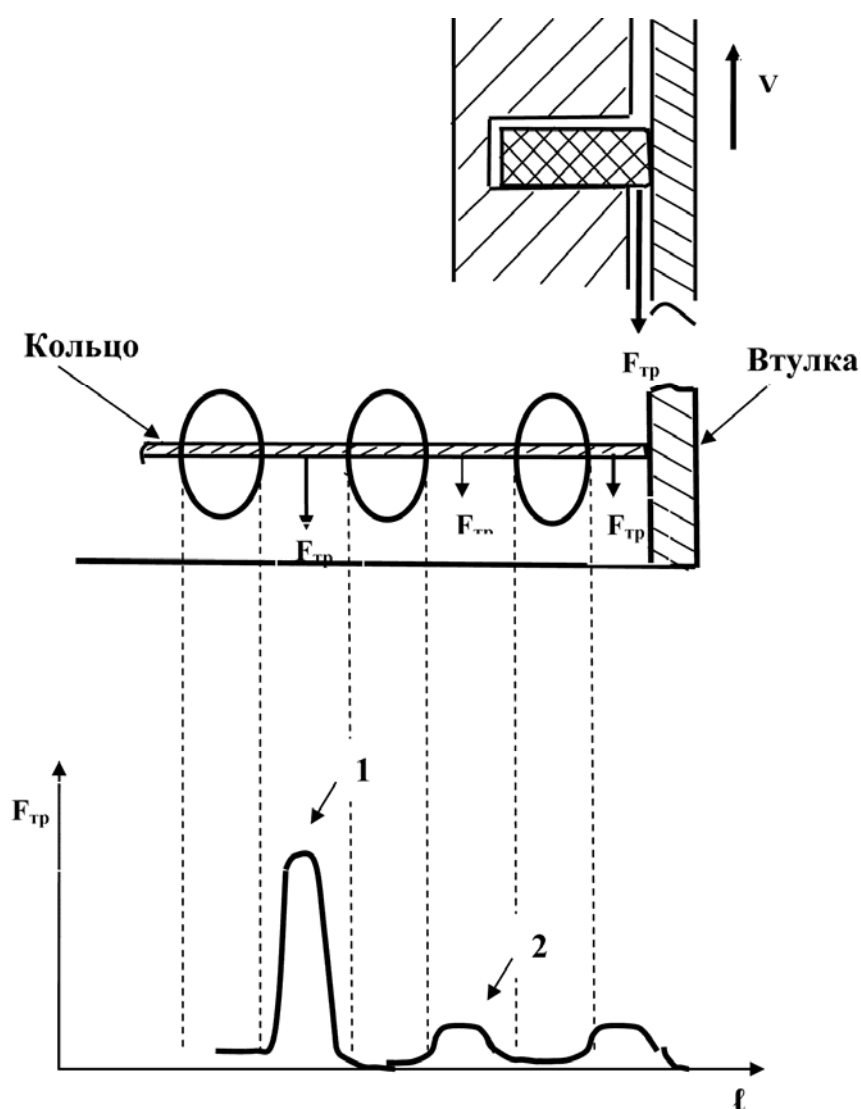


Рис. 1. Распределение сил трения между кольцом и втулкой цилиндра МОД при прохождении продувочных окон: 1 – нарушение смазки, 2 – нормальная смазка

В результате перепада силы трения вдоль периметра кольца при прохождении продувочных окон и возникновения схватываний, в поверхностном слое втулки образуется белый слой на перемычках продувочных окон, что показано на рис. 2. Таким образом, исследованиями, проведенными нами на дизелях SULZER 7RTA 62U и MAN B&W 7S60MC-C с разными системами подачи смазки, установлено, что главной причиной поломки колец является нарушение процесса смазывания оконных перемычек втулок.

Подтверждением механизма поломки колец при прохождении продувочных окон является и тот факт, что длина разрушенных фрагментов колец равна расстоянию между продувочными окнами или кратна ему. Это отчетливо видно на рис. 3, на котором 3-е и 4-е кольца поломаны. Поломанное 4-е кольцо состоит из таких сегментов.

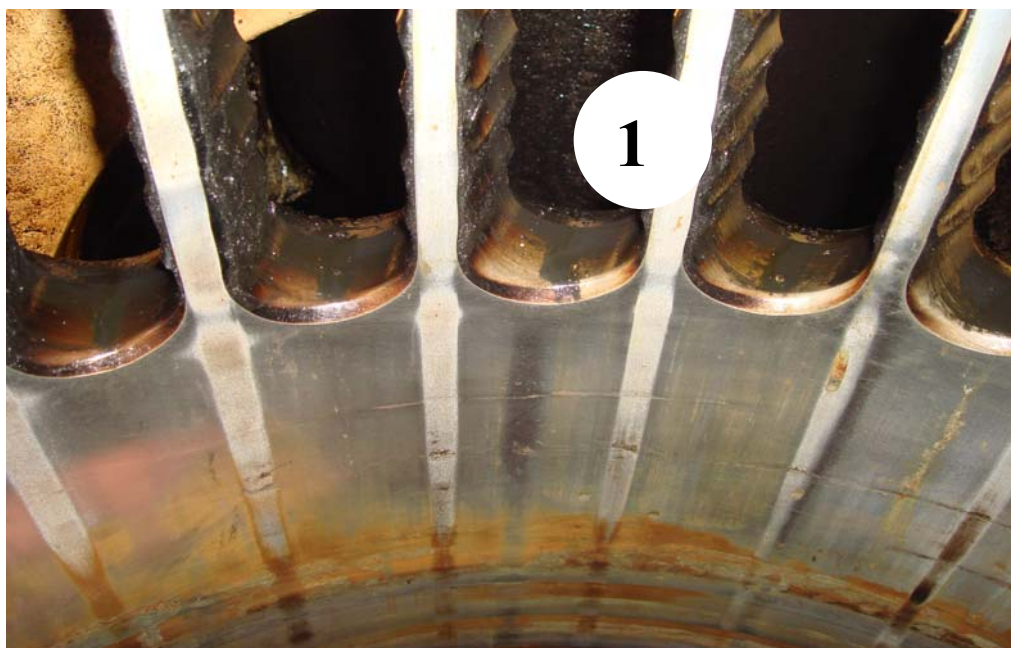


Рис. 2. Появление белого слоя на втулках цилиндров при нарушении процессов трения колец о перемычки продувочных окон. 1 – белый слой на поверхности втулки в районе перемычек



Рис. 3. Поршень двигателя SULZER 7RTA-62U с поломанными 3-м и 4-м кольцами



Рис. 4. Фрагмент поломанного уплотнительного кольца двигателя SULZER 7RTA-62U

Поломка уплотнительного поршневого кольца (рис. 4) двигателя SULZER 7RTA-62U произошла в результате деформации среза. Металлографический анализ кольца показал, что кольцо изготовлено из серого чугуна. Следов перегрева на кольце нет.

Анализ акустического сигнала приходящего от вибрационного датчика в момент приведенных поломок показал, что в вибрационном спектре появляется сигнал с частотой 800 Гц. Это однозначно указывает на нарушение процесса трения компрессионного кольца о перемычки продувочных окон.

Таким образом, получение сигнала о нарушении процессов трения на перемычках продувочных окон позволяет своевременно увеличить подачу смазки, а в случае повторения сигнала остановить двигатель, предупредив аварийную ситуацию. Если продолжается последующая эксплуатация двигателя, то появляются нарушения в процессах смазывания уже и на зеркале втулки (рис. 5).

На рис. 5, а показана широкая горизонтальная полоса графитизации втулки цилиндра, с двух сторон которой наблюдается отложение слоев деструкции масла, обусловленных его перегревом.

Последующий нагрев зеркала цилиндра приводит уже к графитизации втулки. На рис. 5, б виден выход графита из чугуна и его рас-

пределение по зеркалу цилиндра. В данном случае может произойти кратковременное улучшение условий смазывания за счет свободного графита чугуна, что усложняет идентификацию этого процесса. Дальнейшее развитие этого процесса приводит к разрушениям, приведенным на рис. 6.

*а**б*

Рис. 5. Графитизация рабочей втулки цилиндра выше продувочных окон, на которых был нарушен режим смазывания

На некоторых втулках двигателя SULZER 7RTA-62U в районе продувочных окон наблюдаются задиры глубиной 2-2,5 мм (рис. 7) которые образовались при взаимодействии с замком кольца. Это свидетельствует о том, что в результате нарушения процессов смазывания начали уже развиваться отрицательные явления и на рабочих поверхностях ручьев поршней и на самих кольцах. Характерным для данного режима работы является потеря подвижности кольца.



Рис. 6. Зеркало втулки с участками графитизации и следами схватывания и вырывания участков поверхностного слоя материала втулки



Рис. 7. Схватывание второго рода на зеркале втулки цилиндра SULZER 7RTA-62U.

Анализируя полученные результаты сигнала, приходящего от вибрационных датчиков, можно сделать выводы, что полученный сигнал в результате его идентификации может быть использован:

- в системе автоматического управления маслоподачи в цилиндр двигателя;

- в системе сигнализации при выработке сигнала о нарушении процессов смазывания;
- в системе защиты двигателя для исключения аварийных ситуаций в работе деталей ЦПГ.

Таким образом, для повышения надежности судовых двигателей внутреннего сгорания необходимо изменить алгоритм системы смазывания, разработав автоматизированную замкнутую систему, используя сигнал от системы "Scuffing" о параметрах процесса трения и изнашивания.

В результате проведенных исследований работы систем смазывания судовых двигателей внутреннего сгорания можно сделать следующие обобщения и выводы.

- Мониторинг и диагностирование технического состояния деталей ЦПГ при организации технического обслуживания по состоянию может быть построен на идентификации непрерывно получаемых сигналов от вибрационных датчиков, установленных на цилиндрических втулках двигателя.
- В работе выполнены исследования по идентификации ряда нарушений работы деталей ЦПГ при проходе ими продувочных окон.
- Установлен один из механизмов поломки поршневых колец на сегменты, длина которых равна расстоянию между окнами или кратна ему при нарушении процессов смазывания цилиндров.
- При нарушении смазки, регистрируемый системой «Scuffing» сигнал о вибрации втулки, может быть использован в системе сигнализации защиты и автоматического регулирования величины подаваемого масла в цилиндр.
- Для повышения надежности СДВС назрела необходимость разработки замкнутых автоматических систем смазывания.
- Результаты исследований показали, что скорость изнашивания деталей ЦПГ почти на порядок меньше при системе "Alfa lubricator" по сравнению с механической системой.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Энглиш К. Поршневые кольца. – М., 1963. – 361 с.
2. Семенов В.С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1977. – 182 с.
3. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. – СПб., 2005. – 135 с.

