

**Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»**

**Одеське відділення інституту морської техніки, науки і технології
(Великобританія)**

МАТЕРІАЛИ

**Науково-технічної конференції молодих вчених
" Суднова енергетика: технічні засоби та автоматизація "
21.12.2016**

Матеріали науково-технічної конференції молодих вчених " Суднова енергетика: технічні засоби та автоматизація ", 21.12.2016. – Одеса: НУ «ОМА», 2016. –168 с.

Матеріали публікуються згідно з поданими авторами оригіналами.

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ	5
<i>Голиков В.А., Голиков В.В. Современные тенденции повышения эффективности эксплуатации судов</i>	5
<i>Голиков В.А., Сафин И.В., Обертюр К.Л. Особенности предрейсовой подготовки моряков на уровне управления.....</i>	11
<i>Колегаев М.А. Перспективы и проблемы новых подходов к подготовке плавсостава на втором уровне высшего образования</i>	13
СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ	16
<i>Архипенко С.В., Гречко Н.Ф. Усовершенствование топливной аппаратуры судовых дизелей</i>	16
<i>Барильский В.В., Половинка Э.М. Рабочие процессы судовых дизелей при использовании альтернативных топлив</i>	23
<i>Кадохов А.Л., Половинка Э.М. Зниження токсичності відпрацьованих газів суднових дизелів</i>	29
<i>Пясецкий И.А., Половинка Э.М. Топливоподача и смесеобразование в дизелях.....</i>	37
<i>Гаврашенко П.О. , Веретенник О.М. Підвищення ефективності наддуву суднових дизельних установок</i>	43
<i>Дудченко А.В., Веретенник О.М. Підвищення ефективності робочого процесу суднових дизелів</i>	48
<i>Юнес Карім, Веретенник О.М. Поліпшення експлуатаційних параметрів суднового дизеля.....</i>	53
<i>Салманов Хаджи, Аболешкін С.Є. Поліпшення показників роботи судновий енергетической установки</i>	57
<i>Арис Фикрэт, Веретенник О.М. Підвищення екологічних характеристик суднової енергетичної установки</i>	63
<i>Веретенник А.А., Веретенник А.А К вопросу описания эволюции износа судового энергетического оборудования</i>	69
<i>Халиду Салаху, Аболешкін С.Є. Совершенствование системы смазки судовых дизелей</i>	75
<i>Вензык В. С., Черныш И.И. Суммарная температура газа за рабочий цикл и средняя индикаторная температура.....</i>	81
ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ СЕУ	89
<i>Василец Д.И., Ларченко О.В., Онищенко О.А. Анализ методов моделирования систем кондиционирования судовых помещений</i>	89
<i>Чуб М. А., Онищенко О. А. Аналіз можливостей морського транспортування природного газу у стислому стані</i>	95

<i>Панасюк О.В., Логішев І.В.</i> Підготовка важких палив гідродинамічним методом	102
<i>Цуркан Д.О., Логішев І.В.</i> Напрями розвитку багатопаливних дизелів	107
<i>Кирилюк Є. І., Калугин В.М.</i> Аналіз роботи суднових енергетичних установок в районах обмежень викидів забруднень в атмосферу	113
<i>Мошковський Є. Є., Калугин В.М.</i> Забезпечення ефективної роботи газотурбокомпресорів суднових дизелів	115
<i>Фалин А.Г., Небеснов В.В.</i> Использование природного газа для судовой энергетики как альтернативного моторного топлива.....	118
<i>Болгар В.В., Солодовников В.Г.</i> Забезпечення безпечної експлуатації нафтоналивних суден шляхом оптимізації роботи системи інертних газів.....	124
<i>Маліков І.А., Солодовніков В.Г.</i> Підвищення ефективності перевезення скрапленого газу морським транспортом.....	126
СУДНОВА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА І ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА	130
<i>Бабій І.В., Кіріс О.В.</i> Дослідження впливу режимних параметрів суднового опріснювача на його продуктивність	130
<i>Ганусов І.Е., Козьмініх М.А.</i> Особливості експлуатації суднової холодильної установки судна LNG з використанням циклу Брайтона ..	132
<i>Фененко М.А., Козьмініх М.А.</i> Інтенсифікація процесу теплопередачі в теплообмінних апаратах систем кондиціювання повітря.....	136
<i>Сидько М.С., Кардаш В. П., Солодовніков В. Г.</i> Двопаливні двигуни, їх розвиток та майбутнє на світовому торговельному флоті	141
<i>Подгорный А.В., Гарагуля Б.А.</i> Столкновение судов, следующих параллельными курсами.....	148
<i>Січкаренко Р.В., Ярошенко В.М.</i> Ефективність холодильних циклів з рекуперативними процесами проміжного тиску.....	151
<i>Молчанов С.П., Худенко Г.А., Кардаш В.П.</i> Повышение долговечности исполнительных механизмов судовых устройств	159
<i>Ковальчук Е.О., Мальчевский В.П.</i> Усовершенствование системы охлаждения судовых дизелей.....	164

ПЛЕНАРНІ ДОПОВІДІ

УДК 629.123.56

Голиков В.А., проректор НУ «ОМА» по научной работе, д.т.н., профессор,
Голиков В.В., профессор кафедры управления судном, к.т.н., PhD, с.н.с., до-
цент

Национальный университет «Одесская морская академия»

Современные тенденции повышения эффективности эксплуатации судов

Морские порты Украины располагаются в устьях судоходных рек (Белгород-Днестровский, Рени, Усть-Дунайский, Измаил, Николаев, Херсон), бухтах и лиманах (Ильичевск, Южный, Очаков) или на открытом берегу (Бердянск, Евпатория, Феодосия, Керчь, Ялта, Мариуполь, Одесса, Севастополь). Судоходными являются реки: Днепр, Буг, Днестр и Дунай.

1. Проблемы развития инфраструктуры морских портов, обеспечения контроля за безопасностью судоходства в портах и на подходах к ним

Порядок развития инфраструктуры морских портов Украины и контроля за безопасностью судоходства в портах и на подходах к ним определяется ст.ст.7, 74 и 75 Закона Украины «О морских портах Украины», Законом Украины «О рыбном хозяйстве, промысловом рыболовстве и охране водных биоресурсов», а также Кодекса торгового мореплавания (КТМ).

Основой планирования развития портовой отрасли является стратегия развития морских портов Украины на 25-ти летний период, которая включает краткосрочные (5 лет) планы развития, базируется на основных положениях государственной политики в сфере транспорта и учитывает планы развития других транспортных отраслей Украины. Стратегия разрабатывается центральными органами исполнительной власти.

Развитие каждого морского порта осуществляется по специальному краткосрочному плану, учитывающему особенности транспортного кластера региона и содержащему детальную схему территории морского порта.

В организационном плане в рамках порта координацию вопросов, связанных с его развитием и функционированием осуществляет Совет морского порта во главе с начальником порта. За безопасность судоходства в портовых водах отвечает администрация морских портов Украины, которая обеспечивает: эффективное использование государственного имущества, модернизацию, ремонт, реконструкцию и строительство портовой инфраструктуры; предоставление услуг судам в портовых водах для их безопасного судоходства, маневрирования и стоянки; безопасную эксплуатацию объектов портовой инфраструктуры и мореплавания; разработку, выполнение и совершенствование плана развития морского порта, а также ряд дополнительных важных функций.

Надзор за мореплаванием в портовых водах осуществляет капитан порта, деятельность службы которого определяется КТМ.

Основной проблемой развития инфраструктуры морских портов является износ и несоответствие гидросооружений (причалов, каналов, шлюзов) и операционных акваторий размерениям крупнотоннажных судов, обеспечивающим линейные перевозки по транспортным коридорам.

Вторым проблемным вопросом является стратегическая неопределенность в развитии морского и речного флота, суть которого заключается в необходимости строительства судов всесезонного прибрежного и внутреннего плавания по рекам и лиманам для обеспечения транспортных коридоров Украины и Евросоюза необходимыми грузами.

Третьим проблемным вопросом является необходимость обеспечения гарантированной безопасности мореплавания в водах морских портов, особенно при приемке крупнотоннажных судов с учетом обеспечения требуемого грузопотока по транспортным коридорам.

Четвертой остается задача ледокольного и буксирного обеспечения лоцманских проводок и оплаты услуг за их осуществление. Отсутствие ледоколов и судов, соответствующего для вод Украины ледового класса прерывает навигацию в осеннее-зимне-весенний период на реках и лиманах, а имеющая место нормативная база технологического проектирования морских портов, связанная с номенклатурой судов портового флота, рассчитана исключительно на буксирное обеспечение маневровых операций судов в акватории порта, игнорируя буксирное обеспечение безопасности мореплавания судов при движении от мест якорной стоянки, по подходным каналам и подходам к акватории причала, при котором требуется расчет буксирной системы, а не только маневров швартовки при определенных погодных условиях порта.

Нерешенной является тарифная проблема забровочного плавания мелко-сидящих судов и толкаемых составов барж вдоль лиманских каналов БДЛК и ХМК, а также эпизодические заходы в каналы и частые их пересечения.

2. Проблемы стимулирования разработок и внедрения на морском и речном транспорте современных безопасных и энергосберегающих технологий

Стимулирование научных разработок и внедрения их в торговое судоходство осуществляется через перспективные планы развития транспортных систем, государственные программы, планы научно-исследовательских и изыскательских работ Национальной академии наук Украины, Министерства образования и науки Украины, Министерства инфраструктуры Украины, высших учебных заведений и научных подразделений страны.

В первую очередь обращают на себя внимание государственные программы развития транспорта на 2002 – 2006 гг. и целевая научно-техническая программа создания государственной интегрированной информационной системы обеспечения управления движущимися объектами (связь, навигация, наблюдение). В рамках последней предусматривалось создание интегриро-

ванной радиолокационной системы и единой системы отображения обстановки в Азово-Черноморском бассейне с целью доведения уровня качества контроля окружающей среды и информационного обеспечения управления движущимися объектами (судами) до современных требований.

От выполнения этой программы (2008 – 2011 гг.) ожидалось создание отечественных средств связи, навигации и наблюдения, а также современной инфраструктуры для обеспечения постоянного и эффективного контроля наземного, воздушного и водного пространства Украины. В программе предусматривалось создание:

- комплексной системы защиты данных информации и поддержка ее функционирования;
- системы информационно-аналитического управления контейнерными перевозками;
- информационно-координационного и разработка аппаратно-программного комплекса системы обеспечения безопасности судоходства;
- организационно-технических методов использования радиолокационного наблюдения воздушного и надводного пространства и проведения оценки метеорологической обстановки;
- единой системы контроля за обстановкой в Азово-Черноморском бассейне;
- глобальной морской спутниковой системы связи для обеспечения безопасности судоходства и надежной по вопросам Европейской и Евроатлантической интеграции в рамках международных программ и научных исследований.

Стимулирование научных разработок осуществляется:

- координационной группой TRACEKA, проект «Морская подготовка: Азербайджан, Грузия, Казахстан, Украина», с целью вклада в безопасность мореплавания, предотвращения загрязнения морской среды, информационного обеспечения состояния окружающей среды, а также создания сети морских учебных заведений для улучшения подготовки моряков и соответствия заведений требованиям и стандартам ИМО и Европейского Союза;
- программы «Гидрографические информационные системы Дунай (ГИС Дунай)» с целью обмена информацией между всеми участниками транспортного процесса плавания по внутренним водным путям Европы, включая и Украину – речную информационную систему Днепр (РИС Днепр);
- рамочной программы FR7 Евросоюза на тему «Управление погодными условиями в транспортной сфере» (2012 – 2015) для разработки руководящих документов по авиационному, железнодорожному, автомобильному, морскому и речному транспорту относительно краткосрочных и долгосрочных прогнозов в транспортной системе Евросоюза;
- общеевропейских проектов:

* NELI – системы взаимодействия по вопросам логистики и обучения специалистов для работы на внутренних водных путях Дунайского региона с использованием современных информационных технологий;

* NEVADA – системы взаимодействий Дунайских речных администраций;

* пакетов «Водный транспорт» и «Долгосрочные принятия решений» рамочной программы FR7 для разработки программного продукта в системах искусственного интеллекта по расширению функциональных возможностей судовых и береговых систем погодной маршрутизации с адаптацией программ для персонального компьютера летчика, водителя, судоводителя.

Основой проблемой стимулирования и внедрения разработок на морском и речном транспорте является отсутствие государственного органа регистрации и сопровождения особо важных разработок уже на уровне открытий и изобретений. Отсутствие финансовой возможности у авторов изобретений и открытий запатентовать их в масштабе даже одной из ведущих стран мира лишает их возможности конкурировать на рынке интеллектуальной собственности, а тем более организовать серийное производство стратегически важных технологий и оборудования.

Это, в первую очередь, касается общего внедрения аппаратно-программного комплекса судовой интегрированной навигационной системы (ЕКНИС/АИС) и системы радиосвязи ГМССБ (УКВ ЦВВ).

Техническое совершенствование судов осуществляется в направлении информатики и вычислительной техники, комплексной автоматизации судовых производственно-технологических процессов с минимальным штатом операторов, управляющих с единого поста одним оператором, а также экологичности судовой атмосферы.

Показателями технико-эксплуатационного совершенства судов является: транспортная технологичность, конструктивная надежность и безопасность, энергоэкономичность, экономичность, эргомокомпактность (высоким уровнем автоматизации), социальная безопасность (уровень обитаемости).

Основной проблемой научно-технического прогресса морской и речной транспортной техники является взаимосвязанное эксплуатационно-целевое повышение выше указанных показателей, опиравшееся на достижения науки и техники. Главная особенность этой проблемы заключается в синергизме показателей совершенства судов.

Для повышения управляемости судов на малых скоростях предлагаются средства активного управления: винторулевые колонки (ВРК), аzipоды, водометы, а также буксиры для проводки, сопровождения, швартовки/отшвартовки крупнотоннажных судов.

3. Проблемы повышения уровня подготовки научных и командных кадров для торгового флота.

Научная работа в морских вузах носит эксплуатационную направленность, в которую входят: безопасное судоходство, техническая эксплуатация

и ремонт судов, коммерческий, навигационный и технический менеджмент судоходных компаний и международное морское право.

К приоритетным направлениям научных исследований относятся:

- фундаментальные научные исследования по наиболее важным проблемам развития научно-технического, социально-экономического, социально-политического, человеческого потенциала для обеспечения конкурентоспособности Украины в мире и непрерывное развитие общества и государства, в частности, разработка теоретических основ гарантированной безопасности судоходства в территориальном море, внутренних водах и портах Украины и методы расчета и исследования напряженно-деформированного состояния твердых тел, в том числе при наличии дефектов различного происхождения;
- информационные и коммуникационные технологии, включая новые компьютерные средства и технологии информирования общества;
- энергетика и энергоэффективность, включая новые технологии и энергоресурсосберегающие технологии на транспорте;
- наука о жизни, включая новые технологии обеспечения социальной безопасности на судах;
- исследования по важнейшим проблемам природных, общественных и гуманитарных наук, в частности, термодинамика твердых, жидких и газообразных тел и веществ, условия труда и отдыха на судах;
- охрана окружающей среды от техногенного воздействия транспортных средств.

Основной проблемой подготовки научных кадров для торгового флота является социальная – большая разница (на порядок и выше) в оплате труда ученого и моряка, а поэтому обучение в аспирантуре на стационаре является скорее исключением, чем закономерностью.

Следующей проблемой подготовки является необходимость проведения больших объемов производственных экспериментов в рейсах, что резко увеличивает время реализации задач научных исследований, особенно достоверности научных результатов.

В теоретической подготовке научных кадров для флота отставание наблюдается из-за незавершенности ряда концептуальных и базовых теоретических подходов к теории безопасности управления судами, энергетическими потоками в судовом гидропульсивном комплексе, механическими, тепловыми и электрическими потерями в генераторах и преобразователях энергии, а также роли «человеческого элемента» в судовых эргатических системах.

Человеческий элемент, в отличие от фактора, является основной проблемой подготовки командных кадров для судов. По своей важности это понятие соизмеримо с аварийностью – показателем безопасности (надежности) мореплавания, а по направленности – уровнем безопасности (работоспособности) судов на море и кондиционным состоянием морской окружающей среды, что соответствует основным положениям резолюции А.947(23)

(Resolution A.947(23), Human element vision, principles and goals for the organization. IMO). Оно включает весь спектр деятельности человека (людей), осуществляемой: экипажами судов; менеджерами судоходных компаний; операторами береговых служб управления и обслуживания судов; работниками сервисных предприятий и организаций, а также органами власти различных уровней.

Принципиальными отличиями человеческого элемента, согласно указанной Резолюции, являются: уважение мореплавателей; учет и тщательное расследование аварий с судами; разработка правил и мероприятий для адекватных действий операторов в неадекватных условиях; простота, ясность и исчерпывающая понятность (детерминизм) правил и норм, адресованных непосредственно мореплавателям.

Проблемными для изучения остаются вопросы: количественного определения эффективности экипажа(ей) как производной от многих сложных и взаимосвязанных динамических составляющих, включая индивидуальные способности (оператора), политику управления, культуру судоходства, опыт, подготовку, навыки, рабочую среду; информационное обеспечение мореплавания за счет использования эффективной связи; минимизация вероятности человеческой ошибки.

Для ответа на них предлагается:

- создание структурно-организованного подхода к надлежащему учету проявлений человеческого элемента;
- проведение комплексного пересмотра отдельных действующих инструментов ИМО;
- продвижение и распространение культуры безопасности на море и адекватного понимания ценности морской окружающей среды;
- создание структуры по разработке инструментов ненормативного (творческого) характера и их оценки;
- «создание системы по выявлению и всеобщему распространению работ, исследований и другой соответствующей информации по человеческому элементу» на базе «результатов расследований инцидентов на море и в других сферах деятельности человека»;
- информационное обеспечение судовых экипажей декларативной информацией о роли человеческого элемента в системе безопасной эксплуатации судов.

В настоящее время наряду с резолюцией A.849(20), представляющей Кодекс по расследованию аварий и инцидентов (1997), который, вместе с положением по расследованию аварий судов (ПРАС), стал обязательным в пределах, предписываемых правилом 6 главы XI-I конвенции СОЛАС-74, действует резолюция A.884(21) – «Руководство по расследованию человеческих факторов в морских авариях и инцидентах», которое наряду с техническими требованиями к конструкции и оборудованию судов устанавливает и учитывает роль «человеческих факторов» в безопасности на море для торго-

вого судоходства (морской индустрии). Согласно этому руководству с «человеческим фактором» связаны: проектирование, производство (изготовление), управление, эксплуатация, обслуживание и ремонт морских транспортных средств, а также инфраструктуры торгового судоходства.

В связи с этим, особое значение придается надлежащей подготовке и дипломированию экипажей судов, которые лимитируются минимально – неизбежными международными требованиями; изложенными в Конвенции ПДНВ с поправками, в виде одного из «человеческих факторов». Причем, «фактор» означает движущую силу процесса, а «элемент» – базовую составляющую системы, в которой осуществляется данный процесс.

Поэтому проблема повышения уровня подготовки командных кадров экипажей морских (и других) судов заключается в обеспечении их адекватного поведения, как в адекватных, так и неадекватных (нештатных и чрезвычайных) условиях мореплавания. Здесь под «человеческим элементом» подразумеваются знание, понимание, умение и навыки человека-оператора, а под «человеческим фактором» – форма общения в экипаже, его компетентность, культура, опыт совместных действий, усталость, здоровье, понимание обстановки, стресс, условия труда. Основным механизмом решения этой проблемы являются межгосударственные, региональные, национальные, специальные и индивидуальные системы образования. В Украине подготовка вахтенных офицеров уровня эксплуатации и высших командных кадров судов проводится до образовательного уровня «бакалавр, «магистр».

УДК 621.431.74

Голиков В.А.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Сафин И.В., Обертюр К.Л. – V.Ships.

Особенности предрейсовой подготовки моряков на уровне управления.

Предрейсовая подготовка членов экипажей на уровне управления (капитан, старший механик, второй механик, старший помощник) активизирует функции наблюдения (обнаружения, формализации и сопровождения), выбора и принятия решений в чрезвычайных и аварийных ситуациях, чтобы в последующих действиях нормализовать ситуацию на судне. Она направлена на обеспечение адекватности действий экипажа в неадекватных условиях плавания. Поэтому такой вид подготовки создает условия и возможности обеспечения синергизма в действиях при реализации управленческих решений известных операторам на уровне эксплуатации. Обычно подготовка моряка включает 4–е уровня: ознакомительное обучение; обучение на основе знаний; обучение на основе практической деятельности; обучение на рабочем месте. В результате такой подготовки моряк перед рейсом восстанавливает свои профессиональные компетентности в виде: знаний; понимания; умения; навыков [1]. Наличие первых 3–х компетентностей позволяет опера-

торам обеспечить адекватное поведение в адекватных условиях, и это прописано в инструкциях, наставлениях и другой нормативно-правовой документации. В тоже время обладание 4-ой компетентностью позволяет наблюдателям адекватно действовать в неадекватных условиях плавания. Отличием функции управления от функции эксплуатации является то, что оператору достаточно получить образование на уровне младшего специалиста, при котором он должен знать, понимать и уметь, а также обладать элементарными навыками в рамках правил, т.е. управлять и контролировать процессы по отдельным параметрам (температура, давление, напряжение, сила тока и т.д.) или показателям одного или нескольких процессов (минимальный расход топлива за пройденную милю, максимум К.П.Д. и другие).

Для обеспечения функции управления необходим оператор-наблюдатель, обладающий образовательным уровнем бакалавра, т.е. дополнительно к образовательному уровню младшего специалиста (бакалавра) необходимо приобрести навыки достаточные для адекватного управления энергетическими, материальными потоками и людским резервом в нештатных ситуациях[2]. Если подготовка экипажа для работы в штатных и экстремальных ситуациях не вызывает особых трудностей, то проблема адекватного поведения экипажа в неадекватных условиях эксплуатации судна связана с разработкой стратегии и алгоритмов адекватного поведения людей при наступлении угроз, что требует создания методологической базы противодействия негативным явлениям. Применительно к методике предрейсовой подготовки основной акцент уделяется подготовке операторов-наблюдателей для получения знаний, умений и приобретения навыков для противоаварийного управления.