4. Возницкий И.В. Современные малооборотные двухтактные двигатели. –СПб., 2006. –121 с.
5. Ханмамедов С.А., Слободянюк Д.И. Особенности процессов трения поршней компрессоров холодильных машин // Мат-лы I междунар. науч.-техн. конф. "Холод в энергетике и на транспорте: современные проблемы кондиционирования и рефрижерации". – Николаев: НУК, 2008. – С. 271.
6. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС / Под ред. д-ра техн. наук, проф. Р.М. Петриченко. –Л., 1990. 326 с.
7. Устинов А.Н. Исследование поршневых колец дизелей. – Изд. Саратовского ун-та, 1974. –124 с.
8. Hellingman, G.J., Barrow, S.: Shipboard investigations with Selected Fuels of Tomorrow. – Helsinki: CIMAC, 1981.
9. Neate R.J., Barrow S.: SIPWA-A Shipowner's Point of View – New Sulzer Diesel Ltd, December 1990.

УДК 629.5.03:621.431

Щербицкий В.В.
ОНМА

ДИАГНОСТИКА СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК В РЕЖИМЕ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ

В современных условиях всё большего усложнения и ужесточения требований, предъявляемых к эксплуатации судовых энергетических установок (СЭУ) и систем автоматического управления (САУ), необходимо проводить непрерывное диагностирование и прогнозирование их работы в реальном времени с учётом всех возможных параметров и факторов влияния. Такая необходимость вызвана не только желанием избежать попадания СЭУ в предаварийные и аварийные ситуации, но также желанием облегчить бремя планового и внепланового технического обслуживания [1], которое вынуждены совершать члены судовой команды машинного отделения, делая ошибки и принимая неверные решения, ведущие к катастрофическим последствиям.

Анализ эксплуатации СЭУ различного производства и принципа действия [2] показывает: энергетические установки на судах достаточно часто выходят из строя по тем или иным причинам. При функционировании СЭУ в реальных морских условиях в них неизбежно будут появляться неисправности, поломки, возникать нештатные ситуации, в ряде случаев переходящие в аварии. С этими проблемами должны справляться система управления СЭУ и судовой механик, в чьём заведовании находится данная установка. Под надёжностью СЭУ понимается не отсутствие поломок, неисправностей, отказов как таковых, а своевременная идентификация неисправности, её локализация, перевод установки в щадящий режим и исключение аварии или катастрофы [3].

Когда традиционные методы технической диагностики неэффективны [4-7], одним из способов предотвращения аварий, связанных с СЭУ, является разработка и внедрение в практику эксплуатации энергетических установок экспертных диагностических систем (ЭДС). По своему функциональному назначению и структуре организации ЭДС находится на стыке систем управления СЭУ и её противоаварийных систем. ЭДС представляет собой искусственную интеллектуальную (ИИ) систему, способную в данной предметной области эффективно решать диагностические задачи [8].

На этапе внедрения ЭДС представляет собой систему информационной поддержки вахтенного механика на центральном пульте управления СЭУ. Пульты управления должны оснащаться системами оперативной диагностики, автоматически определяющими в реальном времени причины нарушения работоспособности при появлении неисправности в функционирующей установке. Наибольший эффект от использования экспертных диагностических систем достигается в случае, если при их разработке ставится задача обслуживания не только конкретных установок: дизельной, турбинной, генераторной и т. д., но объекта в целом, вместе со всей совокупностью обслуживаемых вспомогательных систем. Обладая свойствами искусственного интеллекта, экспертно-диагностические управляющие системы могут подключаться к системам управления СЭУ в автоматическом режиме.

Поддержка деятельности судовых механиков, управляющих СЭУ, системами искусственного интеллекта диктуется особенностями задач, периодически возникающих перед ними:

- плотность информационных потоков, поступающих на центральный пульт управления СЭУ в предаварийных и аварийных ситуациях, достигает 30÷50 Мбит/с. Удовлетворительно справиться с обработкой такого объема информации в короткий промежуток времени и сформировать правильные заключения об истинном техническом состоянии оборудования могут только специализированные электронно-машинные средства;
- постоянно пополняемый опыт эксплуатации СЭУ должен точно фиксироваться, надёжно, длительно и без потерь храниться и эффективно использоваться в практике эксплуатации СЭУ. Это требование может быть выполнено при использовании различных носителей памяти, обеспечивающих работу экспертных систем;
- опыт эксплуатации СЭУ должен использоваться на всех подобных или однотипных объектах путем фиксации, анализа, формализации и тиражирования в системах искусственного интеллекта на других объектах;
- специфика работы судового механика, управляющего СЭУ с центрального пульта управления (ЦПУ), характеризуется периодическими стрессами, неблагоприятными, а порой, и опасными для здоровья человека ситуациями, в которых более надёжно и устойчиво могут работать машинные средства с

программами диагностических экспертных систем и искусственного интеллекта в диалоговом режиме;

- задачи, возникающие перед механиками, обслуживающим СЭУ в предаварийных ситуациях, столь сложны и нестандартны, а временной ресурс для принятия решения так мал, что их реализация носит эвристический характер. Решение этих задач требует применения эмпирических правил с использованием широкого технического опыта, правил дедукции, методов оперативного многофакторного прогноза. Теоретически они могут быть решены посредством классического математического аппарата, но практически трудно решаемы из-за отсутствия необходимого количества замеров диагностических параметров на объекте. Поэтому подобные задачи должны решаться в условиях реального времени методами ЭДС и систем ИИ. В определённом смысле, это последнее средство, когда другие методы уже не работают [8].

Для современной судовой энергетической установки (СЭУ) были выполнены проработки алгоритмов оперативного технического диагностирования оборудования СЭУ – алгоритмы поиска причин нарушения работоспособности.

На втором этапе апробации методики и её проверки были построены расширенные диагностические модели СЭУ, сформулированы принципы формирования новой базы знаний и принцип построения расширенных алгоритмов ЭДС.

Полученные алгоритмы позволяют в автоматическом режиме в реальном масштабе времени решать задачи поиска причин нарушения работоспособности в объёме всей СЭУ, а также за счет более глубокого анализа, идентифицирующего аномальные состояния установки по вине посторонних внешних причин распознавать предаварийные ситуации. При разработке алгоритмов были использованы известные в теории искусственного интеллекта методы: теории семантических сетей, логических правил, фреймов и др. [8, 9].

Основные положения методики построения ЭДС поддержки судомеханика, управляющего СЭУ следующие:

- анализ структуры оборудования СЭУ, возможности и целесообразности выделения отдельных функционально-самостоятельных элементов (ФСЭ) оборудования как потенциальных причин нарушения работоспособности СЭУ, разработка-согласование критериев структурной значимости элементов;

- построение диагностической модели установки в объёме обеспечения задач поиска причин нарушения работоспособности, которая включает следующие структурно-функциональные части:
- структурно-диагностическую схему объекта в виде сети функционально-самостоятельных элементов, связей между ними и связей с внешней средой;
- функционально-диагностическую модель объекта, содержащую аналитическое описание рабочих процессов в ФСЭ и перечень диагностических контролируемых параметров;
- логическую диагностическую модель объекта в виде сети логических элементов, каждый из которых описывается системой логических уравнений выходных сигналов, полученных из дискретно преобразованных диагностических параметров;
- матрицу технических состояний с дискретными значениями логических выходных сигналов по результатам решения системы логических уравнений выходных сигналов. Матрица технических состояний (ТС) является физико-математической основой алгоритмов оперативного диагностирования – алгоритмов поиска причин нарушения работоспособности.
- построение диагностической экспертной модели объекта на базе матрицы ТС путём её расширения. Особенности данного этапа моделирования:
- для каждого ФСЭ определяются все имеющиеся энергетические, конструктивные, управляющие и даже возможные временные связи с другими элементами оборудования;
- за счёт дополнительных логических элементов других взаимосвязанных систем, временных связей и элементов-факторов внешней среды, выявленных по результатам последнего анализа, достраивается логическая диагностическая модель объекта. Эти дополнительные элементы и связи могут иметь или не иметь установленных датчиков контроля.

Полученное множество дополнительных выделенных связей и параметров вместе с массивом параметров диагностической модели «матрица ТС» являются базой для ассоциативных, эвристических и экспертных выводов при распознавании и уточнении нештатных, не табличных и неопределённых ситуаций. На данном этапе определяется массив необходимой дополнительной диагностической информации, перечень требующихся дополнительных датчиков контроля.

Массив дополнительной диагностической информации извлекается из характеристических уравнений неопорных связей для определения информативных параметров.

Следующим этапом в построении диагностической экспертной модели является разработка логических уравнений, описывающих аномальные ситуации в СЭУ. Так как единицей структурного деления оборудования в основной матричной сети ТС является функционально-самостоятельный элемент, то для каждого ФСЭ, потенциально являющегося причиной образования аномальной ситуации, составляются логические уравнения графов аномальных ситуаций (Γ) и логические уравнения эвристик (\mathcal{E}). Причём, количество графов и эвристик не ограничено.

$$\Gamma_i = \Gamma_{i-1} \vee \Gamma_{i-2} \vee \Gamma_{i-3} \vee \dots \vee \Gamma_{i-n}; \quad (1)$$

$$\mathcal{E}_i = \mathcal{E}_{i-1} \vee \mathcal{E}_{i-2} \vee \mathcal{E}_{i-3} \vee \dots \vee \mathcal{E}_{i-n}, \quad (2)$$

где i – номер ФСЭ оборудования; \vee – знак логического сложения «или».

Таким образом, с привлечением экспертов высшей квалификации, с максимальным использованием накопленного опыта эксплуатации энергетических установок, для каждого ФСЭ составляются наборы логических уравнений (графов и эвристик), являющихся экспертными образами гипотетических аномальных ситуаций на установке или объекте, которые, по мнению экспертов-практиков, могут произойти в различных условиях эксплуатации.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Фока А.А. и др. Техническое обслуживание судна в рейсе: Справочник. – М.: Транспорт, 1984. – 320 с.
2. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей. – М: Транспорт, 1986.
3. Ланчуковский В.И. Безопасное управление судовыми энергетическими установками. – Одесса: Астропринт, 2004. – 232 с.
4. Багерман А.З. Новые подходы к диагностированию неисправностей газотурбинного двигателя / А.З. Багерман [и др.] // Судостроение, 1995. – № 2-3. С. 31-33.
5. Берденников А.А. Моделирование автоматизированных двигатель-двигательных комплексов / А.А. Берденников, А.И. Шраер. – Л.: Судостроение, 1981. – № 11. – С. 22-24.
6. Кунаев М.А., Мясников Ю.Н., Байдуник З.Я., Павлов А.А. Методические основы разработки диагностического обеспечения

энергетических установок кораблей ВМФ. // Тр. 2-ой Всесоюз. науч.-техн. конф. «Контроль и диагностика общей техники», ВИМИ 28-30.11.1989.

7. Кандауров Ю.Н. Алгоритмическое и программное обеспечение параметрического диагностирования корабельных газотурбинных двигателей / Ю.Н. Кандауров [и др.] // Судостроение. – 1998. – № 4–3. – С. 26-30.
8. Субботін С.О. Подання й обробка знань у системах штучного інтелекту та підтримки прийняття рішень – Запоріжжя: ЗНТУ, 2008. – 341 с.
9. Субботін С.О., Олійник А.О., Олійник О.О. Неітеративні, еволюційні та мультиагентні методи синтезу нечіткологічних і нейромережних моделей: Монографія / Під заг. ред. С.О. Субботіна. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2009. – 375 с.

УДК 621.7.023

Голиков В.А., Анфиногентов В.В.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОСТАТКА НЕФТЕПРОДУКТОВ НА ПОВЕРХНОСТЯХ ГРУЗОВОГО ОТСЕКА ПОСЛЕ ВЫГРУЗКИ ТАНКЕРА

Постановка проблемы в общем виде. Одной из вспомогательных задач исследования, цель которого – повышение эффективности процесса мойки грузовых отсеков танкеров за счет уменьшения трудо- и энергозатрат, сокращения продолжительности процесса мойки и потерь эксплуатационного времени, а также снижения количества нефти, сбрасываемой в море с моющей водой, является анализ адгезионного и когезионного взаимодействий процесса образования слоя нефтеостатков на поверхностях грузового отсека после выгрузки танкера. Именно эти взаимодействия обеспечивают удержание оставшихся (после стекания излишков) нефтепродуктов на поверхностях отсека и определяют толщину δ их слоя. От этого показателя зависит общее количество нефтеостатков, налипших на поверхности грузовых отсеков танкера, а следовательно, и затраты энергии на гидромониторную очистку отсеков [1].

Анализ исследований и публикаций последних лет. Немногочисленные исследования налипаемости товарных нефтепродуктов на поверхности грузовых отсеков танкеров старой конструкции относятся к 60-ым – 70-ым годам прошлого века. Эти исследования проводились Горьковским институтом инженеров водного транспорта, Всесоюзным научно-исследовательским институтом транспорта нефти (ВНИИТнефть) и научно-исследовательским институтом транспорта нефти (НИИТранснефть). В экспериментах использовались стальные пластины, подвергнутые воздействию коррозии.

К сожалению, научная и практическая ценность результатов этих исследований к настоящему времени весьма снизилась по следующим причинам:

- существенно изменились номенклатура и физико-химические параметры нефтепродуктов, особенно мазутов, используемых на морском транспорте;
- грузовые отсеки современных танкеров имеют гладкие (не подверженные воздействию коррозии) стальные окрашенные поверхности.

Выделение не решенной ранее части общей проблемы и ее связь с важными научными или практическими заданиями. В настоящее время отсутствует модель состояния слоя нефтепродуктов, налипших на поверхности грузового отсека после выгрузки танкера и полного стекания излишков жидкой фазы, достоверно описывающая связь между пространственной характеристикой слоя – толщиной и физико-химическими показателями нефтепродукта. Это не позволяет решить общую задачу исследований по совершенствованию процесса предремонтной мойки грузовых танков нефтеналивных судов, которая соответствует основным направлениям "Государственной целевой экономической программы энергоэффективности на 2010-2015 гг.", утвержденной Постановлением Кабинета Министров Украины от 01.03.2010 г. №243 и "Отраслевой программы повышения энергоэффективности в сфере транспорта и связи на 2010-2014 гг.", согласованной письмом Национального агентства Украины по вопросам обеспечения эффективного использования энергетических ресурсов от 28.10.2009 г. №1753-01/13/2-09 и решением коллегии Минтрансвязи от 17.09.2009 г. №18.

Цель настоящего исследования – поиск модели, описывающей состояние слоя нефтепродуктов, оставшихся на поверхностях грузового отсека после выгрузки танкера, и установление взаимосвязей между их количеством (толщиной слоя) и физико-химическими характеристиками нефтепродукта, что является весьма важной научной задачей.

Изложение основного материала исследования. В основе процесса налипания нефтепродуктов или другой вязкой жидкости на поверхность твердого тела лежит процесс смачивания этой поверхности жидкостью [2, 3]. Характер смачивания определяется прежде всего физико-химическими взаимодействиями на поверхности раздела фаз, которые участвуют в смачивании.

Смачивание и адгезия — это две стороны одного и того же явления, возникающего при контакте жидкости с твердой поверхностью, при этом адгезия обуславливает взаимодействие между твердым телом и находящейся в контакте с ним жидкостью, а смачивание – это явление, которое имеет место в результате этого взаимодействия.

Поскольку толщина пристенного адгезионного слоя соизмерима с размерами молекул [2], толщина всего объема нефтепродуктов, налипших на поверхности грузового отсека танкера, определяется, главным образом, толщиной его наружного слоя, который контакти-

рует с пристенным адгезионным слоем и газообразной средой грузового отсека, и в котором действуют силы когезионного межмолекулярного взаимодействия.

Работа когезии W_k , которая определяет величину этих сил, а следовательно и толщину слоя, напрямую зависит от σ — поверхностного натяжения нефтепродуктов на границе раздела фаз жидкость-газ ($W_k = 2\sigma$).

Прочность адгезионного соединения между нефтепродуктами и поверхностью грузового отсека и толщина адгезионного слоя определяются величиной работы адгезии W_a , которая также является функцией σ .

Таким образом, есть все основания заключить, что поверхностное натяжение σ является одним из физико-химических параметров, определяющих процесс формирования слоя нефтепродуктов на поверхности грузового отсека танкера и толщину этого слоя.

Первые исследования толщины слоя жидкости, остающейся при стекании со стенки или на плоской вертикальной пластине, извлеченной из жидкости, относятся к 30-ым годам прошлого века [4, 5]. В этих исследованиях, в основном, решались чисто методические задачи, и лишь немногие имели прикладной характер, но и они не получили практического использования. В качестве параметров жидкости, определяющих толщину её слоя, большинство авторов учитывали только η — динамическую вязкость жидкости и ρ — её плотность.

Изучая количество жидкости, остающейся на стенках вискозиметра, при свободном её истечении с постоянной скоростью u , исследователи из США Ф. Гутчер и Г. Уорд вывели следующую формулу для определения толщины слоя жидкости:

$$\delta = \left(\frac{2u\eta}{9\rho g} \right)^{0,5}. \quad (1)$$

Экспериментальная проверка этого уравнения показала, что фактическая толщина слоя жидкости больше её расчетного значения. Как признали сами авторы, это связано с тем, что ими не было учтено влияние поверхностного натяжения жидкости на толщину ее слоя.

В 1943 г. Б.В. Дерягиным была предложена аналогичная формула для определения толщины слоя жидкости, остающейся на вертикальной пластине, извлекаемой из жидкости с постоянной скоро-

стью u , также не учитывающая поверхностного натяжения жидкости:

$$\delta = \frac{2}{3} \left(\frac{u\eta}{\rho g} \right)^{0,5} . \quad (2)$$

В дальнейшем, развивая исследования в рассматриваемом направлении, Б.В. Дерягиным, Л.Д. Ландау и В.Г. Левичем была получена формула для определения толщины слоя жидкости на извлекаемой из жидкости вертикальной пластине, учитывающая кроме динамической вязкости и плотности также и поверхностное натяжение жидкости:

$$\delta = 0,938 \frac{(\eta u)^{0,667}}{(\rho g)^{0,5} \sigma^{0,167}} . \quad (3)$$

Приведенные формулы не пригодны для определения толщины слоя нефтепродуктов, оставшихся на поверхности грузового отсека танкера после его опорожнения, так как не учитывают полного стекания излишков жидкой фазы. Однако, как показали проверочные расчеты, формулу (3) можно использовать для ориентировочного определения толщины слоя нефтепродуктов, остающихся на вертикальных гладких стенках грузового отсека непосредственно за опускающимся со скоростью u уровнем нефтепродуктов в процессе выгрузки танкера.

Формула (2) не подходит даже для этой цели, так как авторы [4] рекомендуют её использование при условии выполнения неравенства $\eta u / \sigma \gg 1$. При выгрузке танкера скорость снижения уровня груза составляет около $0,000556 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ ($2,0 \text{ м} \cdot \text{час}^{-1}$), а при этом $\eta u / \sigma \ll 1$ для всех видов нефтепродуктов.

На каждую материальную точку (или элементарный объем) слоя нефтепродуктов, оставшихся на поверхностях грузового отсека после выгрузки танкера, действует сила тяжести $F_T = \rho g$. Движению материальной точки под воздействием этой силы препятствует сила внутреннего трения, прямо пропорциональная динамической вязкости η и U – скорости перемещения материальной точки. Кроме того движению противодействуют силы межмолекулярного взаимодействия внутри слоя нефтепродуктов, величина которых определяется работой когезии, т.е. σ .

Если сила тяжести превосходит результирующее противодействие силы внутреннего трения и сил когезионного взаимодействия, имеет место процесс стекания части слоя нефтепродуктов.

После того как излишки жидкой фазы полностью стекли ($U = 0$ и $F_{\text{тр}} = 0$), каждая материальная точка слоя нефтепродуктов сохраняет состояние неподвижности за счет сил адгезионного (если точка граничит с поверхностью отсека) и когезионного взаимодействия, которые нейтрализуют (уравновешивают) действие силы тяжести.

Таким образом, физико-химическими характеристиками нефтепродуктов, которые определяют процесс образования их слоя на поверхностях грузового отсека танкера и толщину этого слоя, являются: σ – поверхностное натяжение ($\text{кг}\cdot\text{с}^{-2}$), η – динамическая вязкость ($\text{кг}(\text{м}\cdot\text{с})^{-1}$), ρ – плотность ($\text{кг}\cdot\text{м}^{-3}$).

Следует заметить, что зависимости (2) и (3) получены в результате решения дифференциальных уравнений, составленных на основе анализа системы гидродинамических уравнений движения жидкости. При таком подходе к решению задачи возникает необходимость оперировать с дифференциальными уравнениями третьего порядка [5]. Интегрирование таких уравнений приводит к появлению трех произвольных постоянных, для определения которых необходимо вводить граничные условия. Формулирование этих условий требует принятия определенных допущений, в результате чего снижается точность описания исследуемого процесса полученным уравнением и сужается область его использования.

Что касается задачи определения толщины слоя нефтепродуктов, оставшихся на поверхностях грузового отсека после полного стекания излишков, т.е. когда скорость движения стекающей пленки $U=0$, использование для её решения уравнений гидродинамики невозможно.