Целью предрейсовой подготовки (подготовки непосредственно на судне перед предстоящими морскими операциями) является формирование готовности операторов-наблюдателей управлять наступающими аварийными событиями путем адаптации систем управления судном по сценариям антисобытий, обеспечивающих переход из чрезвычайной ситуации в штатную и/или экстремальную ситуацию. Таким образом предрейсовая подготовка моряков на уровне управления объединяет эксплуатационные аспекты, технологическое развитие и организационно-управленческое обеспечение для адекватного противодействия угрозам путем управления антисобытиями[3]. Ее составляющие содержат знания обеспечивающие повышение наблюдаемости, в виде эффективных способов обнаружения, идентификации, формализации и сопровождения, что позволяет использовать результаты решения линейных дифференциальных уравнений для оценки степени угрозы и генерации адаптационных управляющих процессов для разработки сценариев антисобытий, которые формируются по результатам оценки аварийных морских событий в виде физических, логических и эвристических компонент[4].

Управляющие адаптационные сценарии антисобытий формируются по линейным дифференциальным законам с использованием располагаемых энергетического и материального (системного) ресурсов с дальнейшим их

наполнением людским резервом для управляющих воздействий на определенном этапе формирования сценария сюжетным способом.

Выбор конкретного сценария антисобытия определяется согласно создавшейся обстановке, по степени угрозы и времени до наступления аварийного морского события.

В процессе выбора для принятия окончательного сценария антисобытия и его последующей реализации командой операторов-наблюдателей используется тренажерная техника, средства имитационного моделирования и вычислительная техника.

По результатам реализации операторами-наблюдателями сценариев антисобытий оценивается их степень готовности к предстоящему рейсу.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Повышение эффективности операторской деятельности в судовых эргатических системах на морском транспорте [Текст]/ [Миусов М.В., Захарченко В.Н и др.] / отв. исп. В.Н. Захарченко /отчет о НИР 2012.-278с.

2. Голиков В.А. Способы повышения надежности операторов судовых эргатических систем[Текст]/ В.А. Голиков, В.И. Капустин - ОНМА., 2010 – № 25 Судовые энергетические установки. 49с –С.49-55.

3. Сафин И.В. Анализ опыта и технологии организации тренажерной подготовки по повышению компетенции инженерно-технического персонала судна на уровне управления в предрейсовый период [Текст]/ И.В. Сафин, К.Л. Обертюр - Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 92-98.

4. Голиков В.В. Наблюдение за текущей ситуацией при управлении судном [Текст] / В.В. Голиков, И.В. Сафин, К.Л. Обертюр // Водный транспорт.- 2016.- Вип.1.-С17-19.

УДК 378.6: 656.61.071.1

Колегаев М.А., декан судомеханического факультета
Национальный университет «Одесская морская академия»

Перспективы и проблемы новых подходов к подготовке плавсостава на втором уровне высшего образования

В современном мире мобильность становится все более актуальной и приобретает все более глобальный масштаб. Это связано с тем, что люди все чаще перемещаются из одной страны в другую, в том числе с целью обучения и трудоустройства. Для наших выпускников-курсантов, работодателями для которых являются иностранные судоходные компании, мобильность является определяющей и дает возможность получить хорошую и высокооплачиваемую работу на международных морских судах. Работодатель при при-

еме на работу человека, получившего квалификацию в другой стране, не всегда имеет представление о том, какой уровень образования и профессиональной подготовки он получил и какие профессиональные права присущи для его квалификации, поэтому возникает необходимость сформулировать и отразить в документах о высшем образовании всю информацию о полученной квалификации, которая была бы понятна в любой стране.

С принятием в 2014 году новой редакции закона Украины «О высшем образовании» были начаты реформы в системе высшего образования Украины, которые в том числе направлены на «распознавание» уровня высшего образования и профессиональной подготовки наших выпускников высших учебных заведений на мировом рынке труда. Были выделены пять уровней подготовки специалистов высшего образования: начальный (короткий цикл), первый (бакалаврский), второй (магистерский), третий (образовательно-научный) и научный уровни с определением квалификационных требований к подготовке на этих уровнях в соответствии с Национальной рамкой квалификации. Описание этих уровней для каждой специальности и специализации должно быть представлено в виде сформулированных компетентностей и результатов обучения. Как неотъемлемая часть диплома бакалавров, магистров и докторов философии было введено приложение к диплому европейского образца (*Diploma supplement*), в котором отражена информация о результатах обучения выпускника с названиями дисциплин, полученными оценками и количеством кредитов ЕКТС, а также со сведениями о национальной системе высшего образования Украины, что позволяет теперь выпускникам высших учебных заведений иметь возможность трудоустроиться в любой стране.

Основным изменением в системе высшего образования является то, что с 2017 года прекращается набор студентов на получение образовательно-квалификационного уровня «специалист». Такое нововведение привело к пересмотру стандартов высшего образования для подготовки бакалавров, магистров и докторов философии, в том числе и по специальности 271 «Речной и морской транспорт». В новом стандарте высшего образования подготовки бакалавров по этой специальности начиная с 2016 года сформулированы общие, общепрофессиональные и профессиональные компетентности, которые покрывают все минимальные требования к подготовке офицерского плавсостава, изложенные в Международной конвенции по подготовке и дипломированию моряков и несению вахты 1978 года с Манильскими поправками 2010 года, предъявляемые к уровням и эксплуатации и управления. До изменений в Законе «О высшем образовании» компетентности и результаты обучения уровня управления могли быть получены только при освоении учебных программ для специалистов и магистров. При этом уровень специалиста давал только профессиональные знания и умения, а магистр помимо профессиональных имел еще направленность в сторону научно-исследовательской деятельности.

Степень высшего образования «магистр» на сегодняшний день может быть получена на втором (магистерском) уровне высшего образования, который соответствует седьмому квалификационному уровню Национальной рамки квалификаций и предусматривает получение выпускником углубленных теоретических и / или практических знаний, умений, навыков по выбранной специальности (или специализации), общих основ методологии научной и/или профессиональной деятельности, других компетенций, достаточных для эффективного выполнения задач инновационного характера соответствующего уровня профессиональной деятельности. В соответствии с Законом Украины «О высшем образовании» программа подготовки магистра может быть двух типов: образовательно-профессиональная программа подготовки магистра, объем которой составляет 90-120 кредитов ЕКТС и образовательно-научная программа - 120 кредитов ЕКТС. Научная образовательная программа позволит получить компетентности, которые дадут возможность заниматься научными разработками и изысканиями в области речного и морского транспорта, а профессиональная - позволит занимать руководящие должности в береговой транспортной инфраструктуре. Обе программы открывают путь к преподавательской деятельности в морских высших учебных заведениях и к продолжению обучения в аспирантуре для получения степени доктора философии. Кроме того, в образовательных программах будет предоставлена курсанту возможность выбора специализации, которая позволит получить более расширенные профессиональные и научные знания в области морских перевозок, технологий и инженерии.

Рассмотренные новые подходы к составлению стандарта высшего образования и образовательной программы подготовки магистра речного и морского транспорта дают возможность ожидать, что магистратура станет основным инструментом повышения качества подготовки плавсостава в области управления и подготовки будущих научно-педагогических работников для высших морских учебных заведений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Закон України «Про вищу освіту» від 01.07.2014 № 1556-VII / Верховна Рада України.
2. Національна рамка кваліфікацій. Додаток до постанови Кабінету Міністрів України від 23 листопада 2011 року №1341.

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ І СИСТЕМИ

УДК 629.063.6

Архипенко С.В., рук. проф.Гречко Н.Ф.

Национальный Университет «Одесская морская академия»

Усовершенствование топливной аппаратуры судовых дизелей

Топливная аппаратура относится к числу важнейших элементов дизелей. От четкости и эффективности ее функционирования зависит величина развиваемой двигателем мощности, его экономичность, надежность и ресурс.

Постоянное совершенствование дизелей обуславливает развитие топливной аппаратуры (ТА). Основные направления совершенствования ТА следующие:

- одинаковые условия впрыскивания и распыления топлива во всех цилиндрах дизеля, так как различные значения цикловой подачи приводят к перегрузке одних и недогрузке других цилиндров, а неодинаковые углы начала впрыскивания топлива обуславливают разные значения максимального давления сгорания и температуры выпускных газов после цилиндров;
- стабильные параметры процесса впрыскивания топлива в течение длительной эксплуатации;
- надежную работу в эксплуатации, простоту в обслуживании и регулировании, а также возможность работы на различных сортах топлива;
- отвод утечек топлива из распылителя форсунки в расходную цистерну или к топливоподкачивающему насосу;
- отвод из ТНВД утечек топлива через плунжерную пару и толкатели клапанов во избежание разжижения топливом масла в картерах насоса и двигателя;
- смазывание трущихся поверхностей деталей топливной аппаратуры;

Топливовпрыскивающая аппаратура дизеля является одним из основных элементов двигателя, она обеспечивает его топливом. Тепловая энергия, получаемая в цилиндрах в результате его сгорания, преобразуется в механическую работу, отдаваемую потребителю энергии. От количества, поступившего в цилиндр топлива, качества его распыливания и фаз подачи (начала и конца) зависят величина производимой работы и эффективность преобразования энергии топлива в работу — к.п.д. двигателя и его экономичность.

Топливовпрыскивающая аппаратура функционально подразделяется на два элемента — топливный насос высокого давления (ТНВД) и форсунка.

В данной работе будет более детально рассмотрены конструкция и принцип работы современных форсунок.

Форсунки подразделяются на два основных типа: открытые и закрытые, снабженные клапанами. Конструкция открытой форсунки наиболее проста: распыливающее отверстие (или несколько распыливающих отверстий) постоянно соединено с трубопроводом высокого давления. Подвижные

детали в такой форсунке отсутствуют. Высокое давление, необходимое для распыливания топлива, создается гидравлическим сопротивлением отверстия постоянного сечения и скоростей нагнетания топлива. Вследствие отсутствия подвижных деталей после окончания впрыскивания наблюдается подтекание топлива.

В системах с открытыми форсунками скорости плунжера должны быть значительно больше, чем в системах с закрытыми форсунками, чтобы обеспечить в начальный момент впрыска достаточно хорошее распыливание топлива. В настоящее время открытые форсунки не применяются.

Для устранения подтекания топлива в конструкцию современных форсунок введен элемент, изолирующий линию высокого давления от камеры сгорания в период между впрыскиваниями. Такие форсунки относятся к числу закрытых.

В клапанных форсунках на пути движения топлива в камеру сгорания устанавливают запорный орган, однако в них после запорного органа отсутствуют сопловые отверстия. Конец клапана при впрыске выходит непосредственно в камеру сгорания. В форсунках такого типа дросселирующее сечение, образующееся между грибком клапана и корпусом сопла, выполняет одновременно и функцию соплового отверстия. В процессе работы размеры дросселирующего сечения зависят от хода клапана, а сам клапан участвует в распределении топлива по объему камеры сгорания.

Схема концевой части клапанной форсунки (распылителя) представлена на рис 1.

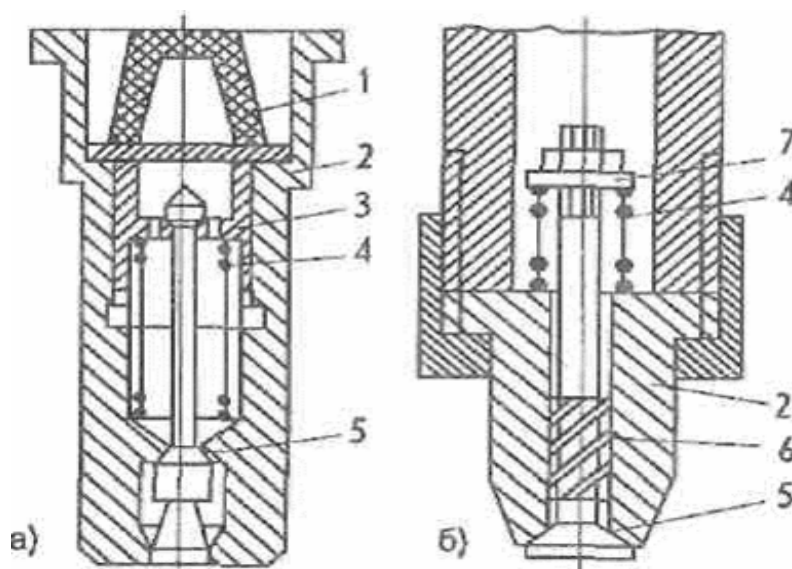


Рис. 1. Распылители клапанных форсунок: а - с штифтовым клапаном; б - с винтовыми канавками на стержне; 1 - фильтр; 2 - корпус; 3 - подвижная опора; 4 - пружина; 5 - клапан; 6 - стержень; 7 - гайка

Для клапанных форсунок применяют сравнительно небольшие давления подачи, поэтому качество распыливания не всегда получается удовлетворительным.

Для улучшения распыливания перед клапаном на его направляющей выполняют винтовые канавки (рис. 1 б).

Мембранные форсунки имеют специальную мембрану, расположенную над запорным клапаном или иглой форсунки (рис. 2 а, б).

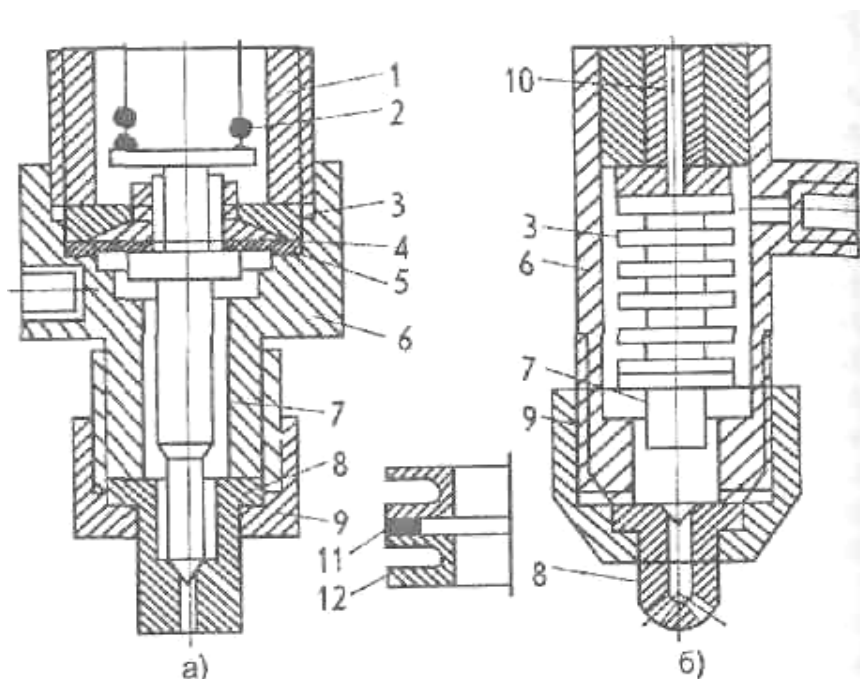


Рис. 2. Мембранные форсунки: а - с плоской мембраной; б - с мембранной колонкой; 7 - штуцер; 2 - пружина; 3 - постель; 4 - гайка; 5 - мембрана; 6 - корпус форсунки; 7 - клапан; 8 - сопло; 9 - прижимная гайка; 10 - канал; 11 - кольцо; 12 - стальная пластина

В дизелестроении в основном применяют форсунки с запорной гидравлически управляемой иглой (рис. 3).

Форсунки с запорной гидравлически управляемой иглой конструктивно просты, надежны в работе, не требуются специальные устройства для открытия иглы в момент впрыска. Однако они не позволяют осуществлять желаемый закон подачи топлива и в результате сжимаемости топлива трудно осуществляют регулирование фаз впрыска.

Наличие гидравлически управляемой иглы позволяет:

- ♦ устранить начальный участок подачи топлива в КС при малых давлениях и осуществлять начало подачи более четко и при повышенных давлениях;
- ♦ устранить конечный участок подачи с малыми давлениями, осуществлять более четкое окончание подачи и предотвращать при закрытой игле подтекание топлива;
- ♦ увеличивать среднее давление впрыска топлива;

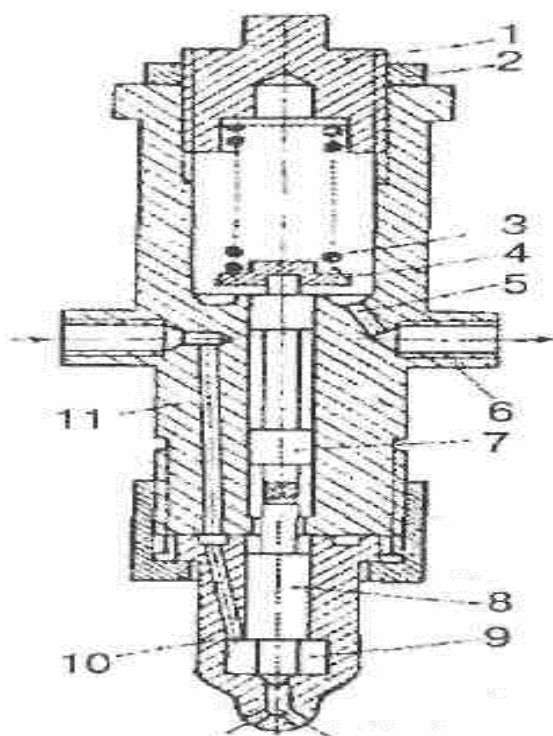


Рис. 3. Форсунка с запорной гидравлически управляемой иглой:

1 - гайка; 2 - контргайка; 3 - пружина; 4 - тарелка; 5 - канал отвода топлива; 6 - штуцер отвода топлива; 7 - направляющие штанги; 8 - игла; 9 - карман распылителя; 10 - корпус распылителя; 11 - корпус форсунки

- ◆ предотвращать опасность резкого ухудшения распыливания топлива на малых скоростных и нагрузочных режимах работы дизеля;
- ◆ обеспечить герметичность системы при высоких давлениях в ней;
- ◆ регулировать давление начала подачи в соответствии с особенностями протекания рабочего процесса дизеля;
- ◆ увеличить максимальное давление подачи топлива;
- ◆ уменьшить закоксование сопловых отверстий и самого сопла и, таким образом, увеличить срок его службы.

К недостаткам форсунок с запорной иглой следует отнести наличие подвижных деталей с увеличенной массой и прецизионные пары игла-корпус распылителя (работа которой часто нарушается в результате зависания и заедания иглы, быстрого износа, перегрева, монтажных деформаций и др.), а также высокую точность изготовления прецизионной пары.

Для улучшения тепловых условий работы прецизионной пары форсунки широко применяются длиннокорпусные распылители. В длиннокорпусных распылителях форсунок быстроходных дизелей дополнительное охлаждение не применяют, поэтому уменьшена лобовая тепловоспринимающая поверхность, омываемая в КС горячими газами, и улучшены тепловые условия сооска распылителя. Прецизионная пара максимально удалена от наиболее нагретых зон, в связи с чем надежность ее работы возрастает (рис. 4).

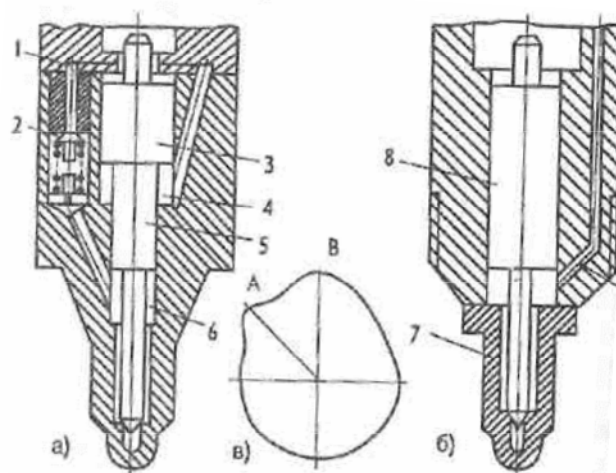
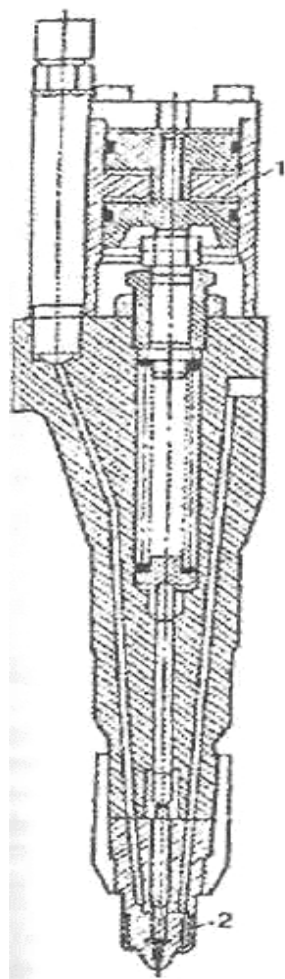


Рис. 4. Длиннокорпусные распылители:

а - с двухдифференциальной иглой; б - с отдельным соплом; в - профиль кулачка топливного насоса, работающего на эту форсунку; 1 - канал подвода топлива; 2 - обратный клапан; 3 и 5 – прецизионные поверхности; 4 и 6 - полости; 7 - сопло; 8 - игла; 9 - канал



Большие давления посадки иглы обуславливают появление в нагнетательном топливопроводе повышенных остаточных давлений и служат причиной дополнительных впрысков. В связи с этим, в таких топливных системах должны предусматриваться дополнительные устройства для разгрузки нагнетательного топливопровода (установка обратных клапанов, увеличение отсасываемого объема и др.).

Форсунки с системой автоматического регулирования давления открытия иглы

В зависимости от нагрузки дизеля с помощью этой системы (рис. 5) обеспечивается высокая экономичность в широком диапазоне нагрузок, а также более устойчивое протекание рабочего процесса в зоне низких нагрузок. Благодаря этому, сохраняется надежная работа на топливе низкого качества до 30% номинальной мощности без изменения регулировки двигателя.