Как уже отмечалось, этот слой удерживается на поверхности только за счет сил межмолекулярного взаимодействия, определяющих природу адгезии и когезии. Следует учесть также, что смачивание и налипание жидкой среды на поверхности твердых тел – весьма сложный физико-химический процесс, который протекает в гетерогенной системе и определяется свойствами жидкости и твердого тела. Теории, которая бы удовлетворительно описывала это явление, в настоящее время нет.

Поэтому представляется целесообразным для решения поставленной задачи использование метода анализа размерностей, применение которого в подобных случаях даёт хорошие результаты [6, 7].

Количество нефтепродуктов, оставшихся на поверхности грузового отсека танкера после его выгрузки, характеризуется коэффици-

ентом налипаемости K ($\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}$), равным массе нефтепродуктов, налипших на поверхность площадью $1,0 \text{ м}^2$. Указанный коэффициент связан с толщиной слоя налипших нефтепродуктов соотношением $K = \rho\delta$, где ρ — плотность нефтепродуктов.

Процесс взаимодействия слоя нефтепродуктов с поверхностью грузового отсека характеризуется только поверхностным натяжением нефтепродуктов σ ($\text{кг}\cdot\text{с}^{-2}$) и плотностью ρ ($\text{кг}\cdot\text{м}^{-3}$). Их динамическая вязкость η ($\text{кг}(\text{м}\cdot\text{с})^{-1}$) в этом случае не учитывается, т.к. отсутствует явление стекания нефтепродуктов ($U = 0$) и сила трения $F_{\text{тр}} = f(\eta) = 0$.

Этот процесс описывает безразмерный комплекс $\rho\sigma / K^2 g$, полученный в результате анализа размерностей указанных параметров.

С другой стороны, количество слоя нефтепродуктов, оставшихся на поверхности грузового отсека после стекания их излишков, безусловно, зависит от количества стекшей фазы, которое является функцией таких физико-химических показателей нефтепродукта, как η , ρ и σ , т.е.

$$\rho\sigma / K^2 g = f(\eta, \rho, \sigma) \quad (4)$$

Для преобразования выражения (4) в безразмерную зависимость заменим размерные показатели η , ρ и σ на безразмерные относительные показатели η^* , ρ^* и σ^* :

$$\eta^* = \eta / \eta_{\text{в}},$$

где $\eta_{\text{в}} = 0,001005 \text{ кг}(\text{м}\cdot\text{с})^{-1}$ — динамическая вязкость дистиллированной воды при 20°C ;

$$\rho^* = \rho / \rho_{\text{в}},$$

где $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-3}$ — плотность дистиллированной воды;

$$\sigma^* = \sigma / \sigma_{\text{в}},$$

где $\sigma_{\text{в}} = 0,07275 \text{ кг}\cdot\text{с}^{-2}$ — поверхностное натяжение дистиллированной воды при 20°C .

Поскольку η^* , ρ^* и σ^* зависят от температуры нефтепродуктов, то посредством этих физико-химических показателей учитывается и температурный режим процесса образования слоя нефтеостатков на поверхностях грузового отсека.

Таким образом, исходную структуру модели в виде безразмерной функциональной зависимости, описывающей процесс формирования слоя нефтепродуктов на поверхностях грузового отсека после его опорожнения, можно представить следующим образом:

$$\rho\sigma / K^2 g = f(\eta^*, \rho^*, \sigma^*). \quad (5)$$

Вид этой функциональной зависимости определялся по методике, изложенной в [8], при этом анализировалась каждая из частных функций:

$$\rho\sigma / K^2 g = f_1(\eta^*); \quad \rho\sigma / K^2 g = f_2(\rho^*); \quad \rho\sigma / K^2 g = f_3(\sigma^*). \quad (6)$$

Для анализа этих функций были использованы экспериментальные данные, полученные С.М. Нунупаровым [9] при исследовании налипаемости различных типов нефтей на стальную гладкую вертикальную поверхность. Как показали результаты проверки, каждая из указанных частных зависимостей (6) является степенной функцией и описывается уравнением вида $y = ax^b$.

Поскольку все частные зависимости являются уравнениями одного вида, для описания процесса формирования слоя нефтепродуктов на поверхностях грузового отсека танкера и оценки количества нефтепродуктов и толщины их слоя рекомендуется модель в виде безразмерной степенной зависимости:

$$\rho\sigma / K^2 g = A(\eta^*)^a (\rho^*)^b (\sigma^*)^c. \quad (7)$$

Выводы и перспективы дальнейших исследований. Предполагаемое в дальнейшем определение значений коэффициентов и показателей степеней модели (7) методами регрессионного и корреляционного анализа с использованием экспериментальных данных о налипаемости различных видов нефтепродуктов на поверхности грузового отсека танкера позволит получить ряд зависимостей, описывающих взаимосвязь между геометрическим параметром слоя нефтепродуктов – толщиной и его физико-химическими характеристиками. Это, в свою очередь, позволит достоверно оценить количество нефтепродуктов, остающихся на поверхностях грузовых отсеков после выгрузки танкера, поштатейно каждую из составляющих общих энергозатрат процесса гидромониторной очистки отсеков [1] и решить главную задачу исследования – минимизировать трудо- и энергозатраты процесса предремонтной мойки грузовых отсеков танкера.

ЛИТЕРАТУРА

1. Голиков В.А. Энергетический баланс процесса гидромониторной очистки емкостей от остатков нефтепродуктов / Голиков В.А., Анфиногентов В.В. // Судовые энергетические установки

- и системы: Эксплуатация и ремонт: III междунар. науч.-техн. конф. – Одесса: ОНМА, 2009. – С. 120-126.
2. Зимон А.Д. Адгезия жидкости и смачивание / Зимон А.Д. – М.: Химия, 1974. – 413 с.
 3. Сумм Б.Д. Физико-химические основы смачивания и растекания / Сумм Б.Д., Горюнов Ю.В. – М.: Химия, 1976. – 231 с.
 4. Дерягин Б.В. Физико-химия нанесения тонких слоев на движущуюся подложку / Дерягин Б.В., Леви С.М. – М.: Издательство АН СССР, 1959. – 209 с.
 5. Левич В.Г. Физико-химическая гидродинамика / Левич В.Г. – М.: Физматгиз, 1959. – 699 с.
 6. Григорьев Г.А. О применении теории размерностей для описания кинетики смачивания твердых тел жидкостью / Григорьев Г.А., Лапин В.Л., Белевский В.С., Жуховицкий А.А. // Смачиваемость и поверхностные свойства расплавов и твердых тел. – К.: Наукова думка, 1972. – С. 80-83.
 7. Варданян Г.С. Основы теории подобия и анализа размерностей / Варданян Г.С. – М.: Московский инженерно-строительный институт им.В.В.Куйбышева, 1977. – 121 с.
 8. Численные методы / [Данилина Н.И., Дубровская Н.С., Кваша О.П. и др.]. – М.: Высшая школа, 1976. – 368 с.
 9. Нунупаров С.М. Исследование образования неоткачиваемых остатков сырых нефтей в зависимости от условий морских перевозок на танкерах, с целью предотвращения загрязнения моря: дис. ... кандидата техн. наук: 05.08.05 / Нунупаров С.М. – Одесса, 1974. – 147 с.

УДК 624.534

Ивановская А.В.
КГМТУ

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АДАПТИВНОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ

Введение. Интенсивное развитие техники, рост скоростей движения требуют повышения надежности и комфортности транспортных средств. Возникает необходимость дальнейшего совершенствования элементной базы. В значительной мере это относится к устройствам гашения колебаний. Актуальным является решение задачи о прохождении механической системы зоны резонанса или о снижении амплитуды колебаний [1]. К примеру, ряд судовых устройств при разгоне имеют широкий спектр частотного диапазона. Гасители колебаний, имеющие постоянные параметры, (неадаптивные), не исключают попадание системы в резонансную зону. Поэтому перспективным является разработка демпфирующих систем, имеющих возможность автоматически адаптироваться к режимам работы механической системы.

Постановка задачи. Разработать математическую модель адаптивного гасителя колебаний, позволяющего при переходном режиме работы механической системы отстраиваться от резонансной зоны частот. На основе полученной математической модели провести имитационное моделирование работы виброгасителя при изменении его параметров.

Результаты исследований. За основу взята упруго-вязкая реологическая модель Кельвина-Фойгта (рис. 1).

Очевидно, что для решения главной задачи варьирования амплитудно-частотного спектра воспринимаемых колебаний, необходимо чтобы параметры гасителя колебаний (квазиупругий коэффициент, а также коэффициент, характеризующий трение среды) были переменными. На основе принятой расчетной схемы получим следующую математическую модель

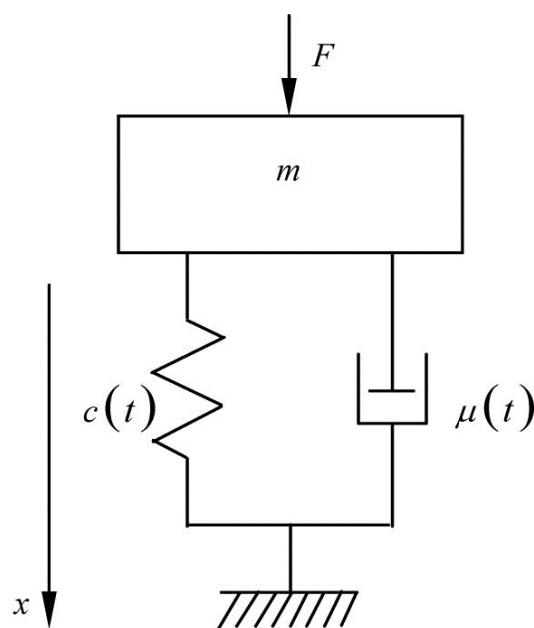


Рис. 1. Упруго-вязкая реологическая модель Кельвина-Фойгта

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \mu(t) \frac{dx}{dt} + c(t)x = F \sin \omega t, \quad (1)$$

где m — масса механической системы; $\mu(t)$ — переменный коэффициент вязкости; $c(t)$ — переменный коэффициент жесткости; $F \sin \omega t$ — динамическая нагрузка.

В математической модели (1) изменение жесткости и вязкости во времени предполагается только при переходных режимах работы механической системы. При установившемся режиме они являются постоянными, и их значение выбирается, исходя из требуемых условий работы.

Для того чтобы указанное уравнение интегрировалось в квадратурах [3, 5] будем считать, что коэффициенты вязкого трения и жесткости возрастают по законам

$$\mu(t) = \frac{\mu_0}{1-kt} \text{ и } c(t) = \frac{c_0}{(1-kt)^2}. \quad (2)$$

Это обусловлено экспериментальными исследованиями и практической реализуемостью элемента с переменными коэффициентами жесткости и вязкости.

С учетом этого уравнение (1) принимает вид

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{\mu_0}{1-kt} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{c_0}{(1-kt)^2} x = F \sin \omega t. \quad (3)$$

Для его решения запишем соответствующее дифференциальное уравнение свободных колебаний системы [4]

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{\mu_0}{1-kt} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{c_0}{(1-kt)^2} x = 0. \quad (4)$$

Для определения закона свободных колебаний механической системы с переменными параметрами используем предложенную нами ранее методику решения отдельного класса однородных линейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами [3].

Так как в исходном уравнении (4) инерционный коэффициент является постоянным, то представим данное уравнение в следующей форме

$$C_0 \frac{d^2 x}{dt^2} + \left[C_1 f'(t) - \frac{C_0 f''(t)}{f'(t)} \right] \frac{dx}{dt} + C_2 [f'(t)]^2 x = 0, \quad (5)$$

где C_0 , C_1 и C_2 — постоянные величины, а $z = f(t)$ — определяющая функция.

Сравнив данное уравнение (5) с дифференциальным уравнением свободных колебаний (4), получим

$$\begin{cases} C_0 = m \\ C_1 f'(t) - \frac{C_0 f''(t)}{f'(t)} = \frac{\mu_0}{1-kt} \\ C_2 [f'(t)]^2 = \frac{c_0}{(1-kt)^2} \end{cases}$$

Отсюда

$$\begin{cases} C_0 = m \\ C_1 = \mu_0 + mk \\ C_2 = c_0 \\ f(t) = -\frac{1}{k} \ln(1-kt) \end{cases} \quad (6)$$

Следовательно, однородное уравнение, но уже с постоянными коэффициентами и с производными по новой переменной z будет иметь вид

$$m \frac{d^2 x}{dz^2} + (\mu_0 + mk) \frac{dx}{dz} + c_0 x = 0.$$

Представим его в форме

$$\frac{d^2 x}{dz^2} + 2b \frac{dx}{dz} + \omega_0^2 x = 0, \quad (7)$$

где $\frac{\mu_0}{m} + k = 2b$ и $\omega_0^2 = \frac{c_0}{m}$.

Решение уравнения (7) можно представить в виде

$$x_0(z) = a e^{-bz} \sin(\omega_1 z + \gamma), \quad (8)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - b^2}$. Постоянные величины a и γ определяются, исходя из начальных условий [2].

Учитывая, что в последнем равенстве в системе (6)

$$z = f(t) = -\frac{1}{k} \ln(1-kt), \quad (9)$$

получим $t = \frac{1}{k}(1 - e^{-kz})$. Тогда исходное дифференциальное уравнение, выраженное через новую переменную z , но уже с постоянными коэффициентами, принимает вид

$$\frac{d^2x}{dz^2} + 2b \frac{dx}{dz} + \omega_0^2 x = \frac{F}{m} \sin \left[\frac{\omega}{k} (1 - e^{-kz}) \right]. \quad (10)$$

Учитывая (8), находим частное решение в форме

$$x_r(z) = A(z) \sin \left[\frac{\omega}{k} (1 - e^{-kz}) \right] + B(z) \cos \omega \left[\frac{\omega}{k} (1 - e^{-kz}) \right], \quad (11)$$

где $A(z) = \frac{\begin{vmatrix} 0 & \omega_0^2 - \omega^2 e^{-2kz} \\ F/m & \omega e^{-kz} (k - 2b) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \omega e^{-kz} (2b - k) & \omega_0^2 - \omega^2 e^{-2kz} \\ \omega_0^2 - \omega^2 e^{-2kz} & \omega e^{-kz} (k - 2b) \end{vmatrix}};$

$$B(z) = \frac{\begin{vmatrix} \omega e^{-kz} (2b - k) & 0 \\ \omega_0^2 - \omega^2 e^{-2kz} & F/m \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \omega e^{-kz} (2b - k) & \omega_0^2 - \omega^2 e^{-2kz} \\ \omega_0^2 - \omega^2 e^{-2kz} & \omega e^{-kz} (k - 2b) \end{vmatrix}}.$$

Затем, учитывая (9), переходим к исходной переменной t . Тогда искомый закон движения принимает форму

$$x(t) = a(1-kt)^{\frac{b}{k}} \sin \left(-\frac{\omega_1}{k} \ln(1-kt) + \gamma \right) + A(t) \sin \omega t + B(t) \cos \omega t. \quad (12)$$

Этот закон движения позволяет анализировать работу виброгасителя при изменении его параметров $\mu(t)$ и $c(t)$ по закону (2).

В частности, для $\mu_0 = 400$ Нс/м; $c_0 = 4 \cdot 10^4$ Н/м график этого движения представлен на рис. 2.

При расчете виброгасителя колебаний механической системы следует учитывать, что в некоторый момент времени система может попасть в резонансную зону. Поэтому необходимо регулировать параметры системы таким образом, чтобы пройти эту зону с небольшой амплитудой и выйти на допустимый режим работы (рис. 3).

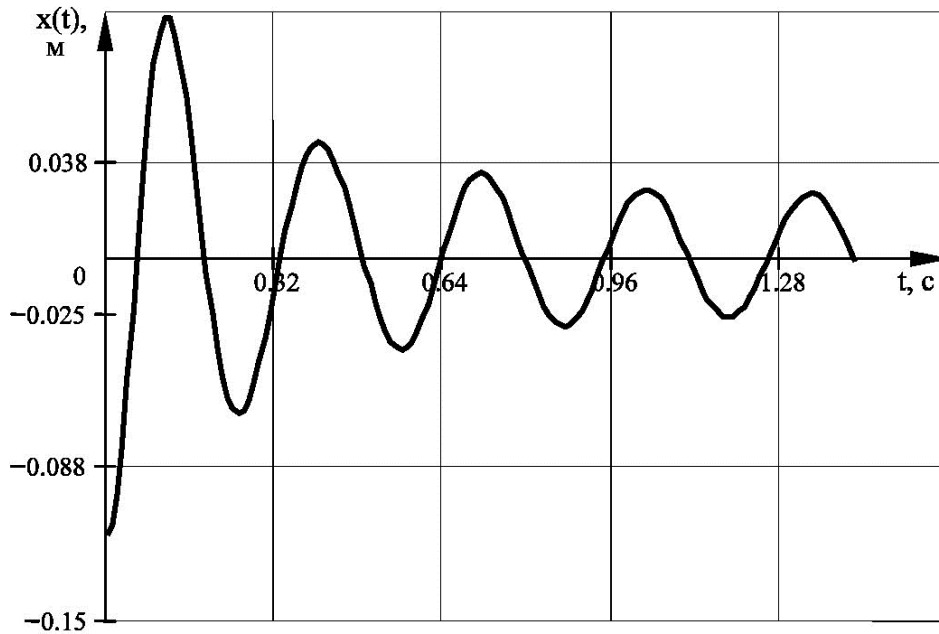


Рис. 2

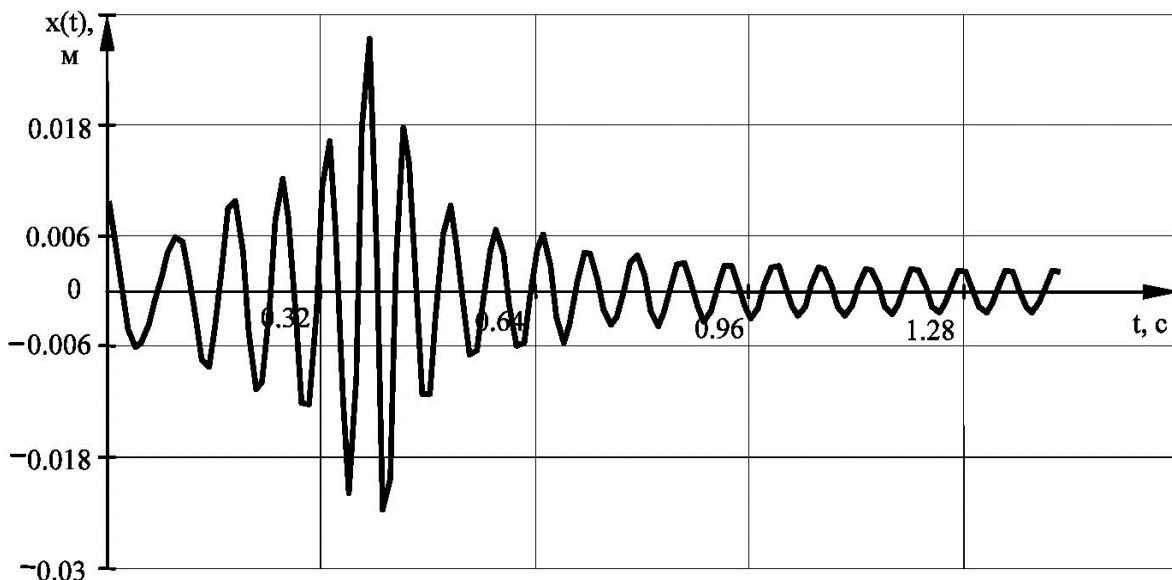


Рис. 3

Учитывая, что при резонансе $\omega_0 = \omega$, из соотношений (9) и (2), можно получить время вхождения в зону резонанса

$$t_r = \frac{1}{k} \left(1 - \frac{1}{\omega} \cdot \sqrt{\frac{c_0}{m}} \right).$$

Выводы. Получена математическая модель адаптивного гасителя колебаний и найдено аналитическое решение, позволяющее провести количественный и качественный анализ данного устройства. Проведено имитационное моделирование, исследован случай прохождения механической системой резонансной зоны. Подтверждено

преимущество использования гасителя колебаний с управляемыми параметрами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
2. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч.2. Динамика. – М.: Высшая школа, 1977. – 530 с.
3. Кислый А.А., Ивановский Н.В., Ивановская А.В. Интегрирование линейных дифференциальных уравнений третьего порядка с переменными коэффициентами // Сб. науч. трудов КГМТУ. – 2008. – Вып. 9. – Керчь: КГМТУ, 2008. – С. 38-41.
4. Кислый А.А., Ивановская А.В. О свободном движении системы с переменными параметрами // Сб. науч. трудов КГМТУ. – 2009. – Вып. 10. – Керчь: КГМТУ, 2009. – С. 31-34.
5. Кислый А.А., Ивановская А.В. Движение системы с переменными параметрами под действием возмущающей силы // Сб. науч. трудов КГМТУ. – 2009. – Вып. 10. – Керчь: КГМТУ, 2009. – С. 27-30.

УДК 621.431.74

Аболешкин С.Е.
ОНМА

АДИАБАТНЫЙ КПД РАСЧЕТНОГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ

Современные условия эксплуатации судовых дизелей характеризуются повышенными требованиями к эффективным и теплоэнергетическим показателям их работы. Оценку теплоэнергетических показателей дизелей, степени совершенства индикаторного процесса можно производить путем сравнения индикаторного η_i и адиабатного η_a КПД расчетных циклов [1].