Регулятор давления топлива автоматически увеличивает или уменьшает подачу воздуха к поршню пневмоцилиндра 1 на форсунке. Для обеспечения надежной работы распылителей 2 в условиях постоянного ухудшения качества топлива фирма «Мицубиси» использует для их охлаждения изолированную систему водяного охлаждения. Такая конструкция форсунки может использоваться на МОД и СОД.

Рис. 5. Форсунка с регулированием давления открытия:

1- пневмоцилиндр; 2 - распылитель

Электрогидравлическая форсунка

Управляемым элементом форсунки служит клапан с электромагнитным приводом. В конкретном случае клапан выполнен золотниковым. Открытие и закрытие клапана в сочетании с наличием жиклеров создает гидравлические усилия, вызывающие подъем иглы и ее посадку на седло. При выполнении клапана золотниковым допускаются утечки топлива через клапан, что снижает энергетическую эффективность системы. При этом, однако, клапан практически уравновешен от действия гидравлических усилий и поэтому имеет высокое быстродействие при малых усилиях перемещения и габаритах электромагнита. Для уменьшения утечек топлива через закрытый клапан предусмотрены высокая жесткость его деталей, малый зазор в паре и высокая степень фильтрации топлива. Победнее - для снижения темпа износа клапана в процессе эксплуатации. Уменьшение протечек топлива через клапан может быть достигнуто применением двух - и трехходовых клапанов (рис. 7).

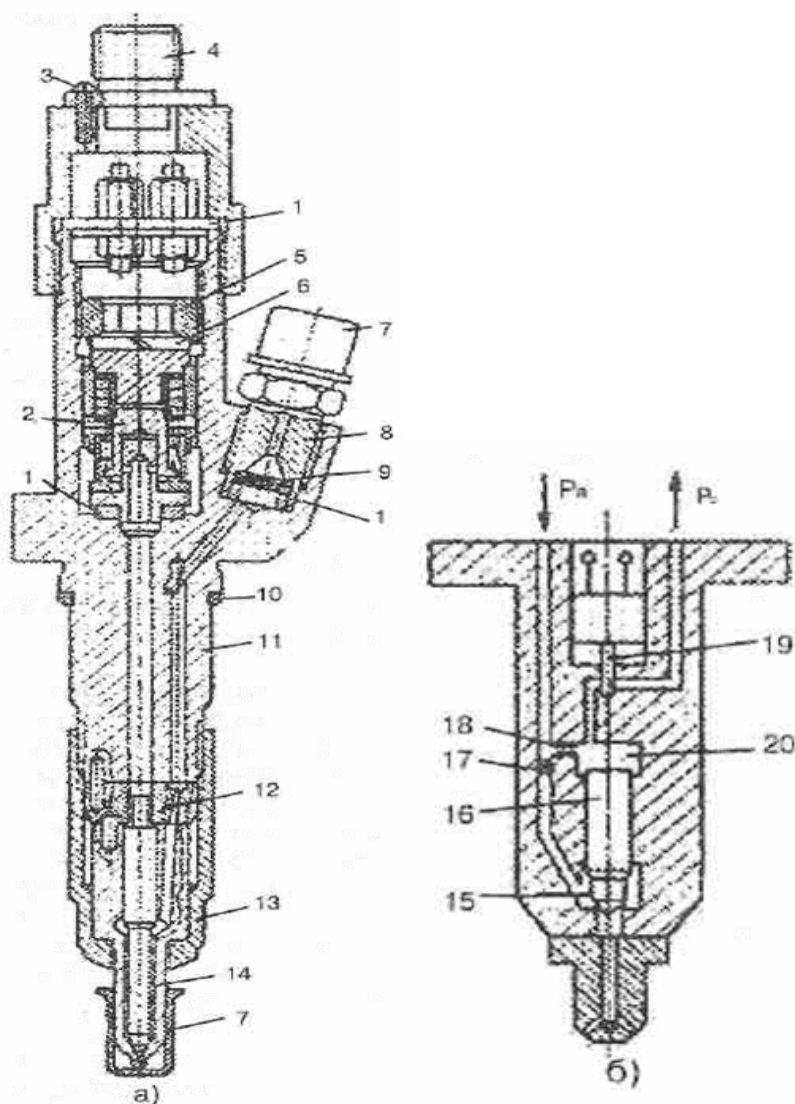


Рис. 7. Электрогидравлическая форсунка: а - разрез ЭГФ конструкции Коломенского филиала ВЗПЙ; б - схема ЭГФ, поясняющая принцип электрогидравлического управления; 1 - уплотнительные шайбы; 2 - золотниковый клапан; 3 - винт; 4 - электрический

разъем; 5 - прижимная гайка; 6 - контрящая шайба; 7 - защитный колпачок; 8 - штуцер подвода топлива; 9 - сетчатый фильтр; 10 - уплотняющее кольцо; 11 - корпус форсунки; 12 - проставка с жиклером; 13 - стяжная гайка форсунки; 14 - распылитель; 15 - камера впрыскивания; 16 - игла; 17 - жиклер камеры впрыскивания; 18 - жиклер камеры управления; 19 - золотниковый управляющий клапан с электромагнитом; 20 - камера управления

Совершенствование соплового аппарата форсунки

На экономичность дизелей существенное влияние оказывают:

- ♦ размеры и угловое расположение сопловых отверстий;
- ♦ конструктивные соотношения запорного конуса;
- ♦ форма и размер предсоплового канала распылителя.

Эти элементы обычно для краткости называют сопловым аппаратом распылителя.

Совершенствование сопловых аппаратов путем оптимизации количества сопловых отверстий и координат их расположения относительно КС является одним из основных направлений в развитии многодырчатых распылителей. Основным ограничивающим фактором являются сложность организации смесеобразования и отсутствие эффективных методов определения требуемой в конкретных условиях формы впрыскиваемых факелов топлива, а также трудности в технологии изготовления большого количества сопловых отверстий и в обеспечении стабильности параметров факела по отдельным отверстиям.

По этим причинам для дизелей с открытой КС преимущественное распространение получил сопловый аппарат с однорядным расположением сопловых отверстий, как наиболее простой для условий серийного производства топливоподающей аппаратуры. Для этих распылителей требуемая согласованность факела впрыска и КС, помимо параметров сопловых отверстий, обеспечивается подбором поверхности КС и выполнением камер сгорания в виде тел вращения.

Практические же результаты подтверждают целесообразность перехода к многодырчатому распылителю с многорядным расположением сопловых отверстий при совершенствовании процесса сгорания, особенно для высокофорсированных дизелей. При этом необходимо учитывать усложнение конструкции распылителя, которое потребует тщательный подбор элементов его проточной части и стабилизации гидравлических характеристик, отдельных сопел.

Наиболее важными элементами в распылителе считаются топливоподводящие каналы на участке от входа в распылитель до запорного конуса, проходное сечение под конусом иглы и топливоподводящие каналы от запорного конуса до сопловых отверстий. Лимитирующими сечениями являются только два последних участка, так как они увязываются с габаритными размерами распылителя и обычно выполняются в 1,5~2 раза больше площади проходных сечений сопловых отверстий.

Из большого многообразия конструкций сопловых аппаратов наиболее важные пути их совершенствования связываются с применением многорядного расположения сопловых отверстий, с улучшением гидравлических характеристик проточной части распылителя и интенсификацией вихреобразования и турбулизации в потоке впрыскиваемого топлива.

Оптимальный вариант соплового аппарата должен основываться на конструктивных элементах, обеспечивающих по режимам стабильное вихреобразование в потоке впрыскиваемого топлива при общих невысоких гидравлических сопротивлениях проточной части распылителя. При этих условиях обеспечивается повышение качества распыливания топлива, особенно на частичных режимах с малыми давлениями впрыска, и повышение экономичности дизелей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пахомов Ю.А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Е.В., Васильев Г.Л. Топливо и топливные системы судовых дизелей/ 2-е изд. – М.: ТрансЛит, 2007. – 496 с.: ил.
2. Возницкий А. В. Топливная аппаратура судовых дизелей - конструкция, проверка состояния и регулировка: учебное пособие. - [СПб.]: Моркнига, 2007. - 128 с.

УДК 621.43.011-634.2

Барильский В.В., рук. проф. Половинка Э.М.

Нициональный университет «Одесская морская академия»

Рабочие процессы судовых дизелей при использовании альтернативных топлив

1.Постановка проблемы.

Применение жидких альтернативных топлив является одним из путей снижения зависимости Украины от импорта нефтепродуктов. Технологические свойства альтернативных топлив характеризуются более или менее существенными отличиями от дизельных топлив нефтяного происхождения. Степень различия определяются сырьем и технологическим процессом получения альтернативного топлива. Известно, что процесс сгорания топлива в ДВС с воспламенением от сжатия определяется фракционным и групповым составами применяемого топлива (1,2,3). Исследованиям рабочего процесса ДВС на широком спектре альтернативных топлив (масла растительного происхождения, их эфиры, спирты, синтетические топлива из угля, их смеси с нефтяным топливом) зарубежных лабораторий и институтов.

Вместе с тем, в литературе практически отсутствуют данные по работе на топливе, получаемом из отходов полимерного сырья методом термического

крекинга. Приведенные ниже показатели даны для такого топлива, полученного в лабораторных условиях (4). Данное топливо отличается от дизельного ДЛ по ГОСТ 305 более широким фракционным составом, измененным групповым составом, а также пониженной плотностью (Таблица 1). В настоящей работе исследовано альтернативное топливо, являющееся компаундом из равных массовых частей вышеназванного топлива и топлива ДЛ по ГОСТ 305.

Цель исследования. Создание специализированного стенда с компьютеризированной системой измерений; исследование показателей судового ДВС при работе на альтернативном топливе.

Таблица 1. Основные технохимические показатели топлива.

Показатели		Величина
Фракция, масс %	49-190 °С	38,9
	190-353°С	56,1
	Другие	5,0
Углеводороды, масс %	Парафиновые	40,1
	Моноолефиновые	48,8
	Диеновые	11,1
Кинематическая вязкость при T=293 К, мм ² /с		2,88
Плотность, кг/м ³		729

2.Решение проблемы.

2.1. Экспериментальный стенд и система измерений.

Стенд создан на основе судового ДВС 6ЧН12/14 с турбонаддувом. Технические данные ДВС показаны в таблице 2 (5). Дизельный двигатель 4 нагружен электрогенератором постоянного тока 21 с регулируемым током возбуждения, что обеспечивает плавное изменение нагрузки во всем диапазоне мощности ДВС. Электрический генератор 21, соединен с нагрузкой 17, состоящей из 50 тэнов мощностью по 2 кВт каждый с обдувом осевым вентилятором энергоёмкостью 025/100).

Датчики. В качестве первичных преобразователей температуры использованы термоэлектрические (номинальная статическая характеристика по гост 3044), давления – тензорезистивные сапфир 22д, силы - тензодатчик km(s) 1100 (0,5 кН). Стабилизация опорного напряжения обеспечивается специализированными источниками питания. Электрические параметры нагрузки определяются цифровым, 4,5 разрядным прибором в 7-38. Весовой расход топлива определяется по показаниям датчика силы, определяющего вес расходной топливной цистерны совместно с топливом в заданные промежутки времени с учетом количества топлива сливающегося из ТНВД.

2.2. Вопросы методики эксперимента.

С целью исключения влияния случайных факторов на большинстве режимов производились повторные замеры и предварительное осциллографирование. Существенное снижение влияния стохастичности индикаторного процесса достигнуто осреднением параметров 10...100 рабочих циклов двигателя. Важной особенностью проведения исследований является определение положения ВМТ и частоты вращения расчетным путем. Для этого, на каждом режиме осуществляется кратковременное отключение подачи топлива на индицируемый цилиндр. Параметры стенда замеряются заданное количество раз (обычно 10...15) в каждой точке режима. Программа проведения испытаний включает в себя подготовительные работы и ряд содержательных этапов.

3. Результаты исследований

В качестве иллюстрации работоспособности созданного оборудования ниже приведены результаты исследований на двух режимах: 1 – мощность генератора 27,1 кВт; 2 – мощность генератора 57,7 кВт. Сопоставимость результатов при работе на различных топливах обеспечена проведением испытаний при одинаковом значении мощности (тока возбуждения) и частоты вращения генератора. исследования повторяемости индикаторных показателей ДВС выполнены при количестве регистрируемых циклов от 10 до 100. Значения максимального и среднего давления в цилиндре приведены на рис. 2. Здесь даны значения параметров на дизельном и альтернативном топливах при двух значениях мощности генератора. Отклонение текущего значения измеренных параметров от среднего по всем циклам лежит в диапазоне 3,4%...4,0%. Такая величина нестабильности является следствием неповторяемости значений массы и давления впрыскиваемого топлива, а также стохастического характера процесса самовоспламенения и сгорания топлива в цилиндре ДВС. Следует отметить, что приведенная величина нестабильности свидетельствует о достаточной воспроизводимости измеряемых величин индикаторного давления

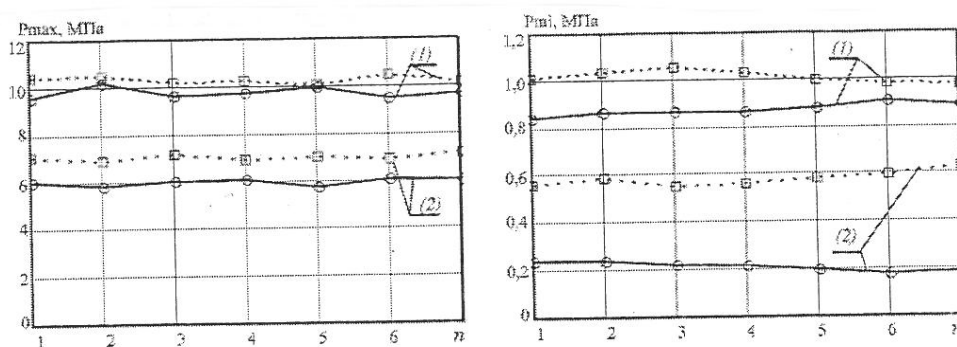


Рис. 2. Оценка погрешности измерения максимального и среднего давления при испытании 1,2 – режимы работы; дизельное топливо; альтернативное топливо.

Определение величин скорости нарастания давления. В цилиндре выполнено путем дифференцирования зависимости p по углу поворота. Ввиду “зашумленности” экспериментальных данных выполнено их сглаживание методом “скользящего окна” [9]

3.1. Период задержки воспламенения.

Данный параметр определен промежутком времени (измеренного в градусах угла поворота коленчатого вала (пкв)) от момента начала подачи топлива до момента отрыва линии индикаторного давления от линии сжатия. Как следует из приведенных экспериментальных данных, период задержки воспламенения при использовании альтернативного топлива увеличивается на 2–4 °пкв, причем большее значение соответствует большей мощности ДВС (рис.3). Полученные результаты являются следствием отличия параметров альтернативного топлива от дизельного (по гост 305). Это: пониженная способностью альтернативного топлива к самовоспламенению, повышенная температура самовоспламенения, сниженная температура кипения при повышенной теплоте испарения, пониженная вязкость [10].

3.2. Давление и скорость нарастания давления в цилиндре.

Значения максимального давления (p_{max}), максимальной скорости нарастания давления ($dp/d\varphi$) при использовании альтернативного топлива во всех проведенных испытаниях выше, чем для дизельного топлива (см. Рис. 3). Абсолютное значение повышения максимального давления на альтернативном топливе составляет 0,6...1,0 мПа, а среднего 0,1...0,3 мПа. Причем, большая разница давлений соответствует меньшей мощности ДВС. Работа ДВС на альтернативном топливе приводит к росту величины скорости нарастания давления на 5...10 мПа/0 пкв, причем снижение мощности ДВС приводит к увеличению значения этого параметра.

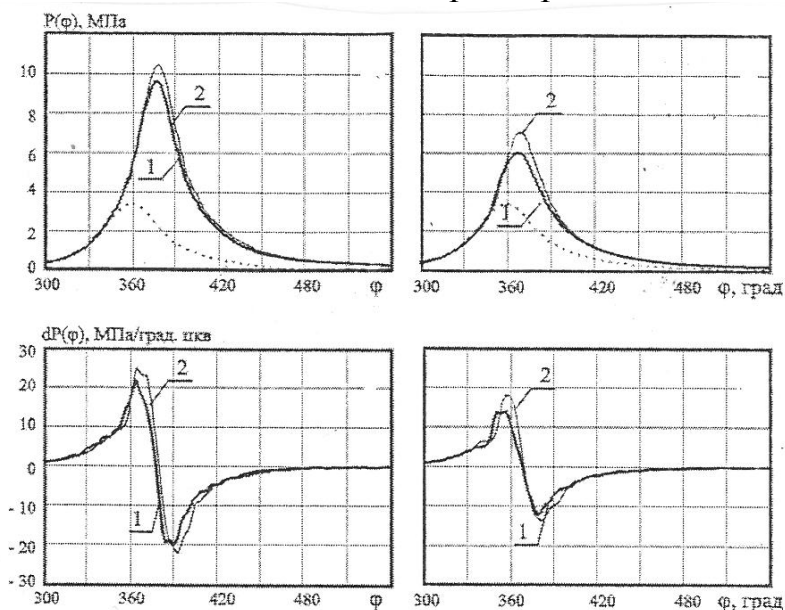


Рис. 4. Сравнение давления и скорости нарастания давления в цилиндре судового двс бчн12/14 при работе на дизельном (1) и альтернативном топливе (2) а,в – режим 1;б,г – режим 2.

Выводы

1. На базе ДВС 6ЧН12/14 создан стенд с компьютеризированной системой измерений для исследования показателей ДВС на различных топливах.
2. Показано, что при работе на альтернативном топливе период задержки воспламенения удлиняется на 2...4 0 пкв.
3. На базе обработки данных показано, что скорость нарастания давления при работе на альтернативном топливе повышается на 2...4 0 пкв.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Абрамчук Ф.А., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьак Е.И., Шокотов Н.К. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. –К.: Техника, 1992.-272с.
2. Сомов В. А., Ищук Ю. Г., Судовые многотопливные двигатели. – Л.: Судостроение, 1984. – 240 с, ил.
3. Семенов Б. Н. и др. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. - 240 с.: ил.
4. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. Наук. праць. Харків: Нац. Аерокосмічний ун-т “Харк. авіац. ін-т”, 2001.- Вып. 26 - Двигуни та енерго-установки .- С.13-18.*
5. Браславский М. И., Судовые дизель-генераторы малой мощности.– Л.: Судостроение, 1968. –174 с.
6. AI8S–5A. Модуль изолированных аналоговых вход с параллельным измерением. Руководство пользователя. Fastwell Inc. 1999. 18 с.
7. Куликовский К.Л., Купер В.Я. Методы и средства измерений. М.: Энергоатомиздат. 1986. 448с.
8. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений.– Л.: Энергоатомиздат, 1985.–304 с.
9. Р. И. Ивановский. Компьютерные технологии в науке и образовании. Практика применения систем MathCAD Pro: Учеб. пособие/ - М.: Высш. шк., 2003. – 431 с.: ил.
10. Гуреев А.А., Кемпфер Г.М. Испаряемость топлив для поршневых двигателей.– М.: Химия, 1982.– 264.
11. М. Р. Ткач, канд. техн. наук, Б.Г. Тимошевский, д-р техн. наук, Б. А. Тхы, инж. Экспериментальные исследования показателей судового ДВС, использующего альтернативное топливо, 2006 г.

Кадохов А.Л., рук. проф. Половинка Э.М.

Нициональный университет «Одесская морская академия»

Зниження токсичності відпрацьованих газів суднових дизелів

Вивчення викиду вихлопного газу з дизельних двигунів кидає виклик, і проектувальникам машин і виготовлювачам устаткування очищення вихлопного газу. Осмислення цього веде до більш серйозного розуміння проблем навколишнього середовища в морській промисловості.

Загальна увага до проблем навколишнього середовища швидко збільшується. Угадуючи розвиток у цьому напрямку, компанія MAN B&W приступила до досліджень характеристик емісії їх двигунів приблизно п'ятнадцять років тому. У ці дослідження включена робота над розробкою методів для зменшення викиду NOx з відпрацьованими газами, щоб відповідати поточним і очікуваним у майбутньому правилам. Головна увага поки була звернена на зменшення емісії окисів азоту, NOx.

Склад головних забрудників у вихлопному газі, як показано на Рис. 1, є результатом машинного процесу, палив і засобів, використаних, щоб керувати вихлопом. Склад відпрацьованого газу: Кисень - вихлопний газ містить приблизно 13-16% кисню; Азот - складає приблизно 80% атмосфери. З даного відношення надлишку повітря, ясно, що азот складає головну частину вихлопного газу; Диоксид вуглецю, водяний пар; Оксид вуглецю (далі CO) - отруйний газ. За формування, CO у принципі, відповідають відносини надлишку повітря і температура горіння; Оксиди сірки - ротягом згоряння, паливна сірка - оксидизує у різні окиси сірки (SOx) , в основному SO₂ і SO₃, звичайно у відношенні 15:1. Викид SOx із двигуна - результат сірчистого змісту в мазуті; Оксиди азоту "NOx" - при нагріванні в палаючій струмені палива, азот більш не інертний, і кисень неминуче реагує з азотом, формуючи окис азоту. "Емпіричне правило" говорить, що зміна на 100 °C у температурі горіння може змінювати кількість NOx у 3 рази. Негайна реакція - формування NO. Пізніше в процесі, протягом розширення й у системі випуску, частина NO конвертується до форми NO₂ і N₂O, звичайно 5 % і 1%, відповідно, вихідної кількості NO.