Важнейшими факторами, влияющими на эффективные и теплоэнергетические показатели работы двигателей, являются процессы, происходящие в рабочих цилиндрах, в связи с чем изучению условий протекания рабочих циклов, определению их основных параметров уделяется большое внимание. Сравнительный анализ индикаторного и адиабатного процессов, протекающих в цилиндре двигателя, позволяет определить относительную величину тепловых потерь в цикле, дает необходимые исходные данные для создания более рациональных конструкций двигателей, совершенствования процесса сгорания топлива, позволяет решать возникающие теоретические, практические и эксплуатационные задачи.

Определение адиабатного КПД как эталонного параметра для расчетного или действительного индикаторного процесса является достаточно сложным. Об этом говорит множество предложенных методик и зависимостей [2, 3].

Важнейшим вопросом остается выбор методов расчета и условий сравнения индикаторного и адиабатного КПД.

Для сравнения обычно принимают равенство параметров начального состояния, количества подведенной теплоты и максимального давления сгорания [2, 4]. Это обусловлено тем, что максимальные параметры цикла, в основном, определяют его теплоэнергетическую эффективность.

Согласно первому закону термодинамики количество, подведенной в цикле теплоты равно сумме работы, совершенной в цикле, разности внутренних энергий рабочего тела в конце расширения и в начале сжатия, и количеству отведенной теплоты. Тогда для индикаторного и адиабатного циклов можно записать

$$\begin{aligned} b_{ц} Q_{H} &= L_i + Q_w + (U_{bi} - U_a), \\ b_{ц} Q_{H} &= L_a + (U_{ba} - U_a), \end{aligned} \quad (1)$$

где L_i , L_a — работа соответственно в индикаторном и адиабатном процессах; Q_w — количество теплоты, теряемой во время теплообмена; U_{bi} , U_{ba} — внутренняя энергия в конце индикаторного, адиабатного процессов; U_a — внутренняя энергия в начале сжатия.

Приравняв правые части уравнений (1) и разделив обе части на $b_{ц} Q_{H}$, получим уравнение индикаторного КПД η_i :

$$\eta_i = \eta_a - g_w + \frac{U_{ba} - U_{bi}}{b_{ц} Q_{H}} \quad (2)$$

Если принять, что $\psi_i = g_w - \frac{U_{ba} - U_{bi}}{b_{ц} Q_{H}}$, получим

$$\eta_i = \eta_a - \psi_i, \quad (3)$$

где ψ_i — относительные потери индикаторной работы.

Таким образом, разница между индикаторным и адиабатным КПД состоит из доли теплоты, отведенной в стенки цилиндра, и разности внутренних энергий в конце процесса расширения. Приравнивание максимальных параметров циклов приведет к необходимости изменения характеристик процесса подвода теплоты, что непосредственно существенно меняет показатели цикла и не может служить условием сравнения.

Для получения эталонного адиабатного КПД для индикаторного процесса необходимо равенство параметров начального состояния рабочего тела в цилиндре дизеля, цикловой порции топлива, параметров протекания процесса сгорания топлива.

Такая формализация сравнения адиабатного и индикаторного циклов с позиции теории является более строгой, так как в данном случае разница между адиабатным и действительным циклами будет трактоваться в полном соответствии с уравнением (3).

Необходимо отметить, что в адиабатном цикле, ввиду отсутствия теплообмена, максимальные параметры рабочего тела (p_z, T_z) будут выше, чем в индикаторном. В зависимости от принятых условий и целевого назначения исследований циклов работы двигателей, могут быть выбраны различные способы расчета показателей индикаторного и адиабатного циклов.

Основными методами определения индикаторного и адиабатного КПД являются: 1 — расчет и построение индикаторной диаграммы при политропном и адиабатном процессах сжатия, расширения при смешанном подводе тепла; 2 — метод численного моделирования.

Достаточно удобным и практичным методом расчета теоретической индикаторной диаграммы является метод, предложенный В.И. Гриневецким [5]. Используя его, можно получить как индикаторные, так и адиабатные показатели расчетных циклов.

Метод расчета цикла базируется на фундаментальных положениях термодинамики и термохимии, достаточно полно охватывает сущность тепловых явлений, происходящих в цилиндре, и может быть использован как в теоретических исследованиях, так и в практических целях. Этот метод дает возможность количественно оценить термодинамические процессы, как при проектировании дизеля, так и при эксплуатационных исследованиях, определить параметры цикла и влияющие на них факторы, рассчитать значения параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла. Метод обеспечивает удовлетворительную для практических исследований точность.

Расчетный цикл состоит из пяти последовательных процессов в цилиндре дизеля: наполнения, сжатия, сгорания топлива, расширения и выпуска.

В результате процесса наполнения (рис. 1, точка a) получаем одинаковые параметры рабочего тела в цилиндре дизеля для индикаторного и адиабатного циклов $p_a, T_a, V_a, G_a, \eta_n, \gamma_r$.

Параметры процесса в конце сжатия (рис. 1, точки c_i, c_a) для индикаторного и адиабатного циклов рассчитывается по формулам [5].

$$\begin{aligned} p_{c_i} &= p_a (V_a / V_c)^{n_1} = p_a \varepsilon^{n_1}; T_{c_i} = T_a (V_a / V_c)^{n_1-1} = p_a \varepsilon^{n_1-1}; \\ p_{c_a} &= p_a (V_a / V_c)^{k_1} = p_a \varepsilon^{k_1}; T_{c_a} = T_a (V_a / V_c)^{k_1-1} = p_a \varepsilon^{k_1-1}, \end{aligned} \quad (4)$$

где n_1 — показатель политропы сжатия; k_1 — показатель адиабаты сжатия; ε — степень сжатия.

Процесс сгорания необходимо рассматривать из условия равенства его показателей: коэффициента выделения теплоты, количества тепла, подведенного за цикл при постоянном давлении, при постоянном объеме.

Параметры рабочего тела в конце видимого сгорания (рис. 1, точки z_i, z_a) определяются из решения уравнения первого закона

термодинамики, которое применительно к процессу сгорания можно преобразовать к следующему виду.

Для индикаторного цикла

$$\Delta Q_i = \Delta U_{pvi} + \Delta L_i \quad (5)$$

где Q — количество теплоты; U — внутренняя энергия; L — работа.

Решая уравнение для заданных p_{zi} , ξ , $\Delta Q_i = \Delta Q \cdot \xi$, находим T_{zi} и V_{zi} (ξ — коэффициент, учитывающий теплообмен в процессе подвода теплоты).

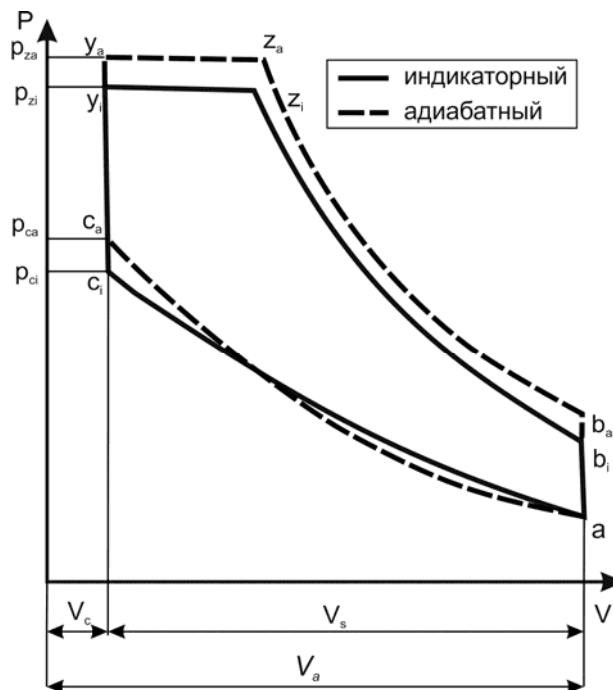


Рис. 1. Индикаторный и адиабатный расчетные циклы

Изменение внутренней энергии в процессе горения может быть представлено в виде

$$\Delta U_{pvi} = \Delta U_{pi} + \Delta U_{vi} \quad (6)$$

Отсюда может быть определено T_{yi} и количество теплоты, подведенной при постоянном давлении и объеме, для индикаторного цикла ΔQ_{pi} , ΔQ_{vi} .

Для адиабатного цикла, с учетом равенства показателей тепловыделения циклов и учитывая $\xi = 1$, можно записать

$$\begin{aligned} \Delta Q_a &= \Delta Q_i / \xi, \\ \Delta Q_{pa} &= \Delta U_{pa} = \Delta Q_{pi} / \xi = \Delta U_{pi} / \xi, \\ \Delta Q_{va} &= (\Delta U_{va} + \Delta L_a) = \Delta Q_{vi} / \xi = (\Delta U_{vi} + \Delta L_i) / \xi, \end{aligned} \quad (7)$$

Первый закон термодинамики для адиабатного процесса может быть записан в виде

$$\Delta Q_a = \Delta U_{pa} + \Delta U_{va} + \Delta L_a. \quad (8)$$

Решая это уравнение с учетом известных p_{ca} , T_{ca} , V_c определяем параметры адиабатного цикла p_{za} , T_{za} , V_{za} (см. рис. 1).

Параметры процесса в конце расширения (рис. 1, точки b_i , b_a для индикаторного и адиабатного циклов рассчитывается по формулам [5]:

$$\begin{aligned} p_{bi} &= p_{zi} / (V_b / V_{zi})^{n_2} = p_{zi} / \delta_i^{n_2}; & T_{bi} &= T_z / (V_b / V_{zi})^{n_2-1} = T_z / \delta_i^{n_2-1}; \\ p_{ba} &= p_{za} / (V_b / V_{za})^{k_2} = p_{za} / \delta_a^{k_2}; & T_{ba} &= T_{za} / (V_b / V_{za})^{k_2-1} = T_{za} / \delta_a^{k_2-1}, \end{aligned} \quad (9)$$

где n_2 и k_2 — соответственно показатели политропы и адиабаты расширения; δ — степень последующего расширения.

По результатам расчетов определяем основные показатели индикаторного процесса по формулам

$$\begin{aligned} p_i &= \frac{p_{ci}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_i (\rho_i - 1) + \frac{\lambda_i \rho_i}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_i^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]; \\ N_i &= A p_i n; \quad \eta_i = B \frac{N_i}{\Delta Q_i}; \quad g_i = \frac{3600}{Q_H \eta_i}. \end{aligned}$$

Аналогично для адиабатного процесса

$$\begin{aligned} p_a &= \frac{p_{ca}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_a (\rho_a - 1) + \frac{\lambda_a \rho_a}{k_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta_a^{k_2-1}} \right) - \frac{1}{k_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_1-1}} \right) \right]; \\ N_a &= A p_a n; \quad \eta_a = B \frac{N_a}{\Delta Q_a}; \quad g_a = \frac{3600}{Q_H \eta_a}. \end{aligned}$$

где $\varepsilon, \lambda, \rho, \delta$ — безразмерные параметры соответствующих циклов.

Таким образом можно определить и выполнить сравнительный анализ показателей индикаторного и адиабатного расчетных циклов.

Более информативным и достоверным способом получения индикаторных и адиабатных показателей расчетного и действительного циклов является метод численного моделирования, предложенный Б.М. Гончаром [6]. Достаточно полно методика описана в [7, 8, 9].

В основу методики положены классические уравнения термодинамики, газодинамики, дифференциального и интегрального исчис-

ления, а также эмпирические зависимости процессов, происходящих в цилиндре двигателя.

Предложенная методика позволяет количественно и качественно рассмотреть на протяжении цикла теплообмен газов со стенками цилиндра, изменение характеристик рабочего тела, характеристики сгорания топлива, углы опережения впрыска топлива и задержки самовоспламенения, показатели кинематики КШМ.

Необходимо отметить, что методика позволяет моделировать индикаторные процессы реальных циклов и выполнить соответствующие расчеты адиабатных. Это позволяет определить термодинамическую эффективность как расчетных, так и действительных циклов.

Для математического описания процесса изменения параметров рабочего тела в цилиндре дизеля используются [6]:

- уравнение первого закона термодинамики в дифференциальной форме;
- уравнение соотношения компонентов (массовый баланс) рабочего тела в цилиндре;
- уравнение состояния рабочего тела в цилиндре.

Первый закон термодинамики для процесса изменения состояния рабочего тела в цилиндре дизеля в дифференциальной форме может быть записан в виде

$$dQ = dQ_w + dU + dL, \quad (10)$$

где dQ — количество теплоты, подведенное к рабочему телу за элементарный промежуток времени при сгорании топлива; dQ_w — количество теплоты, передаваемое через стенки цилиндра; dU — изменение внутренней энергии; dL — изменение работы за цикл.

Количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива

$$dQ = Q_n dg_x = Q_n b_{ц} dx, \quad (11)$$

где Q_n — низшая теплота сгорания топлива; g_x — масса сгоревшего топлива; $b_{ц}$ — цикловая подача топлива; x — относительное количество выгоревшего топлива.

Количество теплоты, которой газы обмениваются со стенками цилиндра, находится из уравнения теплоотдачи

$$dQ_w = \alpha_r F (T_{1m} - T) \frac{d\varphi}{6n} \quad (12)$$

где α_r — коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам; F — текущая поверхность теплообмена; T_{1m} — средняя условная температура сте-

нок цилиндра; T — текущая температура газов в цилиндре; φ — угол поворота коленчатого вала; n — частота вращения вала двигателя.

Если принять $G = \text{const}$, то, учитывая, что $U = Gu$, можно записать

$$dU = Gdu = Gc_v dT, \quad (13)$$

где G — масса рабочего тела; u — удельная внутренняя энергия; c_v — удельная теплоемкость.

Изменение работы за цикл определяется по формуле

$$dL = pdV \quad (14)$$

Подставив значения dQ , dQ_w , dU и dL в уравнение (10) и разделив на $d\varphi$, получим основное уравнение индикаторного процесса.

Для полного описания индикаторного процесса необходимо учесть изменение соотношения количества рабочего тела и уравнение состояния. Таким образом, после несложных преобразований получим упрощенную систему уравнений индикаторного процесса, в которую входят уравнения первого закона термодинамики, массового баланса и состояния рабочего тела

$$\left. \begin{aligned} c_v G \frac{dT}{d\varphi} &= Q_{\text{н}} b_{\text{ц}} \frac{dx}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} \\ G &= \text{const} \\ p &= \frac{GRT}{V} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Система уравнений (15) позволяет моделировать индикаторный процесс дизеля, определять изменение параметров рабочего тела для каждого угла $d\varphi$. Для решения системы уравнений (15) необходимо задать характеристики процесса тепловыделения в цилиндре двигателя в формуле (11).

Сгорание топлива является одним из основных процессов, определяющих показатели индикаторного процесса дизеля. Для аналитического задания характеристик процесса тепловыделения используются зависимости, основывающиеся на статистических закономерностях.

В настоящее время для аналитического задания характеристик процесса тепловыделения предложено несколько эмпирических зависимостей [6]. Наиболее простой и нашедшей наибольшее распространение является зависимость И.И. Вибе [11].

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6,908 \frac{m+1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi - \varphi_{\text{нг}}}{\varphi_z} \right)^m \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{\text{нг}}}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \quad (16)$$

где m — показатель характера сгорания топлива; φ_z — условная продолжительность процесса тепловыделения; $\varphi_{\text{нг}}$ — начало активного тепловыделения.

Подбором m и φ_z можно изменять интенсивность и продолжительность процесса пылевыведения, тем самым меняя характер кривой индикаторного процесса и его показатели.

Система уравнений для расчета адиабатного процесса может быть получена из уравнений (15), с учетом $dQ_w = 0$:

$$\left. \begin{aligned} c_v G \frac{dT}{d\varphi} &= Q_{\text{н}} b_{\text{ц}} \frac{dx}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} \\ G &= \text{const} \\ p &= \frac{GRT}{V} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Тогда, для одинаковых параметров начального состояния для индикаторного и адиабатного процессов $p_a, T_a, V_a, G_a, \eta_{\text{н}}, \gamma_r$ с учетом равенства показателей тепловыделения m и φ_z производим расчет индикаторного и адиабатного циклов (рис. 2).

Более достоверно можно производить моделирование с учетом процессов газообмена [12], однако это значительно усложняет расчеты и не сказывается на разности в показателях циклов. Уточнение адиабатного КПД без расчета процесса газообмена можно производить с учетом формулы (3).

По результатам расчета определяются основные его показатели циклов.

Индикаторного

$$p_i = \frac{1}{V_s} \int_{-180}^{180} p dV; \quad N_i = A p_i n; \quad \eta_i = B \frac{N_i}{\Delta Q}; \quad g_i = \frac{3600}{Q_{\text{н}} \eta_i}. \quad (18)$$

Адиабатного

$$p_a = \frac{1}{V_s} \int_{-180}^{180} p dV; \quad N_a = A p_a n; \quad \eta_a = B \frac{N_a}{\Delta Q}; \quad g_a = \frac{3600}{Q_{\text{н}} \eta_a}. \quad (19)$$

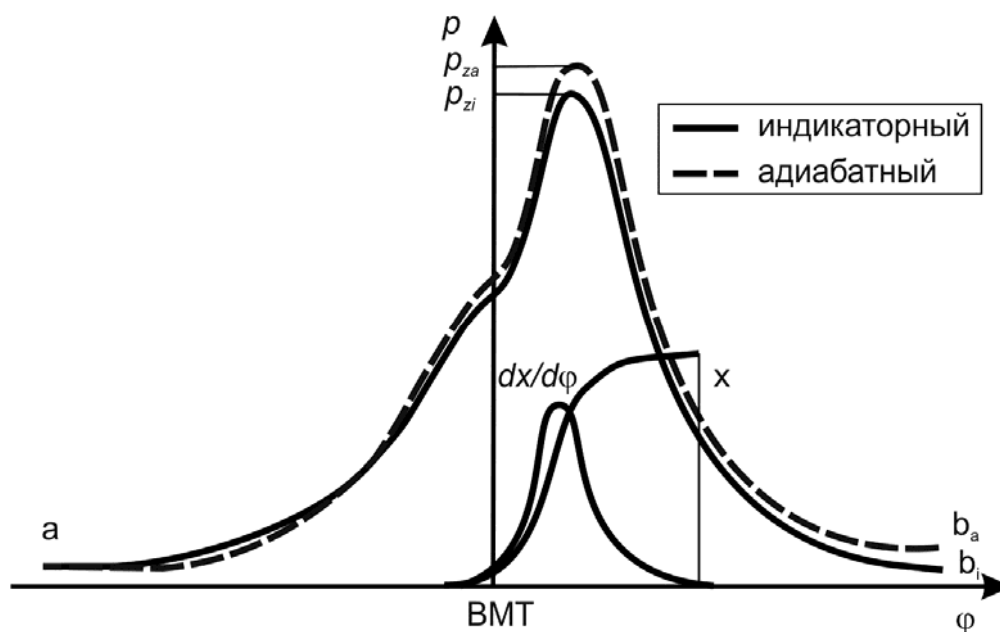


Рис. 2. Индикаторный и адиабатный циклы, полученные методом численного моделирования

Сравнительный анализ индикаторных и адиабатных циклов двигателей, их показателей позволит в теоретических исследованиях и практических испытаниях определить термодинамические недостатки индикаторного процесса, теплообмена, сгорания топлива, конструкции, наметить пути совершенствования и повысить эффективность их эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Щуров М.В. Двигатели внутреннего сгорания. – М.-Л.: Гос. энерг. издат. – 1940. – 212 с.
2. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машгиз, 1963. – 639 с.
3. Погодин С.И. Рабочие процессы транспортных турбопоршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 312 с.
4. Чернышев Г.Д., Хакчиян А.С., Пикус В.И., Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей. / Под общ. ред. Г.Д. Чернышева. – М.: Машиностроение, 1986. – 216 с.
5. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И., и др. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
6. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей // Энергомашиностроение. – 1968. – № 7. – С. 7-8.
7. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубков, Н.А. Иващенко,

- В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
8. Козьминых А.В., Красовский О.Г., Горб С.И. Расчет эксплуатационных параметров судовых дизелей на ЭЦВМ. Учебное пособие. – М.: ЦРИА «Морфлот», 1981. – 44 с.
 9. Конаков Г.А., Грехов В.А., Желудков Д.Н. Моделирование, расчет и анализ индикаторного процесса судового дизеля на ЭВМ. Учебное пособие. – М.: Мортехинформреклама, 1987. – 38 с.
 10. Суворов П.С. Динамика дизеля в судовом пропульсивном комплексе. – Одесса: Моряк, 2004. – 304 с.
 11. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М.; Свердловск: Машгиз, 1962. – 272 с.
 12. Конаков Г.А., Грехов В.А., Желудков Д.Н., Аболешкин С.Е., Моделирование, расчет и анализ процессов газообмена судового дизеля на ЭВМ. Учебное пособие. – М.: Мортехинформреклама, 1988. – 40 с.

РЕФЕРАТЫ

УДК 629.61.052

Голиков В.А. Новые тенденции в экологичности судовых энергетических установок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 27. – Одесса: ОНМА. – С. 4-9.