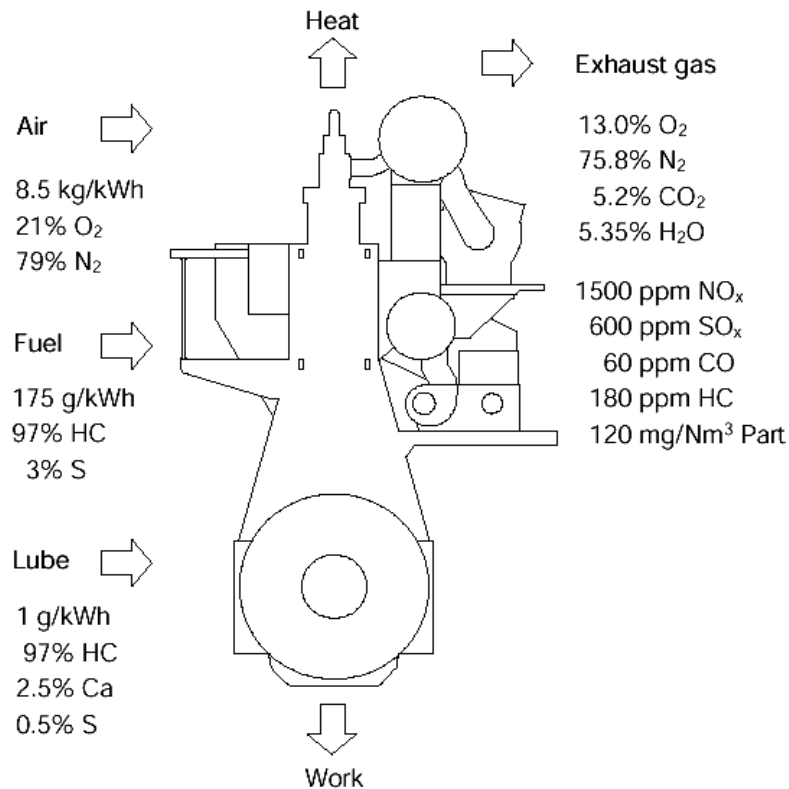


Рис. 1. Склад основних забрудників вихлопного газу.

Емісія NO_x з неконтрольованих двигунів, як уже показано в Рис. 1, задоволена висока. Те, що відбувається тепер, при збільшеній емісії NO_x в атмосферу зі згорянням, порушує дуже тонкий природний баланс. Отже, контроль NO_x захищений учасниками екологічного руху і законодавцями, фактично, контроль NO_x коштує на першому місці. Як згадано раніше, контроль NO_x кидає виклик для проектувальників, і має ряд способів зменшення NO_x. Однак, усі методи заподіюють деяку втрату в ККД.

Способи зниження NO_x у відпрацьованих газах.

NO_x у вихлопному газі може бути зменшений з первинними чи вторинними методами скорочення. Первинні методи - методи, що впливають на процес згоряння безпосередньо. Фактичний ступінь скорочення залежить від типу двигуна і методу скорочення, але змінюється від 10 % до більш ніж 50 %. Вторинні методи - зменшення рівню емісій без зміни двигуна й оптимізування палива, використання устаткування, що не формує частину двигуна безпосередньо.

Найбільш цікавий вторинний метод поки це – Selective Catalytic Reduction (Добірне Каталітичне Скорочення). Цей метод уможливорює, зменшення рівня NO_x більше ніж на 95 %, додаючи аміак до вихлопного газу перш, ніж він входить у каталітичний конвертер.

Вплив максимального тиску згорання.

Зменшення максимального тиску через затримку упорскування понизить пікову температуру і таким чином, зменшить утворення NO_x, але це також неминуче веде до більш високої витрати пального. Типовий режим із трьох

параметрів (Питома витрата палива(далі SFOC), Bosch Smoke Number, і NO_x) показаний на Рис. 2 як функція від затримки упорскування. Саме собою зрозуміло, що це - не особливо притягальний метод, оскільки витрата пального дуже важлива.

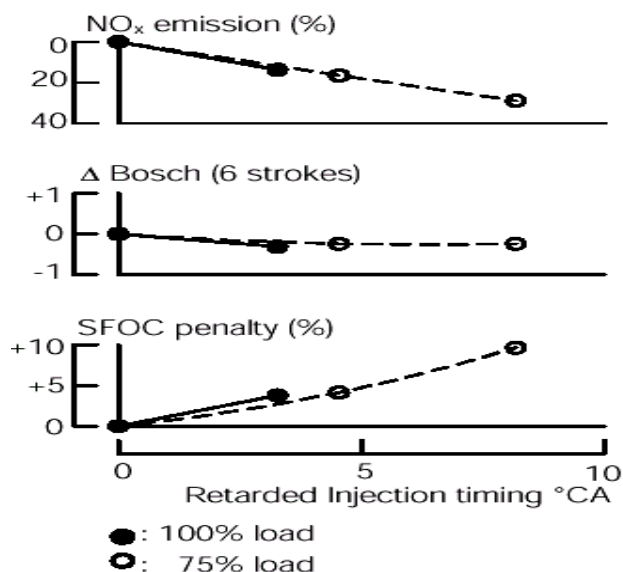


Рис. 2. Вплив затримки упорскування палива на показники

Контроль якості повітря. На частковий тиск реагентів кисню й азоту можна вплинути тільки, змінюючи визначену кількість повітря, що входить у двигун, чи, змінюючи відношення між киснем і азотом. Відношення може бути змінено системою повторного спалювання відпрацьованих газів (Exhaust Gas Recirculation, далі EGR). Якщо 15 відсотків від вихлопного газу рециркулювати, що результують концентрація кисню в повітрі впуску буде зменшена з, приблизно 21 відсотка (атмосферного) до приблизно 18 відсотків, і буде вплив на формування NO_x. Рис. 3 показує результати досліджуваного двигуна 4T50MX.

У принципі, вихлопний газ може рециркулюватися, і перед (Варіант 1), і після (Варіант 2) турбонагнічувача, як показано в Рис. 4, але в обох випадках, газ повинний бути охолоджений і очищений. EGR може мати серйозний недолік, особливо на борті корабля, оскільки стік з очищення містить сірку в неутилізуємій формі також вуглеводні, що як не спалюються, сажа і зола.

Ця проблема очевидно більш глибока, але для газових двигунів і у випадках, де доступні чисті збіднені киснем газу (Варіант 3), EGR - властивий метод використання. EGR міг бути правильним вибором у переробній промисловості, у нафтопереробних заводах і т.д., тобто в наземних спорудженнях, де попередньо згадана проблема стоку могла також бути вирішена по-іншому. Через властивий потенціал EGR методу, концепція усе ще досліджується для корабельного використання.

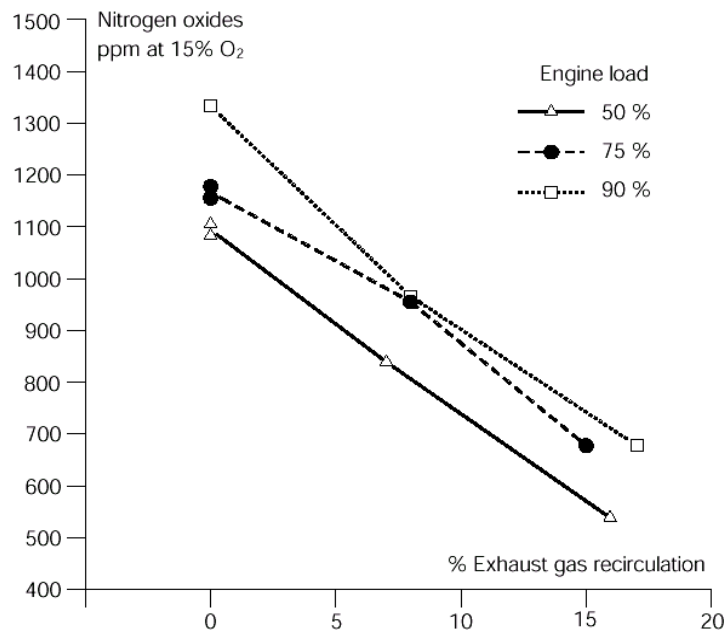


Рис. 3. Ефект від рециркуляції вихлопних газів

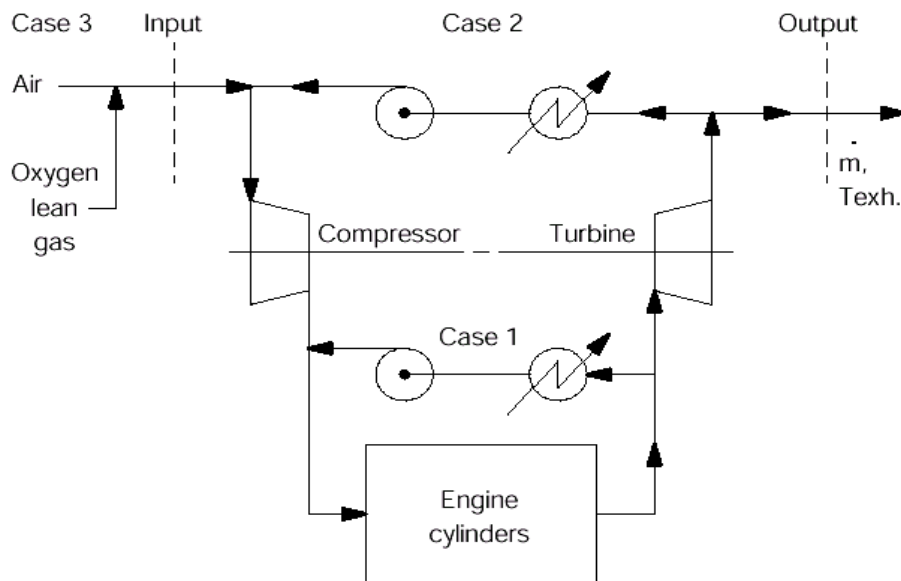


Рис. 4. Різні системи рециркуляції відпрацьованих газів

Адаптація наконечника форсунки/упорскування палива.

Адаптація наконечника форсунки - природна частина будь-якого іспиту прототипу, поряд з перевіркою виконання в різних умовах. Протягом таких іспитів, було перевірено, що різні типи наконечника мають значний вплив на NOx, і що інтенсивність упорскування палива також має вплив.

У таблиці 1 показаний вплив різних наконечників на формування NOx також як вплив на витрату пального й інші забруднювачі.

Таблиця 1. Ефект від застосування різних типів форсунок для 12K90MC (навантаження 90%)

Результати тестів	NO _x	CO	Дим	ΔSFOC
Одиниці виміру	ppm/15% O ₂	ppm/15% O ₂	BSN ₆	г/л.с.год
Стандартна форсунка	1594	109	0,35	0,0
3 6 отворами	1494	108	0,23	+0,4
Форсунка типу Slide	1232	87	0,18	+1,8

На експериментальному двигуні 4T50MX, що обладнаний для електронно-гідравлічного керування системи упорскування палива і такту клапана вихлопу, вплив цих елементів на формування NO_x - є частиною дослідницької роботи. Можна тепер вибирати між паливним способом економії і "низько NO_x" способом, у той час як двигун працює, змінюючи характеристики системи упорскування палива (окреме чи подвійне упорскування, чи залежність тиску в часі). Дослідження показує, що, у цьому каскаді розвитку, потенціал скорочення NO_x приблизно 20 відсотків є можливим при паливній утраті 3,5 відсотки.

Електронно-гідравлічна система на двигуні може також робити "предвприск" перед головним упорскуванням. Як показано в Рис. 5, "предвприск" палива має значний вплив на формування NO_x.

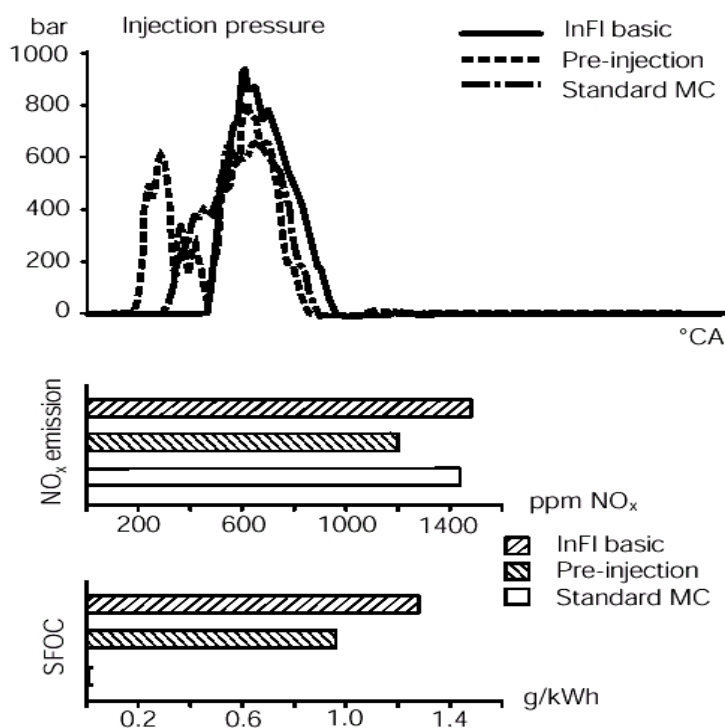


Рис. 5. Ефект від застосування передвприску палива

Водяне емульгування.

Було перевірено давним давно, що водяне емульгування веде до значного скорочення NO_x . Емульгування виконується перед циркуляційною системою мазуту, тобто в крапці потоку палива до двигуна, з якого не мається зворотного протипотоку. Потік палива, керує витратою води, але можна також керуватися, вимірюючи фактичний зміст NO_x у вихлопі. Це мало місце, якби був потрібний безупинний контроль NO_x .

Для судів, що використовують емульговане паливо, спеціально розроблена система захисту вбудовується в зовнішню паливну систему так, щоб електричний збій на борті, не впливав на сталість паливо-водяного емульгування, і двигун може бути запущений без переходу до палива без води.

Упорскування чи водяне зволоження. Вода може також бути додана в камеру згоряння через окремі канали чи форсунки за допомогою розширеного упорскування води і палива з тієї ж форсунки. Результати подібні результатам водяного емульгування, але водяне емульгування більш просте в застосуванні і мінімізує водоспоживання.

Інший спосіб введення води в зону згоряння – воложити продувне повітря. Однак, відомо, що занадто багато води в продувному повітрі може бути шкідливо для умов роботи циліндрової втулки, і що ми використовуємо осушувачі продувного повітря, як правило, після повітроохолоджувача, і цей метод не допустимий.

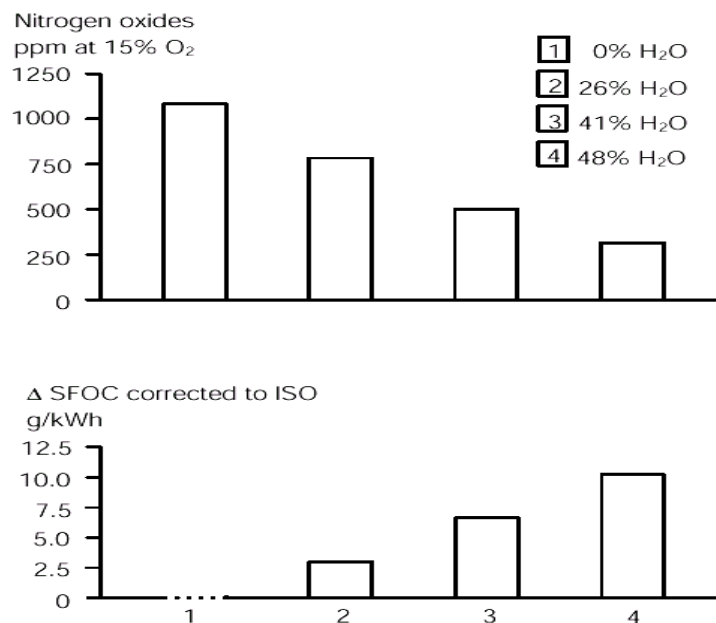
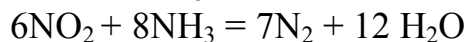
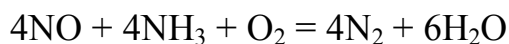


Рис. 6. Ефект від емульгування палива водою

Селективне каталітичне відновлення (SCR).

При цьому методі, вихлопний газ змішаний з аміаком, NH_3 перед пропусканням через шар спеціального каталізатора при температурах між 300 і 400 °C, за допомогою чого NO_x приведений до N_2 і H_2O . Схематичне розташування систем показується в Рис. 7

Схема реакцій - наступна:



Як може бути замічено, для протікання процесу повинний бути присутнім кисень. Якщо температура занадто висока, NH_3 буде згоряти скоріше чим, зреагує з NO/NO_2 . При занадто низькій температурі, швидкість реакції була б занадто низка, і конденсація сульфатів амонію зруйнує каталізатор.

Кількість NH_3 поступаюча в трубу вихлопного газу керується комп'ютером процесу, що дозує NH_3 відповідно кількості NO_x , зробленого двигуном як функція від навантаження двигуна. Зв'язок між NO_x зробленим і навантаженням вимірюється протягом іспитових пусків на іспитовому стенді. Отриманий зв'язок заноситься в комп'ютер і використовується для керування дозування NH_3 з випередженням.

Дозування аміаку згодом відрегульований для системи зі зворотнім зв'язком на основі вимірюваний сигнал виходу NO_x .

Причина для вибору цього методу, переважніше чим керування аміаком тільки на основі вимірюваного сигналу виходу NO_x , - те, що, з останнім методом, нейтралізатор токсичності відповідав би також повільно на зміни в дозуванні NH_3 , і це приведе до надмірних змін у NO_x чи концентрації виходу аміаку.

Прилад виміру NO_x невід'ємна частина апаратури контролю дозування NH_3 . Всі інструменти встановлені на окремій панелі в ЦПУ. Аналізатор кисню і сигнальний пристрій NH_3 включені, разом з реєстратором, що забезпечує безупинний контроль системи.

Ступінь NO_x видалення залежить від кількості доданого аміаку (виражений через відношення NH_3/NO_x). При високому відношенні NH_3/NO_x , можуть бути отримані високі ступені видалення NO_x , але, у то же самий час, кількість невикористаного аміаку (прослизання NH_3) в очищеному топковому газі збільшиться. Бажано, щоб концентрація невикористаного аміаку в очищеному газі була настільки низка наскільки можливо. Тому що, коли топковий газ у казані чи теплообміннику прохолоджується, аміак може реагувати з SO_3 у вихлопному газі, і поверхня нагрівання може бути забруднена сульфатами амонію.

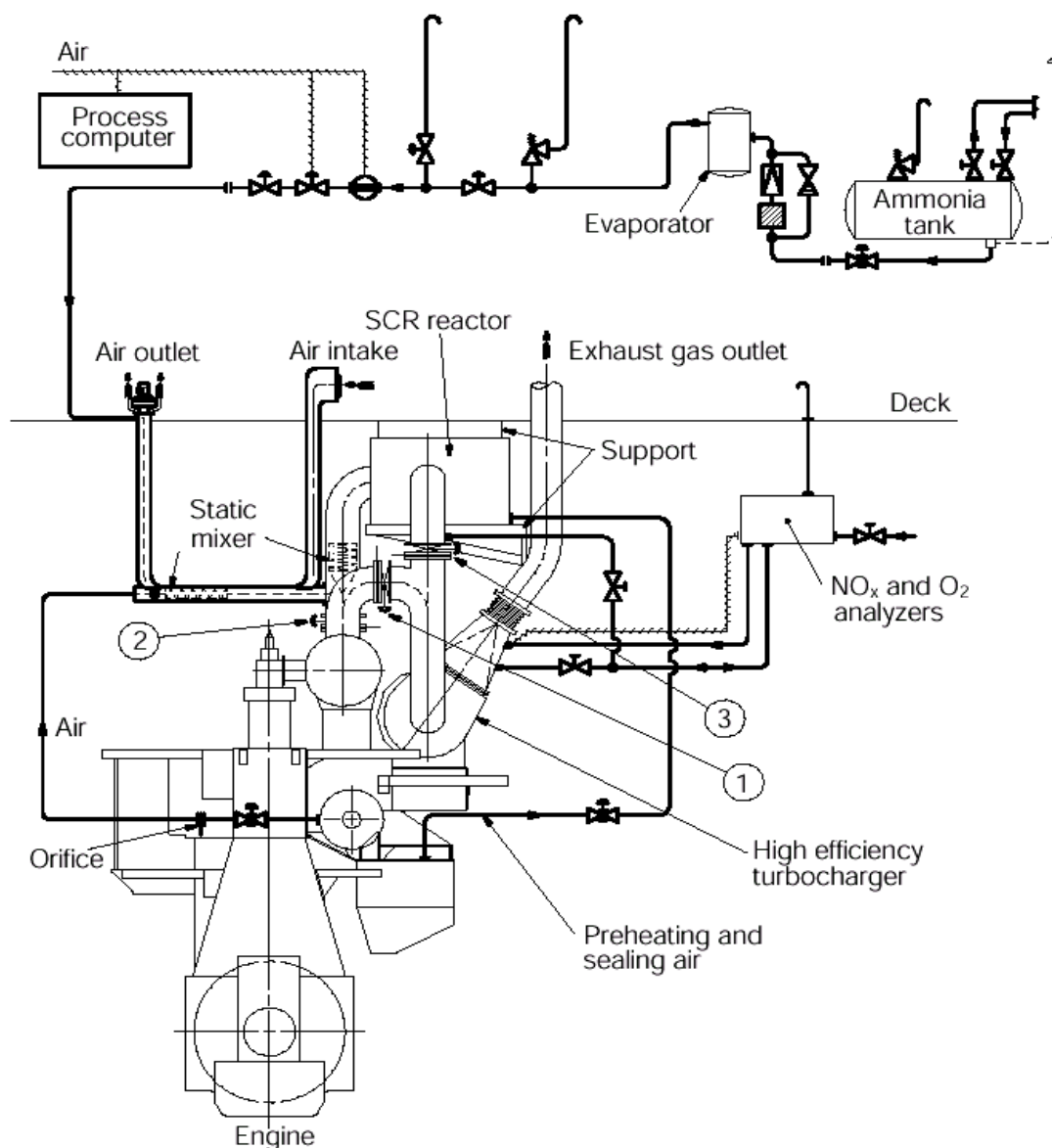


Рис. 7. Схема установки системи SCR на малообертний двигун

Подача аміаку може чи бути рідинної, безводний аміак під тиском, чи водяної нашатирний спирт при атмосферному тиску, чи це може бути сечовина, яку можна перевозити в сухому виді і розчиняти у воді перед використанням.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Філіппов А.З. Токсичність відпрацьованих газів теплових двигунів. - Київ; Вища школа, 1990. - 160 с.
2. Гладков С.А., Лерман Є.Ю. Створення малотоксичних дизелів морських суден. - Л.: Суднобудування, 1990. - 180 с.
3. Пахомов Ю.А. Паливо і паливні системи судових дизелів / Ю.А. Пахомов, Ю.П. Коробков, Е.В. Дмитрієвський, Г.Л. Васильєв / - М.: РКонсульт, 2004. - 494 с.

4. Панчішній В.І. Нейтралізація оксидів азоту в відпрацюванні ших газах дизелів // Двигунобудування. - 2005. - № 2 (220)

УДК 621.436.068.3

Пясецкий И.А., рук. проф. Половинка Э.М.

Нициональный университет «Одесская морская академия»

Топливоподача и смесеобразование в дизелях

Топливоподача, распыливание и развитие топливных струй во взаимодействии с движущимся зарядом в КС обеспечивают смесеобразование и эффективность последующих процессов рабочего цикла дизеля.

Распыливание топлива резко увеличивает поверхность жидкости, что ускоряет процессы тепло- и массообмена между воздухом высокой температуры и жидкостью. Уменьшение размеров частиц обеспечивает их нагрев и испарение в более короткие промежутки времени.

Форма КС и метод применяемого смесеобразования предъявляют различные требования к распыливанию топлива и развитию распыленной струи.

При объемном смесеобразовании необходимы мелкое распыливание топлива и достаточно большая глубина проникновения струи в объем КС с минимальным попаданием капель на стенки.

Пристеночное смесеобразование, когда большая часть паров образуется в результате испарения топлива со стенки КС, не требует дробления основной массы струи на мелкие капли, но для создания таких условий необходимо истечение топлива из распыливающего отверстия со скоростями, согласованными со скоростью вихря.

Для КС, расположенных в поршне, когда топливо частично попадает на стенку, в зависимости от числа распыливающих отверстий, расстояния до стенки, направления движения топливных струй и газового заряда, а также скорости последнего изменяются и требования к мелкости распыливания и развитию топливных струй. На частичных подачах в ряде таких КС осуществляется объемное смесеобразование.

При малых скоростях истечения на поверхности струй возникают осесимметричные колебания, возрастание амплитуды которых обуславливает образование отдельных крупных капель. С увеличением скорости истечения возникают волнообразные деформации струи, ось ее искривляется, что приводит к волновому распаду.

При истечении струи с большими скоростями распад струи начинается вблизи распыливающего отверстия. При этом, наряду с каплями различных размеров образуются нити, пленки и обломки струи, которые затем, под воздействием сил поверхностного натяжения и аэродинамического сопротивления, дробятся на более мелкие капли. Возможно также слияние капель

вследствие соударения при движении в распыленной струе. Такой распад струи принято называть распыливанием.

Анализ факторов, вызывающих распад струи, показывает, что исходными являются возмущения потока топлива, возникающие при его движении в распылителе. Эти возмущения вызывают появление начальных искривлений цилиндрической поверхности струи при осесимметричном или волновом распаде и разрыве струи при распыливании.

Опыты показали, что предварительная турбулизация потока улучшает мелкость и однородность распыливания струи.

Повышение плотности газовой среды не приводит к существенному снижению средних диаметров капель. Исследования показали, что на размеры капель влияют условия обтекания входной кромки распыливающего отверстия и не влияет плотность газовой среды.

В процессе впрыскивания через многоструйную форсунку на основном участке подачи, струя вытекает из распылителя с большими скоростями, при этом происходит распыливание топлива. В конце впрыскивания скорость снижается. Истечение топлива на данном участке происходит при малом перепаде давлений под действием движения иглы от упора к седлу и сил инерции потока.

В результате отмечается появление из распыливающего отверстия нераспавшейся струи с последующим образованием осесимметричных или волновых колебаний, вследствие чего происходит распад струи на крупные капли. В конце впрыскивания видны нити топлива и крупные обломки струи (рис. 1).

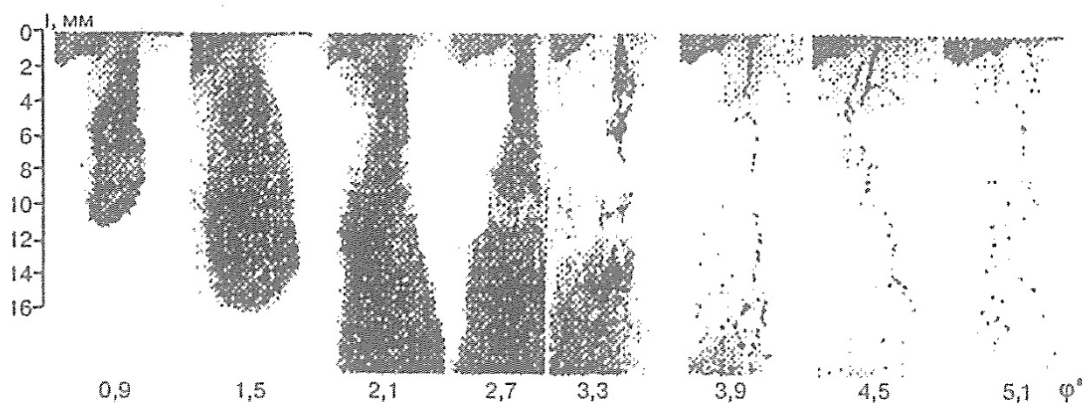


Рис.1. Вид струи при различных фазах впрыскивания (топливная аппаратура дизеля ЯМЗ (6413/14), $d_c=0,34$ мм, $V_c=30$ мм², $n=450$ мин⁻¹)

Следует отметить, что последние порции топлива вытекают из распылителя в виде тонких струек, не заполняя всего сечения распыливающего отверстия. На начальном участке впрыскивания топливо вытекает из распылителя также с малой скоростью.

При этом может возникать цилиндрическая нераспавшаяся струя, которая сохранится очень короткий промежуток времени. Затем она разрушится порциями топлива, следующими за ней с нарастающими скоростями.

В результате распада топливной струи образуется большое число капель различных размеров. Для характеристики размеров капель и спектра их диаметров, т.е. мелкости и однородности распыливания, принято использовать средние диаметры капель и кривые распыления. Наибольшее распространение получили средний арифметический, поверхностный и объемный диаметры капель. Кроме того, для расчета процессов тепло- и массообмена между каплями и газом широко используют средний диаметр, при котором капли средних и истинных размеров имеют одинаковые суммарные поверхности и объемы (массы).

Предполагается, что периодические срывы вихревой зоны в распыляющем отверстии и колебания в струе вызывают ее разрыв на отдельные порции, в свою очередь, распадающиеся на совокупности капель различных диаметров.

Топливная струя неоднородна по ширине. Вдоль ее оси находится относительно плотное ядро, которое состоит из распадающихся макрообъемов. Ширина ядра струи соответствует $3-3^\circ$.

В дизелях на протекание процесса смесеобразования и сгорания отводится время, исчисляемое сотыми или тысячными долями секунды.

Качество смесеобразования определяется:

а) макроструктурой смеси, под которой подразумевают равномерное распределение впрыснутого топлива по воздушному заряду камеры сжатия.

Макроструктура зависит от числа, направления и формы топливных струй, формы КС, интенсивности газовых потоков в КС и других факторов;

б) микроструктурой смеси, характеризующейся тонкостью и однородностью распыливания (каждая единица объема воздуха содержит капельки топлива одинакового размера).

Тонкость распыливания характеризуется средней величиной диаметра капель топлива.

Чем однороднее и тоньше распыл, тем более полно используется кислород воздушного заряда и обеспечивается своевременность и полнота сгорания топлива.

Топливо впрыскивается в цилиндр двигателя под давлением 100-250 МПа. Подача топлива насосом производится с переменной скоростью. За время впрыска параметры среды меняются вследствие перемещения поршня и начавшегося сгорания.

Скорость истечения топлива через распылитель форсунки обуславливается перепадом давления. Величина перепада в начальный момент у форсунки закрытого типа определяется затяжкой пружины, а также местными сопротивлениями сопловых отверстий.

В существующих двигателях начальная скорость истечения топлива из сопловых отверстий составляет 150-400 м/с и более.

Дальнобойность струи топлива определяет возможность использования для горения наиболее удаленных от сопла частей воздушного заряда. Вместе

же с углом конуса и направлением топливной струи дальнобойность определяет оптимальную форму КС.

Отклонение длины факела от оптимального значения в ту или иную сторону при прочих равных условиях приводит к ухудшению показателей работы двигателя.

Наиболее чувствительны к дальнобойности топливной струи двигатели с непосредственным впрыском.

Факторы, влияющие на качество распыливания. Давление в цилиндре в момент впрыска топлива.

С увеличением давления в цилиндре возрастает аэродинамическое воздействие сопротивления воздуха на топливный факел. Тонкость и однородность распыливания возрастают. При этом принимается, что перепад давления в форсунке остается неизменным. В противном случае повышение будет сопровождаться снижением скорости истечения, уменьшением эффекта начальных возмущений. В итоге качество распыливания может мало измениться. С увеличением противодавления падает дальнобойность струи топлива и возрастает угол конуса топливной струи. На рис. 2 представлена зависимость среднего диаметра капель от перепада давления при впрыске для различных значений противодавления среды.

Как видно из характера кривых, приведенных на рисунке, при малых противодавлениях среды тонкость распыливания зависит главным образом от скорости истечения топлива (кривая 4).

При более высоких значениях плотности среды большее влияние оказывает аэродинамическое воздействие сопротивления воздуха на топливный факел.

По мере увеличения p_k возрастает и давление в конце сжатия, поэтому в двигателях с наддувом качество распыливания будет улучшаться. Для достижения необходимой дальнобойности топливного факела предусматривается некоторое увеличение сечения сопловых отверстий.

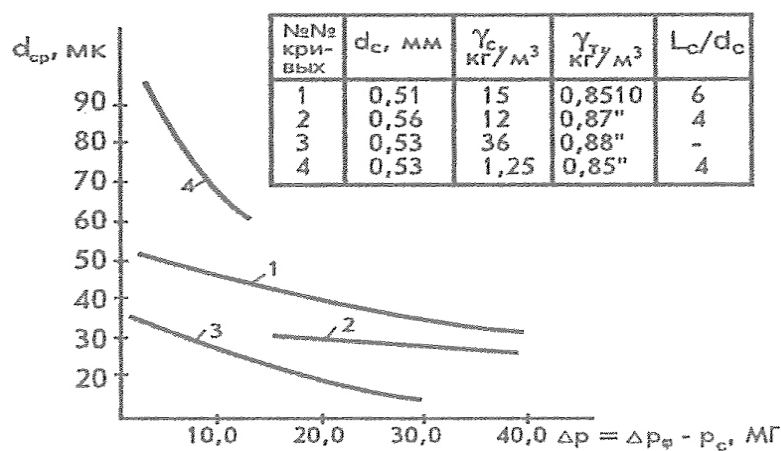


Рис.2. Зависимость среднего диаметра капель от перепада давлений при впрыске.

Диаметр сопловых отверстий. При возрастании распыл становится более грубым и менее однородным. Это объясняется тем, что по мере увеличе-

ния диаметра сопловых отверстий требуется большее время на распад топливной струи, так как длина факела топлива увеличивается примерно пропорционально корню квадратному из диаметра сопла, а подача топлива в секунду - пропорционально квадрату диаметра. При увеличении диаметра сопла возрастает относительная толщина факела, (толщина факела увеличивается быстрее, чем его длина). По мере роста диаметра сопловых отверстий снижается роль начальных возмущений. Следует отметить что по мере возрастания и позже по времени, и дальше от сопла начинается распад струи уменьшается.

Число оборотов топливного насоса. С увеличением числа оборотов вала топливного насоса возрастает скорость движения плунжера и повышается давление впрыска. Число оборотов вала топливного насоса влияет на величину максимального давления впрыска и на характер изменения давления по времени. Повышение давления впрыска, вызванное ростом p_k , улучшает тонкость и однородность распыливания и увеличивает дальность струи.

Из рис. 3 видно, что при повышении числа оборотов увеличивается угол запаздывания впрыска. Таким образом, фактическое опережение впрыска топлива на двигателе будет уменьшаться. Это справедливо для случая, когда начало подачи по насосу остается неизменным. На самом деле при увеличении числа оборотов двигателя начало подачи топлива по насосу может сместиться в сторону большего опережения. Период запаздывания впрыска, выраженный в единицах времени, уменьшается по мере возрастания числа оборотов (рис. 3).

Это объясняется тем, что величина запаздывания впрыска зависит, с одной стороны, от времени прохождения волны давления от насоса к форсунке, а с другой - от времени, в течение которого давление в форсунке поднимается от остаточного до давления затяжки пружины.

В итоге общее время запаздывания впрыска, выраженное в градусах угла поворота, будет возрастать, а по времени - уменьшаться.

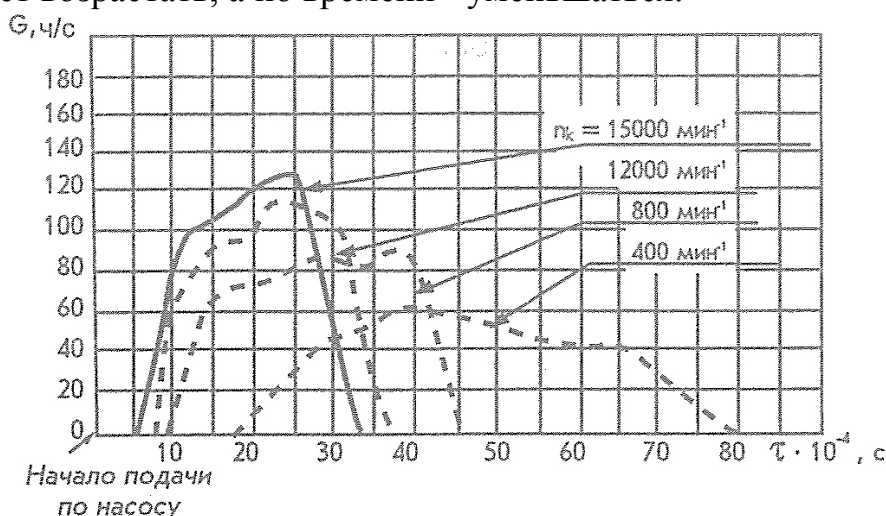


Рис.3. Характеристика подачи топлива по времени при различных оборотах кулачкового вала.

При увеличении числа оборотов наблюдается смещение конца подачи, причем на большую величину, чем возрастает угол запаздывания начала впрыска. В связи с этим общая продолжительность впрыска, выраженная в градусах угла поворота, возрастает. Однако по времени продолжительность впрыска падает, см. рис. 3.

Использование топливо проводов высокого давления с повышенной чистотой внутренней поверхности позволило наряду с другими мероприятиями существенно улучшить рабочий процесс двигателя и повысить его надежность.

При увеличении длины топливо провода наблюдается возрастание запаздывания впрыска и смещение конца подачи (рис. 3.46). При достаточно большой длине топливо провода ($l_{тр} = 1550$ мм) подача топлива из форсунки может начаться после того, как закончится подача по насосу.

Запаздывание начала впрыска объясняется сжимаемостью топлива и конечной скоростью распространения давления. Увеличение длины топливопровода не снижает резкость отсечки. Однако возрастающие при этом колебания давления могут вызвать повторные впрыски топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Абрамчук Ф.А., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьак Е.И., Шокотов Н.К. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. –К.: Техника, 1992.-272с.
2. Сомов В. А., Ищук Ю. Г., Судовые многотопливные двигатели. – Л.: Судостроение, 1984. – 240 с, ил.
3. Семенов Б. Н. и др. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. - 240 с.: ил.
4. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. Наук. праць. Харків: Нац. Аерокосмічний ун-т “Харк. авіац. ін-т”, 2001.- Вып. 26 - Двигуни та енерго- установки .- С.13-18.*
5. Браславский М. И., Судовые дизель-генераторы малой мощности.– Л.: Судостроение, 1968. –174 с.

Гаврашенко П.О., рук. проф. Веретеннік О.М.
Нициональный университет «Одесская морская академия»

Підвищення ефективності наддуву суднових дизельних установок

1. Особливості наддування головних суднових дизелів

Однією з найважливіших задач в галузі експлуатації суднових двигунів є забезпечення їх безпечної, надійної та економічної роботи в широкому діапазоні навантажень. Особливо актуальним це питання є для головних суднових дизелів, тому що їхня відмова безпосередньо впливає на безпеку експлуатації судна.

Експлуатаційні режими головних суднових дизелів характеризуються широким діапазоном навантажень, можливими частими змінами режимів роботи, змінними зовнішніми умовами, погіршенням технічного стану. Всі ці фактори негативно позначаються на роботі дизеля й можуть бути причиною відмови. Причиною більшості відмов елементів і систем двигунів є порушення показників перебігу робочого процесу. Одним з основних факторів, що впливають на робочий процес, є якість наддування дизеля.

Забезпечення необхідних параметрів повітропостачання головного суднового дизеля є необхідною умовою його безпечної, надійної та економічної роботи.

При погіршенні якості повітропостачання знижується кількість повітря, що надійшло в циліндр дизеля, знижується коефіцієнт надлишку повітря, що приводить до погіршення показників згоряння палива. Це є причиною збільшення теплової напруженості деталей дизеля, погіршення його економічних показників, викликає передчасні зноси й відмови.

Основні причини погіршення повітропостачання дизеля:

- погіршення технічного стану елементів і систем дизеля. Замет проточної частини турбіни й компресора, засмічення усмоктувальних фільтрів приводить до зниження ККД турбокомпресора. Засмічення холодильників наддувного повітря підвищує його температуру, тим самим знижуючи масу заряду в циліндрі дизеля;
- зміна режиму роботи головного двигуна приводить до роботи турбокомпресора в режимі відмінному від номінального, що знижує його ККД, зменшує кількість повітря, що надходить у циліндр;
- зміна зовнішніх умов, тобто збільшення температури й вологості повітря перед компресором (умови машинного відділення), зменшення тиску повітря навколишнього середовища, збільшення температури охолодної рідини наддувного повітря. Ці фактори також знижують кількість повітря, що надійшло в циліндр.

Основні способи підвищення ефективності повітропостачання дизеля:

- вчасне очищення проточної частини турбокомпресора, всмоктувального повітряного фільтра, холодильника продувного повітря дозволить підвищити ефективність роботи турбокомпресора;
- при зміні режиму роботи дизеля вжити заходів, передбачених заводом-виготовлювачем, для забезпечення необхідного повітропостачання (включення додаткових пристроїв наддування, відключення одного турбокомпресора тощо), що підвищує ефективність роботи турбокомпресора, особливо на часткових режимах;
- реконструкція випускної системи дизеля дозволяє поєднати переваги системи наддування з постійним тиском та імпульсною;
- подача пари в проточну частину турбіни підвищує кількість робочого тіла, що проходить через турбіну, тим самим підвищуючи її потужність;
- установка на турбіну соплового апарата з поворотними лопатками регулює потік робочого тіла на вході в турбіну, що сприяє підвищенню ефективності роботи турбіни в широкому діапазоні навантажень дизеля;
- підведення повітря до компресора не з машинного відділення, а зовні, що істотно поліпшує параметри повітря перед компресором, робить більш ефективною його роботу.
- установка пристроїв для додаткового охолодження наддувального повітря дозволить істотно поліпшити його параметри в продувному ресивері у випадку збільшення температури охолодної води.

Вивчення факторів, що впливають на наддування дизеля, способів підвищення ефективності наддування особливо актуально для поточних експлуатаційних умов роботи судна. Експлуатація судна відбувається в різних, несприятливих кліматичних умовах, в процесі експлуатації погіршується технічний стан СЕУ та її елементів, які не завжди вдається підтримувати у справному технічному стані, а необхідність підтримання комерційної швидкості судна робить проблему повітропостачання особливо актуальною.

Питанням поліпшення якості повітропостачання дизеля в даний час приділяється багато уваги. Розроблено багато способів і методик, що дозволяють оцінити вплив різних експлуатаційних факторів на ефективність наддування дизеля й на параметри його робочого процесу.

2. Особливості роботи турбокомпресора на часткових режимах роботи дизеля

При переході дизеля на частковий режим роботи знижується кількість відпрацьованих газів і їх температура. Отже, зменшується їхня швидкість перед сопловим апаратом та ентальпія. Це, у свою чергу, приводить до зниження швидкості газів на виході з соплового апарата турбіни, а отже, до неоптимального входу їх у робоче колесо турбіни. В результаті співвідношення u/c_0 зменшується (рис. 1), відхиляється від оптимального значення, що знижує ККД турбіни, і компресор одержує відносно меншу потужність.

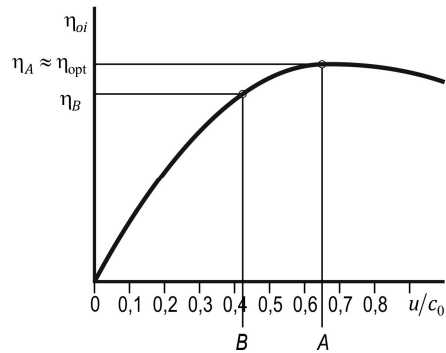


Рис. 1. Зміна відносного ККД турбіни при переході на частковий режим роботи

На рис. 2 лінія АВ демонструє зміну ступеня розширення в турбіні при переході на частковий режим. Видно, що зниження температури відпрацьованих газів (зменшення ентальпії) приводить до додаткового зниження параметрів (точка В розташована нижче точка В').

На сполученій характеристиці турбіни й компресора (рис. 2) показано, як це впливає на робочу характеристику компресора (червоні лінії).

Застосування додаткового змінного соплового апарата турбіни, оптимізованого на один з часткових режимів роботи, відображене синім графіком. Видно, що на частковому режимі роботи в області малих навантажень ми одержуємо перевагу, однак при наближенні до режиму повної потужності ефективність такого апарата виявляється нижче.

Найбільш ефективним на сьогоднішній день є застосування соплового апарата з поворотними лопатками, які забезпечують близький до оптимального режим роботи (див. рис. 2, зелена крива).

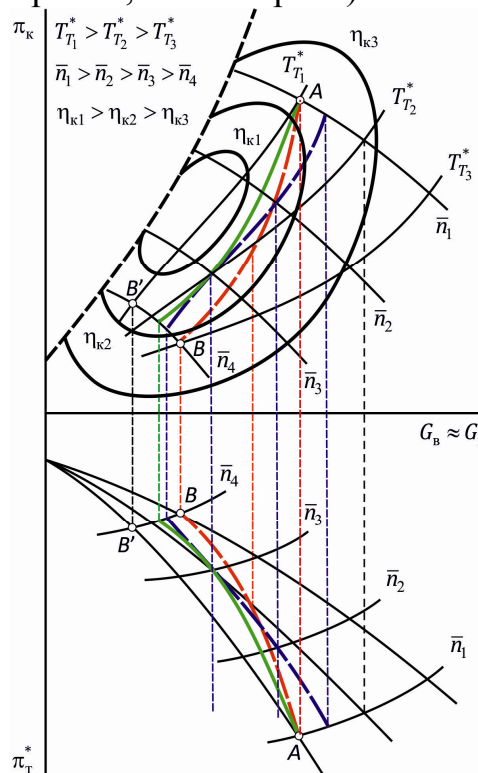


Рис. 2. Зміна робочих параметрів турбіни й компресора при переході на частковий робочий режим

3. Застосування турбоагнітачів зі змінним перетином соплової решітки турбіни

VTA-технологія (Variable Turbine Area — змінний прохідний перетин турбіни) відкриває нові можливості для наддування суднових дизелів. Підрозділ компанії MAN Diesel по турбокомпресорах недавно випустив звіт про нові турбокомпресори зі змінною продуктивністю. Компанія повідомила, що нова технологія VTA розробляється для турбокомпресорів серії TCR (з радіальним підведенням газів) і серії TCA (з осьовим підведенням газів).

Гнучкість керування витратою повітря є ключовим чинником, як для задоволення вимог по викидах, так і для поліпшення характеристик витрати палива. VTA-система дозволяє встановити оптимальне співвідношення кількості подаваного повітря й впорскуваного палива у всьому діапазоні навантажувальних характеристик двигуна, а також поліпшити динамічні властивості системи двигун-турбокомпресор. Ці переваги повністю підтвердилися в процесі випробувань дослідного двотактного двигуна 4T50ME-X, з турбокомпресором TCA із застосуванням VTA-технології.

VTA-система являє собою сопловий апарат, оснащений регульованими лопатками (рис. 3), який замінює собою сопловий апарат з фіксовано встановленими лопатками в турбокомпресорі типу TCA стандартної конструкції. Таким чином, VTR-технологія може бути впроваджена на вже побудовані турбокомпресори, включно на ті, що вже експлуатуються.

За допомогою регулювання кута установки лопаток може регулюватися тиск відпрацьованих газів, при цьому продуктивність компресора може бути оптимізована для всіх режимів роботи двигуна.

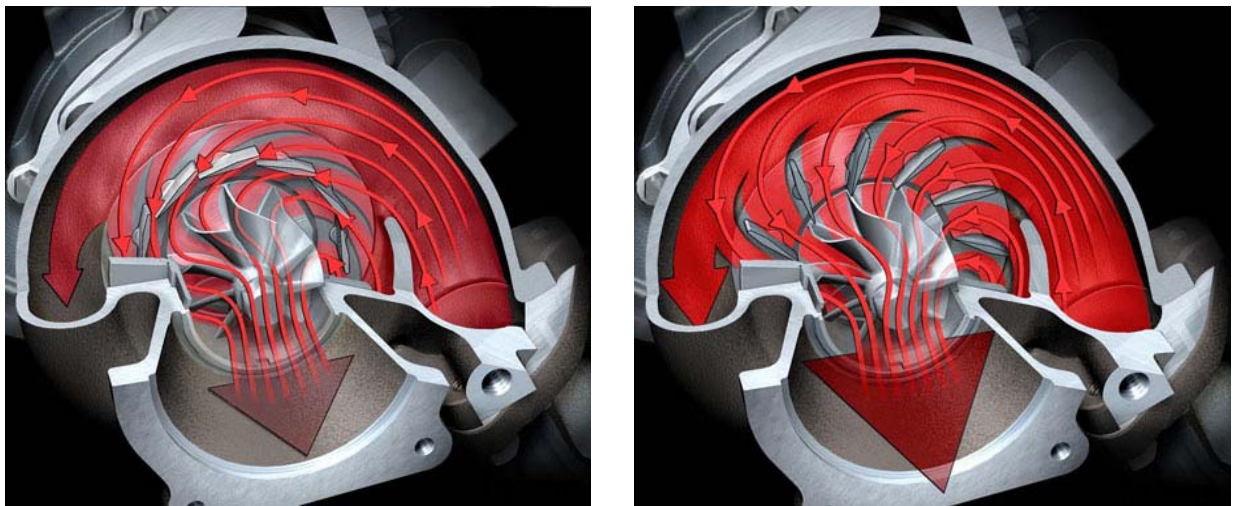


Рис. 3. VTA-турбокомпресор компанії MAN Diesel, обладнаний сопловим апаратом з поворотними лопатками

Для того щоб мінімізувати температурний гістерезис і поліпшити точність регулювання, кожна лопатка має важіль, який безпосередньо пов'язаний з керуючим кільцем. Керуюче кільце приводиться в дію за допомогою

двох електродвигунів-позиціонерів з вбудованим редуктором, розробка яких є складовою частиною загального технологічного рішення VTA-системи.

Впровадження VTA-технології на осьовому турбокомпресорі ТСА55 дозволило збільшити тиск на виході компресора на часткових навантаженнях на величину до 0,5 бар. Стендові випробування проводилися одночасно з вимірюванням викидів шкідливих речовин. Всі отримані результати показали поліпшення на часткових навантаженнях витрати палива й значне зниження викидів сажі й незгорілих вуглеводнів. Додатково спостерігалися потенційні можливості щодо поліпшення динамічних характеристик двигуна на перехідних режимах.

Крім того, що VTA-система справляє позитивний вплив на характеристики двигуна, викиди шкідливих речовин й витрату палива, вона також значно полегшує процес узгодження характеристик турбокомпресора й двигуна. Наприклад, на двигуні 6S46MC-C з турбокомпресором ТСА55 система VTA забезпечує діапазон регулювання кута установки лопаток на 15 % нижче найменшого кута й на 20 % більше найбільшого кута нерегульованого соплового апарата. Таким чином, процес оптимізації припускає визначення меж, у яких регулювання лопаток можливе, що здійснюється за допомогою завдання мінімального й максимального кроку лопаток для всього діапазону роботи двигуна. У середині цих меж положення лопаток може варіюватися безмежно.

Результати порівняльних експлуатаційних випробувань дизелів, оснащених турбонагнітачами з поворотними лопатками і турбонагнітачами традиційної конструкції показали істотну економію на часткових режимах роботи (Рис.4). Випробування у суднових умовах доводять також достатню надійність нової конструкції — 10000 годин без поломок.

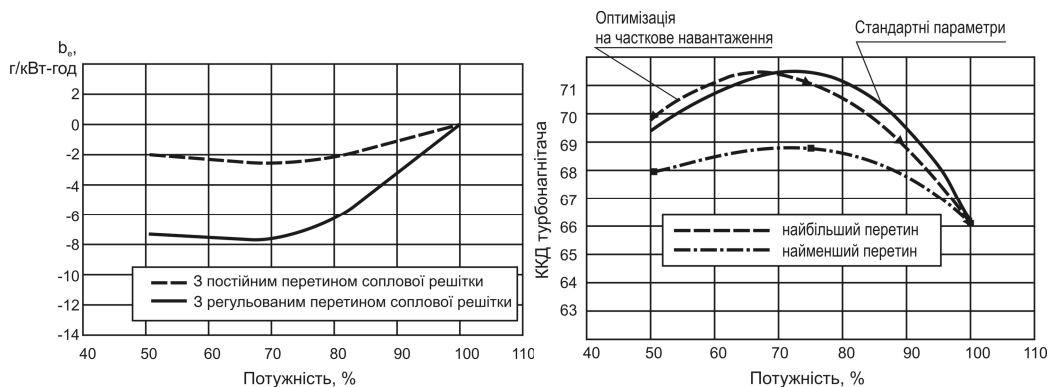


Рис. 4 Порівняльні результати експлуатаційних випробувань дизеля 6S46MC-C з турбонагнітачем зі змінною геометрією

Економія, як повідомляється, була навіть вищою від очікувань. Зниження питомої витрати палива залежить від навантаження і в середньому склало 4,4 г/кВт-год або 2,5 %.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И.В. Современные малооборотные двухтактные двигатели / И.В. Возницкий. – С-Пб.: КСИ, 2006. – 122 с.
2. Васильев-Южин Р.М. Исследование совместной работы дизеля и агрегатов воздухообеспечения при изменении внешних условий // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Высшая школа, 1977. – Вып. 25. – С. 42-49.
3. Межерецкий А.Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1971. – 192 с.

УДК 621.43.011-634.2

Дудченко А.В., рук. проф. Веретенник О.М.

Нициональный университет «Одесская морская академия»

Підвищення ефективності робочого процесу судових дизелів

Вступ

Метою роботи є удосконалення класичної системи паливоподачі на більш сучасну систему електронного управління паливоподачі типу «Common Rail» на судових дизелях внутрішнього згорання. У статті ми розглядаємо основні принципи роботи цієї системи, причини її появи та основні конструктивні відмінності.

В класичній системі паливоподачі уприскування палива в циліндри двигуна здійснюється паливною системою високого тиску, основними елементами якої є : паливний насос високого тиску і форсунка, сполучені між собою трубопроводом високого тиску. Від роботи цієї системи значною мірою залежать потужнісні, експлуатаційні і економічні показники дизеля.

Розвиток конструкцій форсунок і паливних насосів високого тиску обумовлений вимогами, пред'явленими до них у зв'язку з безперервним вдосконаленням дизелів. Підвищується тиск в паливних насосах високого тиску і у момент уприскування палива, зменшується тривалість і змінюється закон подання палива в циліндр.

Паливна апаратура повинна надійно працювати в умовах експлуатації і забезпечувати необхідні параметри паливоподачі. Забезпечення цих вимог здійснюється не лише технічним станом, але і конструктивними і виробничими чинниками.

1. Акумуляторна електронна система паливоподачі (типу Common Rail)

У зв'язку з розвитком паливної апаратури і розробкою інноваційних методів і систем подання палива була розроблена і знайшла застосування акумуляторна система паливоподачі(1, 2 , 3). Її основною відмінністю від класичної (роздільною) стало появи акумулятора- місткості в яку нагнітає па-

ливо під високим тиском єдиний ТНВД, а потім керовані гідравлікою форсунки подають паливо в циліндри. (Рис. 1)

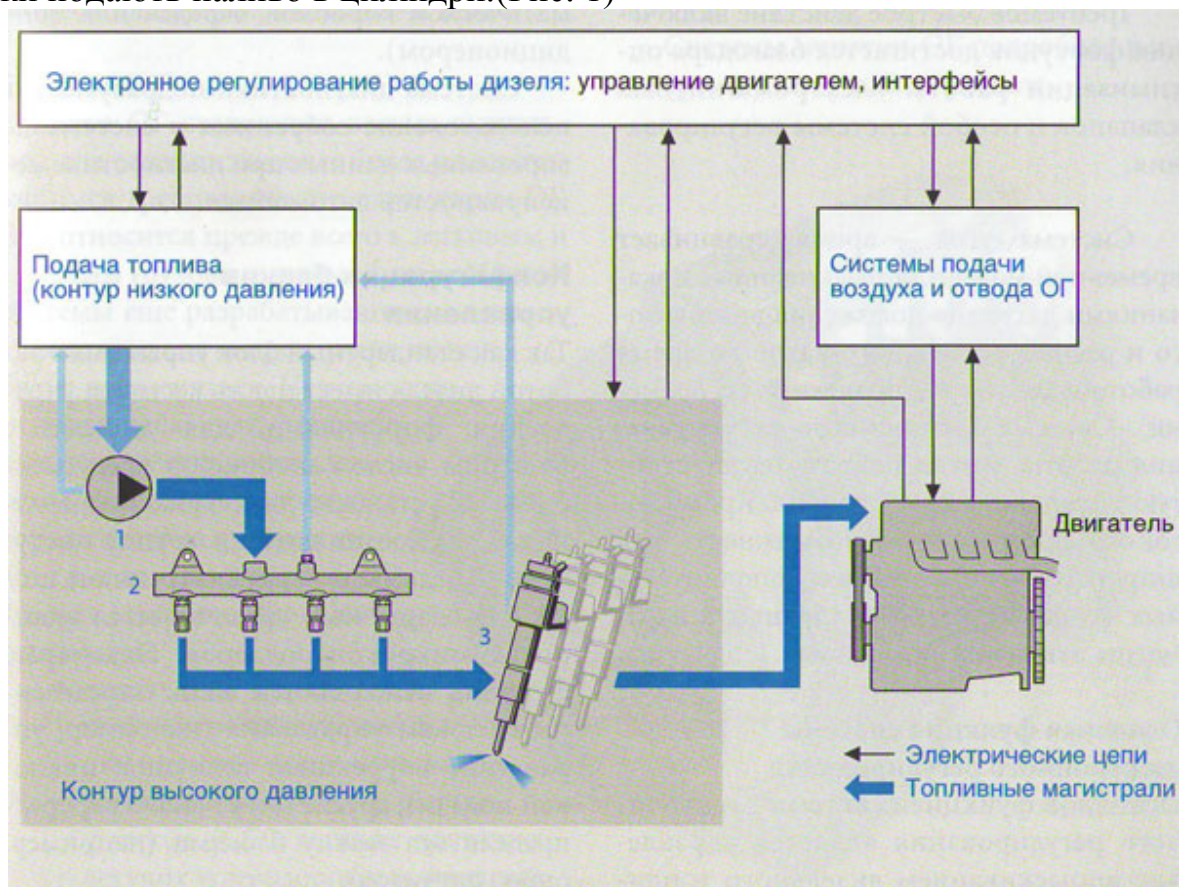


Рис.1 Принципова схема системи CR.

1 ТНВД; 2 Акумулятор високого тиску палива; 3 гідроелектрична форсунка

Паливо постійно знаходиться під високим тиском в загальній для усіх форсунок паливній магістралі (звідси і назва принципу роботи - Common Rail). У ній блок управління дизелем підтримує, міняючи продуктивність насоса, тиск на рівні 1350 панів (близько 1350 кгс/см², приведені дані для дизелів MAN, для двигунів інших фірм тиск може дещо відрізнятись, але воно завжди перевищує 1000 кгс/см² - ред.) при різних режимах роботи двигуна, тобто незалежно від його оборотів і навантаження при будь-якій послідовності уприскування по циліндрах.

Форсунки також зазнали істотні зміни. Вони оснащені спеціальними електромагнітними або п'єзоелектричними клапанами і управляються по гнучкому алгоритму відповідно до конкретних умов роботи дизеля. Високий тиск, під яким паливо уприскує в циліндр, створюється вже при найменшому числі оборотів коленвала. Завдяки ньому, а також електронному управлінню процесом уприскування досягається значно краща підготовка суміші в циліндрах, що призводить до зменшення витрати палива і зниження токсичності вихлопних газів.

У системі Common Rail електроніка регулює момент уприскування, кількість палива, що уприскує, і сам закон його подання. Саме цим і досягається оптимальний на кожному конкретному режимі роботи дизеля результат. Загальна магістраль обладнана датчиком тиску і зворотним клапаном, що перепускає паливо назад в систему низького тиску

Виміри показали, що перехід на систему Common Rail дозволив зменшити шум від працюючого дизеля на 10%. Так само була розроблена технологія попереднього уприскування палива. Він відбувається за частки секунди перед уприскуванням основної порції палива і потрібний для розігрівання камери згорання. В цьому випадку паливо швидше запалюється, а тиск і температура зростають не так швидко, що знижує " жорсткість" роботи двигуна і його шум.

Основною перевагою акумуляторної системи з ГЭФ є відсутність жорстких рамок по налаштуванню паливоподачі, пов'язане з відсутністю розподільного валу. Це дозволяє міняти конфігурацію подання палива і дає можливість використати режими з попереднім уприскуванням палива в циліндр.

Кут випередження попереднього уприскування (запальній порції палива) може скласти 90° по куту повороту колінчастого валу (п.к.в.) до ВМТ. Якщо кут випередження уприскування виявляється менше 40° п.к.в. до ВМТ, то краплі палива можуть осідати на поверхні поршня і стінках циліндра, що може привести до розрідження моторного олії. За наявності попереднього уприскування в камеру згорання уприскує невелика кількість дизельного палива ($1...4 \text{ мм}^3$), що призводить в результаті до поліпшення ефективності згорання, а також до досягнення наступних показників :

- завдяки початку реакцій горіння тиск стискування трохи збільшується, що, у свою чергу, призводить до зменшення періоду затримки займання після основного уприскування;

- процес згорання протікає м'якше як результат зменшення максимального тиску згорання (зменшується жорсткість процесу згорання).

Таке протікання робочого процесу знижує шум згорання, зменшує витрати палива і у багатьох випадках знижує емісію шкідливих речовин з ОГ. У разі однофазного уприскування, без використання попереднього уприскування, має місце плавний підйом кривої тиску уприскування безпосередньо перед ВМТ і відносно різкий підйом, максимальний пік тиску після ВМТ (мал. 2). Такий різкий підйом тиску в циліндрі сприяє появі значного шуму згорання дизеля. Як показано на характеристиці зміни тиску в циліндрі. (мал. 3), використання попереднього уприскування палива призводить до того, що тиск зблизька ВМТ досягає більш високого значення, і подальше підвищення тиску згорання виявляється плавнішим, ніж у попередньому випадку. Оскільки при двофазному уприскуванні палива зменшується період затримки займання, то можна сказати, що попереднє уприскування вносить непряний вклад у формування кривої моменту двигуна, що крутить. При цьому

питома ефективна витрата палива може збільшуватися або зменшуватися залежно від величини кута випередження основного уприскування і від періоду між попереднім і головним уприскуванням.

Основне уприскування

Енергія для отримання потужності двигуна походить від основного уприскування палива. Це також означає, що виключно основне уприскування забезпечує розвиток моменту двигуна, що крутить. У акумуляторній паливній системі CR тиск уприскування впродовж усього процесу уприскування залишається практично постійним.

Вторинне уприскування палива може застосовуватися для зниження емісії NOx при установці на двигун деяких версій каталітичних нейтралізаторів. Це уприскування йде за основним і відбувається під час процесу розширення з інтервалом до 200 градусів п.к.в. після ВМТ. При вторинному уприскуванні в циліндр, вже за наявності ОГ, вводиться точно дозована кількість палива. На відміну від процесів попереднього і головного уприскування, паливо, що додатково уприскує, на лінії розширення не запалюється, але, завдяки теплу ОГ, добре в них випаровується. Під час такту випуску суміш ОГ і палива, що утворилася, видаляється з циліндра через випускний клапан у випускну систему, при цьому частина палива повертається в циліндр через систему рециркуляції ОГ і робить, таким чином, ефект, подібний до попереднього уприскування. За умови установки відповідного каталітичного

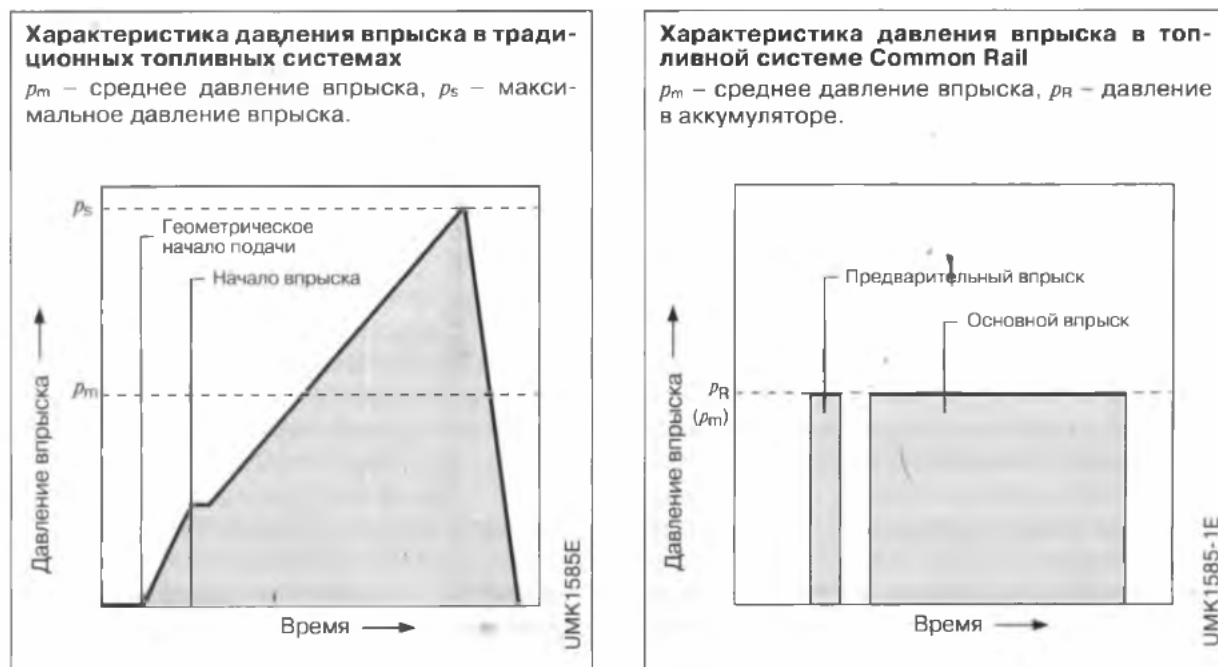


Рис. 2. Вторинне уприскування палива

нейтралізатора NOx додаткова доза палива використовується в ОГ як агент, знижувачий вміст NOx в ОГ. Оскільки занадто пізнє вторинне уприскування

може призводити до розбавлення олії, такий процес уприскування має бути схвалений виробником двигуна.

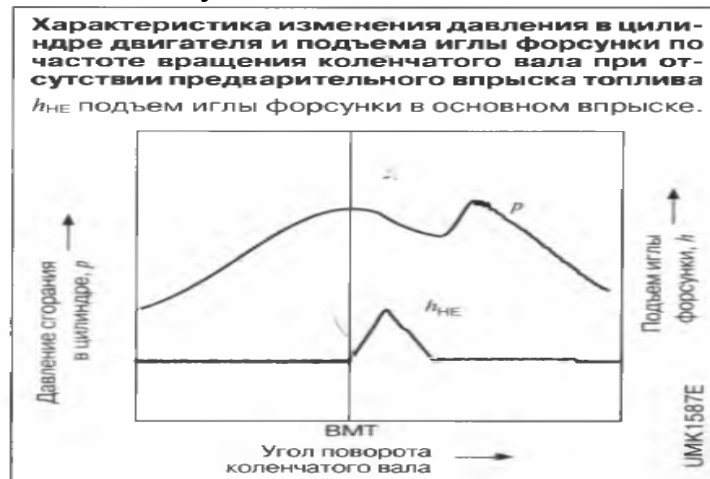


Рис.3 Осцилограмма при роботі двигуна з відсутністю попереднього уприскування палива

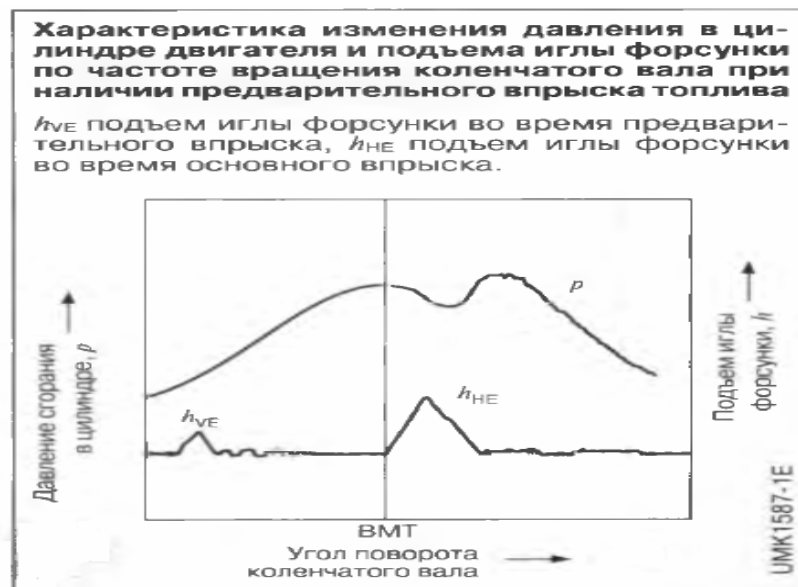


Рис.4 Осцилограмма при роботі двигуна з попереднім уприскуванням палива

Висновки

Метою роботи було покращення і модернізація покращення робочого процесу, а саме системи паливоподачі методом встановлення системи паливоподачі Common Rail, замість класичної системи паливоподачі.

Можливим продовженням цієї теми може стати більш глибоке моделювання елементів систем та вивчення процесів, які в ній проходять. Подібне дослідження може допомогти при створенні програмного забезпечення для управління системою, отримати дані про конструктивні особливості системи та вивчити процес її експлуатації на предмет найбільш вразливих та вплинутих виразкам та несправностям вузлів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. «Легион-Автодата», 2002. - 136 с. 2. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением.
2. Учебно-практическое пособие. – М.: «Легион-Автодата», 2003. – 176 с.
3. Ю.А. Пахомов, Ю.П. Коробков, Д.В. Дмитриевский, Г.Л. Васильев “Топливо и топливные системы судовых дизелей”

УДК 621.43.011-634.2

Юнес Карім, рук. проф. Веретеннік О.М.

Нициональный университет «Одесская морская академия»

Поліпшення експлуатаційних параметрів суднового дизеля

При технічній експлуатації суднових енергетичних установок (СЕУ), на-самперед, дизельних, 3 – 5 % витрат на утримання судна припадає на придбання мастильних матеріалів. Вибір якісних показників масел, а також підтримка їх в експлуатації у встановлених межах забезпечує необхідну надійність суднових технічних засобів (СТЗ) і їхню економічну ефективність.

Безвідмовна робота більшості СТЗ залежить від якості застосовуваних масел, режимів роботи масляних систем.

Найбільш досконалими і такими, що не мають аналогів серед інших транспортних засобів, є циркуляційні масляні системи (ЦМС) суднових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ), в яких одночасно перебуває кілька десятків тонн мінеральних масел різних сортів.

Відзначається деструктивний вплив води, вологи, твердих включень і на якісні показники масел. У значній мірі від ефективності роботи масляних систем залежить обсяг і вартість ремонту СТЗ. Необхідність забезпечення безвідмовної роботи масляних систем і підвищення їхньої експлуатаційної ефективності вимагає рішення важливого завдання, що полягає в розробці методів і приладів безперервного контролю якості масла й методів його долива.

Швидкість накопичення в маслі забруднень та їхній характер залежать від багатьох факторів, до найважливіших з яких слід віднести конструкцію дизеля, якість застосовуваних масел і палива, ступінь досконалості засобів очищення масла в процесі роботи дизеля, умови експлуатації.

Накопичення в маслі нерозчинних в ньому домішок схематично показано на рис.1. Як видно з рисунка, у початковий період роботи двигуна відбувається швидке забруднення масла. При доливаннях масла у двигун, необхідних для компенсації втрат масла, рівень забруднень різко знижується, а потім знову зростає (крива 2). У неочищеному маслі середній рівень забруднень (крива 3) буде збільшуватися доти, поки не наступить динамічна рівно-

вага між кількістю забруднень, що надходять у масло й випадають із нього. Якщо масло не піддавати очищенню, рівень стабілізації забруднень буде неприпустимо високим (лінія 4). Для того щоб це не відбувалося, масло, що циркулює в системі мащення двигуна, по досягненні певного допустимого рівня (точка Т на кривій 3) треба або видаляти з двигуна й замінити свіжим, або очищати від домішок у процесі роботи двигуна. При якісному очищенні масла накопичення в ньому забруднень (крива 5) не повинне перевищувати допустимий рівень (лінія 1).

Зміна експлуатаційних властивостей масла під впливом накопичення в ньому нерозчинних продуктів визначається не стільки кількістю цих продуктів, скільки їхнім розміром. Забруднення масла абразивними речовинами підсилює зношування деталей двигуна, а іноді приводить до їх ушкодження. Таким чином, необхідність видалення з масла абразивних домішок очевидна. Те саме можна сказати й відносно видалення з масла води: її присутність погіршує мастильні властивості масла, викликає корозію деталей двигуна, сприяє випаданню з масла присадок.

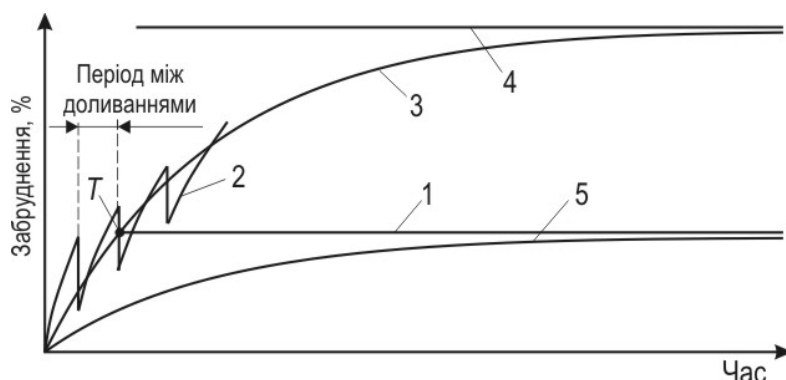


Рис. 1 Залежність кількості нерозчинних у маслі домішок від часу їх накопичення

Удосконалювання технічної експлуатації суднових дизелів нерозривно пов'язане із проблемою підвищення ефективності їх технічного обслуговування. Одним зі шляхів розв'язку даного питання є широке впровадження в практику експлуатації морських суден системи технічного обслуговування по фактичному стану. Її застосування сприяє, зокрема, значному збільшенню терміну служби моторних масел (ММ), тобто перекладу їх у розряд «долго-роботающих», коли заміна ММ здійснюється при досягненні одним або декількома його показниками бракувального значення. Така система, безумовно, сприяє економії й раціональному використанню мастильних матеріалів у суднових ДВС.

Компенсація природнього збитку масла (витрата на вигар, протечки і т.д.) із системи змащення (СС) дизеля здійснюється при цьому численними залповими доливками свіжого масла. Однак змішання свіжого й працюючого масла (РМ) може привести до порушення стійкості дисперсної фази (ДФ) забруднень і викликати не тільки зниження терміну служби ММ, але й збільшення грязьового навантаження на фільтруючі елементи (ФЭ) маслоочи-

телей, інтенсивне нагаро- і лакообразование, збільшення швидкості зношування підшипників і деталей ЦПГ.

Рекомендації із процедури долива ґрунтуються на інтуїтивному підході й практичному досвіді, накопиченому судновим персоналом, і не підтверджені серйозними науковими дослідженнями. Існуючі експериментальні дані і їх трактування суперечливе. Потрібно, опираючись на сучасні вислови про процеси масообмена в мастильних системах ДВС, розробити науково обґрунтовану методику організації технічного обслуговування суднових дизелів у частині долива свіжого масла для компенсації його природнього збитку.

Результати моделювання дозволяють зробити висновки, що по бракувальному показникові тривалість роботи ММ по наших розрахунках в 1,4 рази більше (рис. 2). Розрахункова оцінка зниження інтенсивності абразивного зношування основних деталей двигуна дозволяє припустити її зменшення в 1,2 1,3 рази.

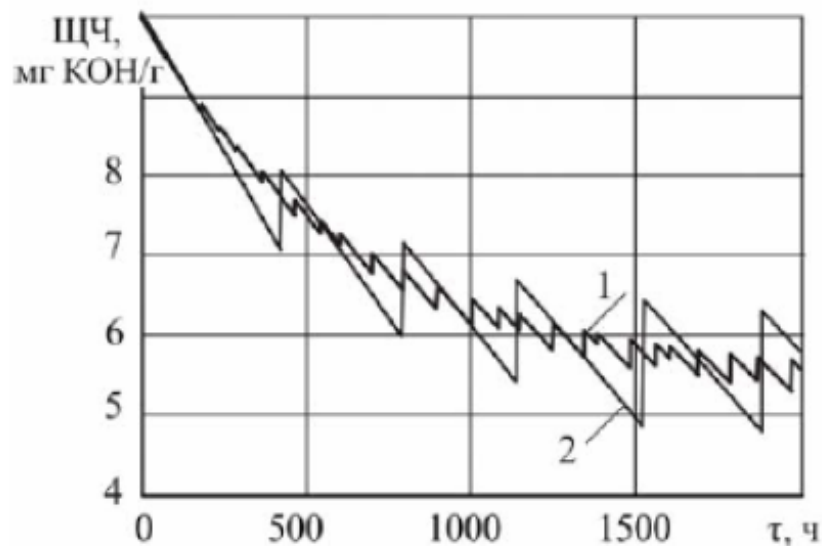


Рис. 2 Кінетика зміни ЩЧ РМ:

1 – раціональний режим долива; 2 – ненормований режим долива

Розроблена методика вибору раціонального режиму, що базується на отриманих розрахункових залежностях і моделях. Її основу становить номограма (рис. 3).

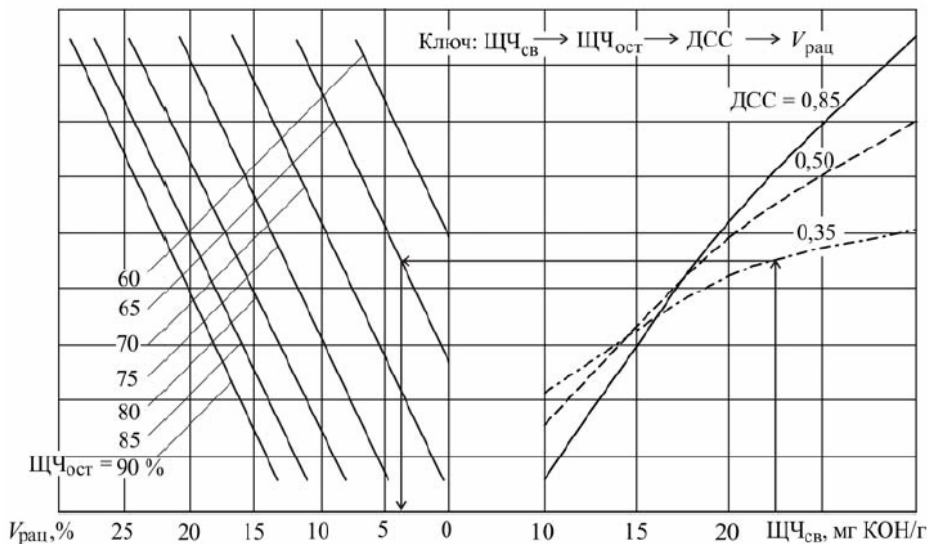


Рис. 3. Номограма визначення раціонального режиму долива

Судновий персонал, використовуючи лабораторні методи експрес-аналізу, здатний оцінити стан РМ і за допомогою номограми визначити раціональний обсяг порції, що доливається, свіжого масла, не здатний порушити стійкість ДФ забруднень і викликати негативний вплив на технічний стан дизеля.

ЗАГАЛЬНІ ВИВОДИ

1. На основі проведених досліджень (1,2) процесів масообмена в системі змащення ДВС науково обґрунтовані режими долива моторного масла для компенсації його вигару що забезпечують самі вигідні умови експлуатації двигуна. При цьому значно знижується швидкість спрацьовування присадок, досягнуте збільшення терміну служби моторного масла й фільтруючих елементів маслоочистителів в 1,3-1,5 рази. Поліпшення стану моторного масла при його раціональному доливе сприяє зниженню в 1,2-1,3 рази зношування основних деталей судових дизелів і не менш чому на 20 % зменшує нагаро- і лакообразование циліндро-поршневій групі.

2. Наведена методика вибору режиму долива й показана номограма для визначення раціонального обсягу свіжого масла, що доливається в систему змащення дизеля, що сприяє підвищенню терміну служби ММ і масляних фільтруючих елементів, що й дозволяють мінімізувати негативні наслідки змішування свіжого й працюючого моторних масел на технічний стан двигуна.

3. Раціональний обсяг масла, що доливається, залежно від диспергируючих властивостей свіжого масла й ступені спрацьовування присадок перебуває в діапазоні 3-25 % залишкового обсягу працюючого ММ. Чим вище наробіток масла (спрацьовування присадок) і нижче його диспергируючі властивості, тем менше раціональний обсяг порції, що доливається. Для працюючого масла що досягає бракувального рівня по лужному числу, обсяг масла, що доливається, повинен бути як найменше.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Надежкин, А. В. Нанопроцессы при доливе свежего масла в систему смазки судового дизеля / А. В. Надежкин, И. В. Соколова // Транспортное дело России. – М., 2006. – №7. – С. 105–107.
2. Соколова, И. В. Анализ дисперсности продуктов загрязнения работающего моторного масла при доливах в систему смазки судового дизеля / И. В. Соколова // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – Новосибирск, 2008. – С. 215–218.

УДК 621.43.011-634.2

Салманов Хаджи, рук. доц. Аболешкін С.Є.

Нициональный университет «Одесская морская академия»

Поліпшення показників роботи судновий енергетической установки

Сучасні тенденції підвищення ефективних та екологічних показників роботи суднових енергетичних установок нерозривно зв'язані з вивченням форм і методів удосконалювання експлуатації суднових дизелів.

Форсування суднових дизелів, а також розширення парку дизельних двигунів неминуче супроводжуються ростом шкідливих викидів в атмосферу. Основу цих викидів представляють окисли азоту NO_x, окис вуглецю CO, окисли сірки SO_x, вуглеводні CH і зола.

В атмосфері окисли азоту NO_x і сірки SO_x розчиняються у воді та із краплями дощу, випадають на землю, окислюючи ґрунт. У результаті знищуються рослини й збуджується природній баланс. Окис вуглецю CO і окисли азоту NO_x в атмосфері викликають потепління й осушення клімату Землі. Крім того, окис вуглецю CO є токсичним газом.

Аналіз сполуки відпрацьованих газів показав, що найбільш токсичними компонентами є оксиди азоту (NO_x), вуглецю (CO, CO₂) і сірки (SO_x), вуглеводні (HC), тверді сажисті часточки. Відомо, що їхня концентрація у відпрацьованих газах дизеля залежить від багатьох причин, у тому числі від конструкції камери згоряння, частоти обігу колінчатого вала й від температури згоряння.

Існуючі й нові державні й міжнародні стандарти вимагають жорстко обмежувати викиди таких речовин.

Система міжнародних стандартів установлює, що для судів, побудованих після 1 січня 2011 р., повинне бути забезпечені зниження викидів окислів азоту на 20% щодо рівня на 2000 р., а для судів, побудованих після 1 січня 2016 р., - на 80%.

При цьому найбільш тверді вимоги встановлюються для районів контролю викидів (ЕКА), до яких належать Балтійське й Північне моря, прибережні води США й Канади, Карибське море, Середземне море, узбережжя Японії,

Малакська протоки й ін. У цих районах нові екологічні вимоги поетапно вводяться в дію в першу чергу.

Дослідження ринку показують, що в майбутньому газові установки можуть бути встановлені не тільки на танкерах LNG, а й на танкерах LPG, Ро-Ро, а також контейнеровозах, тобто в принципі на всіх типах судів.

У даній роботі здійснена спроба продемонструвати ефективність застосування газового палива на судах для підвищення екологічної безпеки й економічної ефективності.

Екологічні вимоги до суднових дизелів з обмеження шкідливих викидів встали за важливістю в перший ряд досліджень щодо їх розвитку. Особливо це важливо з тієї точки зору, що питання зниження шкідливих викидів пов'язані з питаннями економічності як при використанні первинних (уприскування води, використання водопаливних емульсій), так і вторинних (використання каталізаторів і сажових фільтрів) методів. Безсумнівно важливим результатом цих досліджень є той цікавий факт, що найбільш ефективним з точки зору як зниження рівня викидів NO_x , так і зниження питомої ефективної витрати палива Δb_e може виявитися варіант комплектації СЕУ з силовою турбіною, рис. 1..

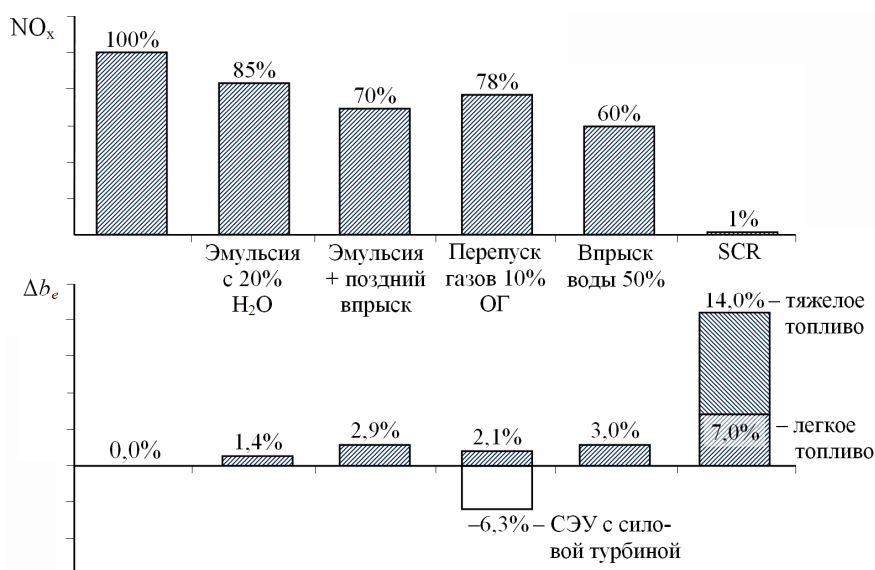


Рис. 1. Оцінка ефективності різних способів зниження NO_x в ВГ і відповідне зміна питомої ефективної витрати палива на СЕУ.

Двигуни внутрішнього згорання. Спосіб організації робочого процесу в ДВЗ, передбачених для роботи на природному газі, впливає на токсичність відпрацьованих газів. Вибір способу утворення газоповітряної суміші (конвертація) впливає на конструкцію двигуна і пов'язаний з його вартістю. Двигуни на природному газі класифікують за ознаками, приведеними в табл.1.

Таблица 1. Класифікація двигунів на природному газу

Двигуни, що працюють на газовому паливі		
За способом сумішеутворення	По типу займання паливно-повітряної суміші	За принципом регулювання
Двигуни з зовнішнім сумішеутворенням	Газові двигуни з примусовим займанням від електричної іскри	Двигуни з кількісним регулюванням
Двигуни з внутрішнім сумішеутворенням (роздільна подача газу і повітря в циліндрах)	Газові двигуни з форкамеро-факельним займанням	Двигуни з якісним регулюванням
	Газодизелі з займанням від запальної дози дизельного палива	Двигуни зі змішаним регулюванням

У 2011 році дослідницький центр фірми MAN B&W у Копенгагені представив новий двоохпаливний двигун «dual-fuel» ME-GI, який може працювати на важкому паливі і на газі.

При роботі двоохпаливної системи в режимі на газі на відміну від режиму на нафтопродуктах викиди CO₂ зменшуються приблизно на 25%, NO_x - на 80-90%, а SO_x і тверді частинки практично усунені (табл.2).

Таблиця .2. Рівень шкідливих викидів при застосуванні різних палив

Вид палива	SO _x , г/кВт·год	NO _x , г/кВт·год	Тверді частки, г/кВт·год	CO ₂ , г/кВт·год
Газойль морський 0,1% S	0,4	8–11	0,15–0,25	580–630
Дизельне паливо 0,5% S	2	8–11	0,25–0,50	580–630
Мазут 3,5% S	13	9–12	1,5	580–630
LNG	0	2	0,01	430–480

На рис. 2 зображений розріз двигуна S70ME-GI з новими зміненими частинами, трубопроводи подачі газу (comprising gas supply piping), великого об'єму акумулятор палива (large-volume accumulator), кришка циліндра з форсунками (cylinder cover with gas injection valves), і HCU (Hydraulic Cylinder Unit) з ELGI клапаном для управління подачі кількості газу. Не значні зміни зазнала вихлопна система і система пуску-реверсу.

Допоміжні системи включають нові системи, найважливіші з них це:

- система подачі газового палива що складається з газового компресора високого тиску включаючого холодильник, т.к тиск подачі складає 250-300 бар;
- демпферний бак, що включає сепаратора конденсату;
- система управління компресором;
- система безпеки, що складається з аналізатора, який перевіряє вміст вуглеводня в повітрі в компресорній;

– система масляного ущільнення, яка поставляє ущільнююче масло на газові клапана, розділяючи управляюче масло і газ. Система інертних газів, яка дозволяє продувати газову систему на двигуні інертними газами.

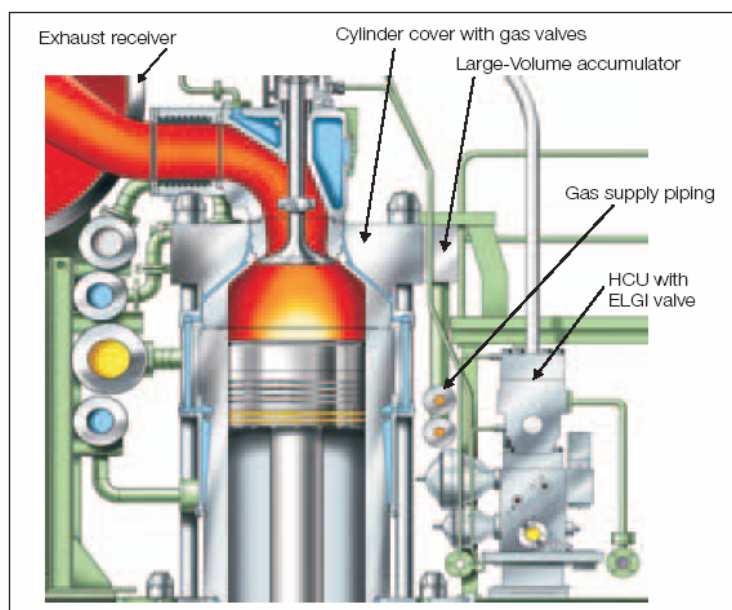


Рис. 2. Нові частини двигуна серії ME – GI.

На рис. 3 зображене нормальне нагнітання палива, т.е подається незначна кількість HFO (запальне) палива в режимі подвійного використання палива, пов'язаного з ELGI клапаном за допомогою вимірника тиску і вкл/выкл зв'язок з ELGI клапаном через який подається газ.

За допомогою системи управління двигун працює в 3-х режимах:

- нормальний «режим подвійного палива», т.е з мінімальним використанням HFO палива, основне паливо – газ;
- спеціальний «газовий режим», тобто при якому подається тільки газ в певній кількості, і рідке паливо для запалення суміші;
- «паливний режим».

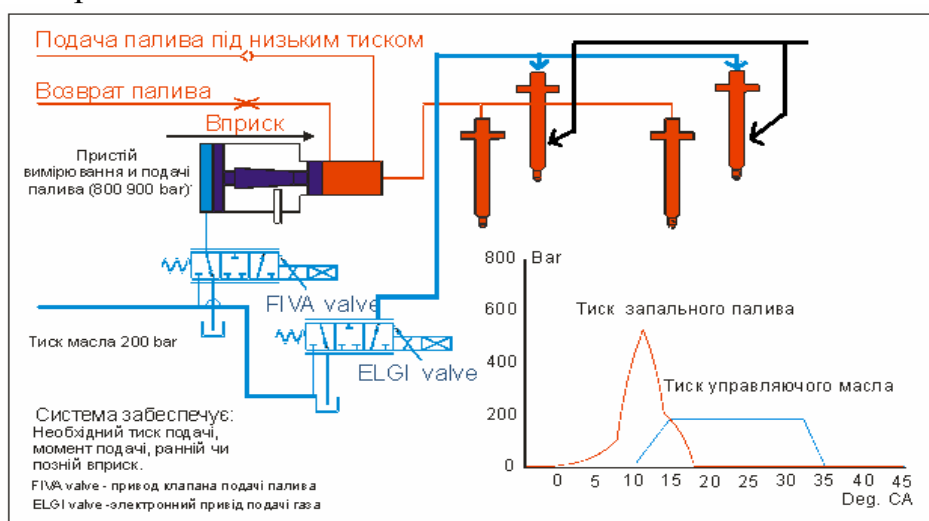


Рис. 3. Паливо нагнітальна система двигуна серії ME-GI.

Під час операцій з нафтою, тобто під час завантаження, вивантаження або перевезення, велика частка легких компонентів нафти випаровується. Ці компоненти і називаються летючі органічні компоненти (ЛОК). Звичайно під час перевезення випаровування відбувається не менше інтенсивно, ніж під час завантаження або вивантаження, в результаті качання судна відбувається збовтування вантажу. Щоб уникнути вибуху, в танк закачують інертний газ (обчищені вихлопні гази змісту кисню в яких не перевищує 8%).

Для підтримки нормального тиску, тобто не більше 0.14 bar, ЛОК скидають в атмосферу, таким чином, втрачається відносно велика кількість вуглеводнів.

Скидання ЛОК є не тільки втратою енергії, але і викликає забруднення навколишнього середовища. У зв'язку з цим запропоновано нове рішення відносно ЛОК, конденсувати і збирати ЛОК в спеціальний танк і використовувати замість важкого палива.

Таким чином, скорочуються викиди в атмосферу ЛОК і оскільки ЛОК є «чисте» паливо, то при використуванні, викиди шкідливих речовин будуть мінімальні.

Вживання ЛОК можливе лише при використуванні спеціальної технології, що подає газ під високим тиском, в зрідженому поляганні безпосередньо в циліндр. Така технологія вже використовується на двигуні 12K80МС-GI.

Система підготовки і подачі летючих органічних компонентів (рис.4).

1. Система очищення ЛОК передбачає очищення від іржі і ін. елементів що попадаються в нафті, що знаходиться в танку. Ця операція є обов'язковою.

2. Система зріджування ЛОК. Газ стискається перед охолодженням. В перебігу цього процесу пропан, бутан і інші важкі вуглеводні зріджуються і стають рідкими. Інертний газ і легкі ЛОК (метан і етан) залишаються в газоподібній формі і випускаються в атмосферу. Після чого ЛОК сепарують і переміщують в танк запасу.

Танк запасу ЛОК, призначений для зберігання ЛОК. Залежно від об'ємів танка конструктивні рішення можуть бути наступні:

якщо танк запасу менше 300 м³ то доцільне берегти ЛОК при температурі навколишнього середовища, під тиском 10-15 бар.

якщо танк запасу більше 300 м³ то найекономічнішим рішенням є зберігання ЛОК при атмосферному тиску, але при низьких температурах.

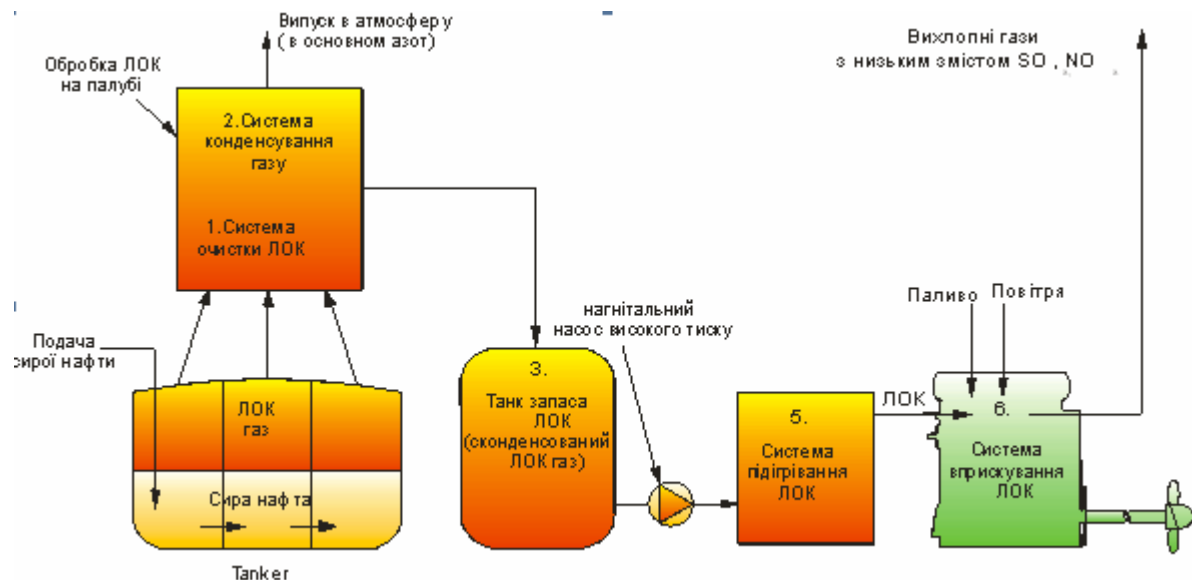


Рис. 4. Принципова схема вживання ЛОК.

На рис. 4.1 система очищення ЛОК, 2 система зріджування ЛОК, 3 танк запасу ЛОК (в зрідженій формі) 4 насос високого тиску, 5 система підігріву ЛОК, 6 система подачі ЛОК на двигун.

Насос високого тиску подає ЛОК з танка до двигуна під тиском 400 бар. Насос поршневий, з системою контролю подачі для забезпечення стабільного тиску. Насос пов'язаний з системою управління двигуном. При поява нещільності в насосі і вірогідності протечек газу, насос зупиняється, після чого спрацьовує аварійна сигналізація, одночасно з цим двигун переходить на роботу на паливо.

Система підігріву ЛОК. Ця система передбачена для уникнення гідравлічного удару у разі формування льоду в результаті декомпресії трубопроводу. ЛОК підігріваються до 50 0С. Підігрів може здійснюватися водою із зарубашечного простору.

Система подачі ЛОК на двигун. ЛОК подаються на двигун підігрітими, під тиском.

Уприскування відбувається безпосередньо в циліндр після подачі запального палива (8% від кількості палива подавався при 100%), спеціальна ЛОК форсунка здійснює уприскування. ЛОК форсунка управляється системою Mechatronic, яка дозволяє здійснювати різне варіювання подачі ЛОК.

Режим згорання оптимізован системою управління ЛОК але при незмінному моменті подачі запального палива (оскільки уприскування здійснюється за допомогою ПНВТ який управляється куркульками на распредвалі). Система mechatronic робить можливим управління уприскування ЛОК, таким чином процес згорання відбувається нормально незалежно від кількості подачі запального палива і кількості ЛОК.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Тимошевский Б.Г. Моторные свойства альтернативных топлив, полученных из отходов полимеров / Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 83-89.
2. Ткач М.Р. Экспериментальные исследования показателей судового ДВС, использующего альтернативное топливо / М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, Б.А. Тхы // Двигатели внутреннего сгорания. -№2. - 2006.

УДК 621.43.011-634.2

Арис Фикрэт, рук. проф. Веретеннік О.М.

Нициональный университет «Одесская морская академия»

Підвищення екологічних характеристик суднової енергетичної установки

Застосування водно-паливних емульсій як палива для судових дизелів може забезпечити виконання діючих норм не тільки двигунами, поставленими на виробництво з 2000 р., але й двигунами, що перебувають в експлуатації, без оснащення їх систем газовипуску дорогими каталітичними нейтралізаторами. Крім того, у воду, що додається до палива, можна вводити багатофункціональні водорозчинні присадки, використання яких дозволяє суттєво розсунути межі застосування більш дешевих важких палив у судових дизелях.

1. Екологічні показники роботи судових дизелів

Проблемою мінімізації вмісту токсичних складових у відпрацьованих газах займалися й займаються багато організацій і науково-дослідні інститути. Різні аспекти цієї проблеми вивчені досить повно, для того щоб зробити висновки про тупикову ситуацію або про необхідність значних фінансових витрат. Можливість скорочення емісії шкідливих домішок з відпрацьованими газами за рахунок удосконалення характеристик робочого процесу дизелів практично вичерпана.

Схема утворення шкідливих составляючих в випрацьованих газах дизелів представлена на рис 1.

Процес утвору шкідливих викидів протікає як у камері згоряння, так і в потоці газів, що відробили, а саме в ході охолодження газів за рахунок природної тепловіддачі й перемішування з атмосферним повітрям.

Найнебезпечнішими забруднювачами (шкідливими викидами) атмосфери є наступні газоподібні речовини й частки, що викидаються з випускними газами:

– окис вуглецю С і двоокис вуглецю С₂ палива, що утворюються в результаті згоряння;

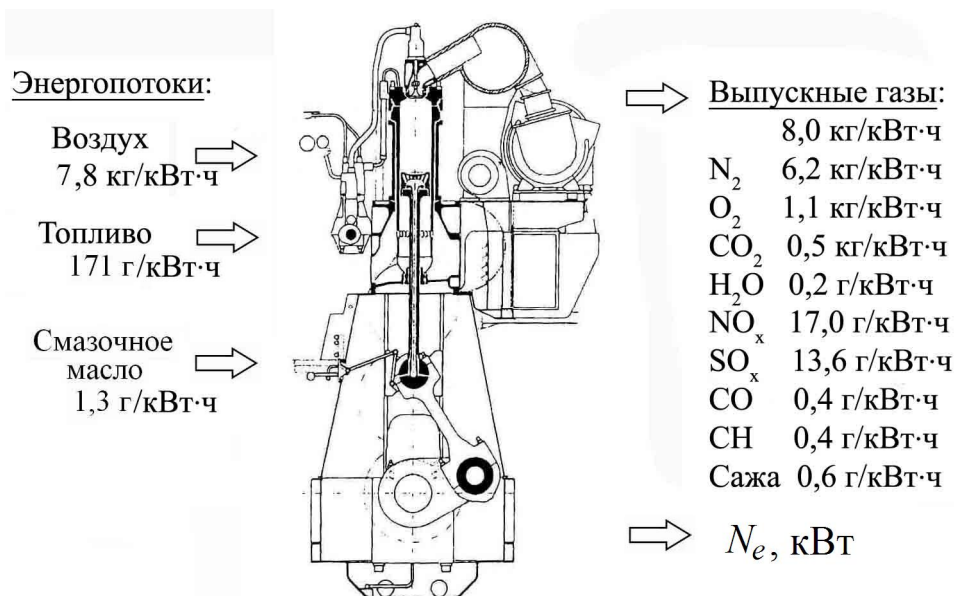


Рис.1. Соотношение входных энергопотоков и состава выпускных газов дизеля (источник – «Wärtsilä»)

- оксиды азоту NO_x , що утворюються в циліндрі двигуна при температурі вище 1500°C , коли азот стає хімічно активним газом;
- оксиди сірки SO_x : ангідриди SO_2 і SO_3 окиснення, що утворюються в результаті, сірки в паливі;
- продукти неповного згоряння C_xH_x ;
- дрібні тверді частки не повністю згорілого палива, масла, сажі й ін.

2. Засоби зниження викидів NO_x .

Найбільш складної в практичній реалізації у світовому судноплаванні виявилася проблема зниження Nox .

Дослідженнями встановлено два принципові методи зменшення викидів Nox у дизелях:

- первинний метод має на меті зменшення Nox , що утворюється в процесі властиво згоряння палива.
- вторинний метод має на меті видалення Nox з, що відробили (вихлопних) газах.

Уважається, що окисли азоту можуть утворюватися тільки при високій температурі в камері згоряння – $1800 \dots 2800 \text{ K}$, але за фронтом полум'я й у зоні продуктів згоряння. Відповідно, усі варіанти первинного методу спрямовані на зменшення максимальної температури циклу, однак це спричиняє й зменшення максимального тиску згоряння, а значить і зменшення термічного КПД циклу.

Наприклад, зменшенням кута випередження подачі палива приводить до зниження Nox , але спричиняє збільшення питомої витрати палива: 10%-ное зниження рівня Nox цим методом викликає 2%-ное збільшення be . Зміна параметрів наддувочного повітря, а саме зменшення температури й підвищення тиску й, відповідно коефіцієнта надлишку повітря α , приводить на

існуючих двигунах до значного зниження рівня NO_x . До первинних методів слід віднести також методи оптимізації форми камери згоряння й форми паливного струменя (за рахунок застосування спеціальних форсунок) і збільшення числа форсунок, установлюваних на один циліндр (установка трьох форсунок).

Найбільш раціональним варіантом визнаний спосіб подачі води в зону горіння палива, чим забезпечується випарне охолодження наддувочного повітря. Оптимальним добором кількості води, а також кута випередження подачі палива можна знизити концентрацію NO_x в ВГ в 1,5... 2 рази в порівнянні зі схемою звичайного упорскування палива без додаткового упорскування води.

Найпростішою схемою модернізації, що не вимагає, паливної апаратури й кришки циліндра, є пряме упорскування певної дози води під тиском у ресивер або в патрубок надувного повітря перед впускним клапаном (рис. 2, а). У подібній системі (системи SAM – Scavenging Air Moistening) повітря попередньо (додатково) прохолоджується упорскуванням морської води. У системі SAM може бути досягнуте зниження NO_x до 50%.

3. Вплив водно-паливної емульсії на екологічні показники роботи дизелів.

При роботі на емульгованому дизельному паливі вміст NO_x у вихлопних газах зворотно пропорційний кількості води в емульсії.

Параметри дизеля, що характеризують робочий процес при переході на ВПЕ, трохи змінюються. На режимі 50 % номінальної потужності, при 29 % води в паливі, питома витрата палива склала 217 г/(кВт-год), тоді як при роботі на звичайному паливі він становить 225 г/(кВт-год) (рис. 3). Таким чином, крім поліпшення екологічних показників двигуна має місце зниження витрати палива. Аналіз також показав, що при використанні ВПЕ знижуються викиди не тільки оксидів азоту, але й оксиду вуглецю і твердих часток [1-3].

Було здійснено цикл експериментальних досліджень на головному судовому дизелі 6ЧН 18/22 судна лляльних вод типу «Райдуга» при його роботі на ВПЕ з різним вологовмістом [4]. Паливна система двигуна була переобладнана під живлення двигуна ВПЕ й експлуатаційним дизельним паливом. Емульсія готувалася шляхом установки підсистеми подачі, контролю й регулювання кількості води (10, 15 і 20 %) залежно від навантаження двигуна. Було встановлено такі регульовальні характеристики дизеля: тиск упорскування емульсії — $p_{впр} = 15 \text{ МПа}$; кут випередження подачі — $\alpha_{оп} = 21^\circ$. В ході досліджень вимірювалися: максимальний тиск згоряння p_z індикаторним датчиком статичного тиску «Майгак»; максимальна температура вихлопних газів T_g за допомогою штатних ртутних термометрів, установлених на виході з кожного циліндра; питома витрата палива g_e об'ємним способом, за допомогою штатного штихпробера; вміст NO_x у відпрацьованих газах за

допомогою газоаналізатора, який давав також значення коефіцієнта надлишку повітря α . Результати досліджень наведено на рис. 4, 5.

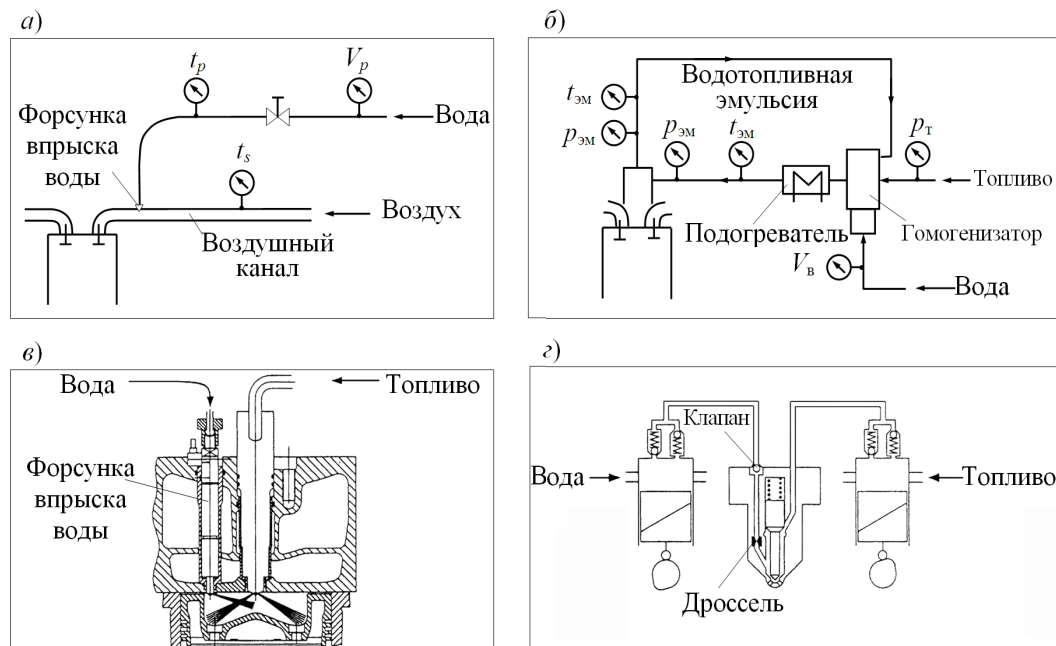


Рис. 2. Принципиальні схеми зниження викидів NO_x шляхом вприскування води.