Повышение экологичности транспортировки грузов это означает максимальное снижение необратимых энергетических и материальных потоков при осуществлении судном механической работы по смене пространственного нахождения перевозимого товара. Основополагающими факторами необратимости являются потери внутренней энергии рабочего тела при выработке механической энергии и механические потери на трение в гидропропульсивном комплексе судна.

Табл. 1. Библ. 4.

Golikov V.A. New Tendencies in Ecological Compatibility of Marine Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2010. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 4-9.

Increase of ecological compatibility of cargoes transportation means the maximum decrease in irreversible power and material streams at realisation by a vessel of mechanical work on change of the transported goods location. Basic factors of irreversibility are losses of internal energy of a working body at producing mechanical energy and mechanical losses on a friction in a hydro propulsive vessel complex.

Tabl. 1. Bibl. 4.

УДК [623.85:621.125]:62-233

Кирюхин А.Л., Романовский Г.Ф., Ханмамедов С.А. Системы удержания и стабилизации валов судовых энергетических установок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 27. – Одесса: ОНМА. – С. 10-18.

Представлен комплексный подход к решению научно-прикладной проблемы повышения эффективности удержания осей и стабилизации колебаний валов судовых агрегатов и валопроводов на протяжении жизненного цикла морского транспортного средства.

Ил. 4. Библ. 16.

Kiryuhin A.L., Romanovskiy G.F., Khanmamedov S.A. Systems of Deduction and Stabilisation a Shaft of Marine Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2010. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 10-18.

The complex approach to the solving of a scientifically-applied problem of increase the efficiency of deduction of axes and stabilisation of fluctuations of shaft of ship units and shafting throughout life cycle of a sea vehicle is presented.

Fig. 4. Bibl. 16.

УДК 001.32:629.5.054.03

Шевченко В.А., Декин Б.Г. Закономерности работы системы автоматического управления курсом судна в режиме стабилизации // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 27. – Одесса: ОНМА. – С. 19-22.

Выявлены закономерности работы системы автоматического управления курсом судна в режиме стабилизации. Предполагается использовать полученные результаты в комбинированной системе управления при формировании канала по возмущению.

Ил. 3. Список лит. 2.

Shevchenko V.A., Dyokin B.G. Regularities of Autopilot Operation in Stabilization Mode // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 19-22.

Regularities of autopilot operation in stabilization mode were detected. Application of received results in autopilot with combined control system is expected.

Fig. 3. Bibl. 2.

УДК 681.3.06: 629.12.03-83

Донской В.Г. Контроль работы судовых технических средств по обобщенным параметрам (в порядке обсуждения) // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 27. – Одесса: ОНМА. – С. 23-30.

Алгоритм функционирования системы контроля энергетической установки судна с большим количеством контролируемых величин, позволяющий минимизировать количество сигналов на посту контроля при сохранении полного объёма исходной информации.

Табл. 1. Ил. 1. Библ. 2.

Donskoy V.G. Control of Shipboard Techniques Operation by Generalized Parameters (for discussion) // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 23-30.

Functioning algorithm of shipboard power plant control system with a large number of parameters being controlled that gives the possibility to minimize the number of signals on the control station retaining full amount of initial information is discussed.

Tabl. 1. Fig. 1. Bibl. 2.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Яковенко А.Ю. Двигатели внутреннего сгорания с самовоспламенением от сжатия гомогенизированного заряда // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 27. – Одесса: ОНМА. – С. 31-38.

Представлены материалы исследований в области создания двигателей внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия гомогенизированного заряда.

Илл. 5. Библ. 7.

Polovinka E.M., Yakovenko A.Y. Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 31-38.

The review of investigations in the field of homogeneous charge compression ignition combustion engines is presented.

Fig. 5. Bibl. 7.

УДК 656.61.034

Голиков В.В., Лысый А.А., Костенко П.А. Опыт проводки судов ледоколом «Капитан Белоусов» в ледовую навигацию по Азовскому морю // Судовые

энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 27. – Одесса: ОНМА. – С. 39-44.

Рассмотрены пути реновации и развития технических средств при совершенствовании транспортного кластера Азовья.

Табл. 2., Библ. 2.

Golikov V.V, Lysyj A.A., Kostenko P.A. Experience of Captain Belousov Icebreaker Piloting in Ice Navigation Across Azov Sea // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 39-44.

The Ways of renovation and developments of technical means at perfection the transport cluster of Azov Sea are considered.

Tabl. 2., Bibl. 2.

УДК 341.225.5

Коллегаев М.А. Проблемы совершенствования безопасности современного мореплавания // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 27. – Одесса: ОНМА. – С. 45-50.

Рассмотрены современные проблемы безопасности мореплавания и пути повышения его безопасности.

Kolegayev M.A. The Problems of Perfection of Modern Navigation Safety // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 45-50.

Рассмотрены современные проблемы безопасности мореплавания и пути повышения его безопасности.

УДК 536.24:621.791.55

Лебедев Б.В. Исследование процесса восстановления деталей применением независимых паяльно-сварочных средств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 27. – Одесса: ОНМА. – С. 51-63.

Рассмотрены аналитические и экспериментальные исследования процесса наплавки при восстановлении деталей средств транспорта с использованием независимых паяльно-сварочных средств.

Илл. 12. Список лит. 5.

Lebedev B.V. Investigation of the Renewal Process of Machine Parts Using Independent Soldering-Welding Means // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 51-63.

Analytical and experimental investigation of welding process at renewing the parts of transport units using independent soldering-welding means.

Fig. 12. Bibl. 5.

УДК 621.431.74

Ханмамедов С.А., Слободянюк Д.И. Совершенствование методов идентификации технического состояния поршневых колец судовых малооборотных дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 27. – Одесса: ОНМА. – С. 64-73.

Исследован процесс изнашивания и поломки сопряженных деталей ЦПГ «кольцо-втулка» форсированных МОД на судах с целью совершенствования методов идентификации амплитудно-частотных характеристик систем скаффинга.

Рис. 7. Библ. 9

Khanmamedov S.A., Slobodyanyuk D.I. Perfection of Methods of Identification of Piston Rings Technical Condition of Marine Low Speed Engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 64-73.

Process of wear and breakage of interfaced parts "piston ring-cylinder liner" of the hopped up low speed engines on ships on purpose perfection of methods of identification of peak-frequency characteristics is investigated.

Fig. 7. Bibl. 9.

УДК 629.5.03:621.431

Щербицкий В.В. Диагностика судовых энергетических установок в режиме реального времени // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 27. – Одесса: ОНМА. – С. 74-79.

Представлены результаты исследования применения диагностических экспертных систем на судах морского флота. Диагностика СЭУ в режимах реального времени представлена с использованием методов искусственного интеллекта.

Библ. 9.

Shcherbytskyi V.V. Diagnostics of Marine Power Plants in Real Time // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 74-79.

The results of studies of diagnostic expert systems for Navy ships. Diagnostics of marine power plants in real time is presented using artificial intelligence methods.

Bibl. 9.

УДК 621.7.023

Голиков В.А., Анфиногентов В.В. Исследование процесса образования технологического остатка нефтепродуктов на поверхностях грузового отсека после выгрузки танкера // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 27. – Одесса: ОНМА. – С. 80-88.

Определены физико-химические параметры нефтепродуктов, влияющие на процесс образования технологического остатка нефтепродуктов на поверхностях грузового отсека после выгрузки танкера и полного стекания излишков жидкой фазы. Получена модель в виде безразмерной степенной зависимости, описывающая взаимосвязь между физико-химическими показателями нефтепродуктов и количеством их остатков на поверхностях танка.

Библ. 9.

Golikov V.A., Anfinogentov V.V. Investigation of Technological Oil Products Residue Formation Process on the Cargo Holds Surfaces after Oiler Unshipping // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 80-88.

The physical and chemical parameters of oil products influencing process of formation of the technological rest of oil products on surfaces of a cargo compartment after an unloading of the tanker and full running off of surpluses of a liquid phase are defined. The model in the form of the dimensionless sedate dependence, describing interrelation between physical and chemical indicators of oil products and quantity of their rests on tank surfaces is received.

Bibl. 9.

УДК 624.534

Ивановская А.В. Разработка математической модели адаптивного гасителя колебаний // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 27. – Одесса: ОНМА. – С. 88-93.

Разработана математическая модель адаптивного гасителя колебаний, получено аналитическое решение. Проведено имитационное моделирование. Подтверждено преимущество использования гасителя колебаний с переменными параметрами.

Ил. 3. Библ. 5.

Ivanovskaya A.V. Working of Mathematical Model Adaptive Damper Fluctuations // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 88-93.

The mathematical model adaptive damper fluctuations is developed, the analytical decision is received. Imitating modelling is spent. Advantage of use damper fluctuations with variable parameters is confirmed.

Fig. 3. Bibl. 5.

УДК 621.431.74

Аболешкин С.Е. Адиабатный КПД расчетного цикла дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 27. – Одесса: ОНМА. – С. 94-103.

Рассмотрены условия сравнения и методы определения индикаторного и адиабатного КПД расчетных циклов дизеля.

Ил. 2. Библ. 12.

Aboleshkin S.Y. Adiabatic Efficiency of Rated Diesel Cycle // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 27. – Odessa: ONMA. – P. 94-103.

Conditions of comparison methods of estimation indicator and adiabatic efficiency of rated diesel cycles are discussed.

Fig. 2. Bibl. 12.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник Одесской национальной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется на электронном носителе в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объёмом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисуночных подписей.

Статья должна содержать постановку проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст через 1 интервал, *Times New Roman*, 11 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисуночные подписи — 10 пт.

Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом, векторы — полужирным, без наклона; греческие символы — во всех случаях без наклона; индексы: латинские — с наклоном, кириллические — без наклона. Размеры в *Equation (MathType)*: основной — 11 пт, увеличенный — 16,5 пт, индекс — 7 пт, субиндекс — 6 пт. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Формулы отделяются от текста строками высотой 2 пт.

Таблицы следует располагать на одной странице (кроме случаев, когда таблица занимает больше 1 страницы). Заголовок — 10 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 10 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 10 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.

Перед названием статьи указываются индекс УДК, фамилии и инициалы авторов, сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. Заголовок статьи оформлять стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

Иллюстрации, подготовленные в графических редакторах, дополнительно прилагаются на дискете в качестве отдельных файлов в исходном формате. Размер надписей должен обеспечивать их читаемость (8-10 пт). Для сканированных рисунков прилагается оригинал в туши на белой бумаге достаточной плотности. На обороте указывается номер и принадлежность к статье.

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 27.

Подписано к печати 24.11.2011. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 5,76. Тираж 100. Зак. № И-11-12-63.

ОНМА, центр „Видавінформ”
Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua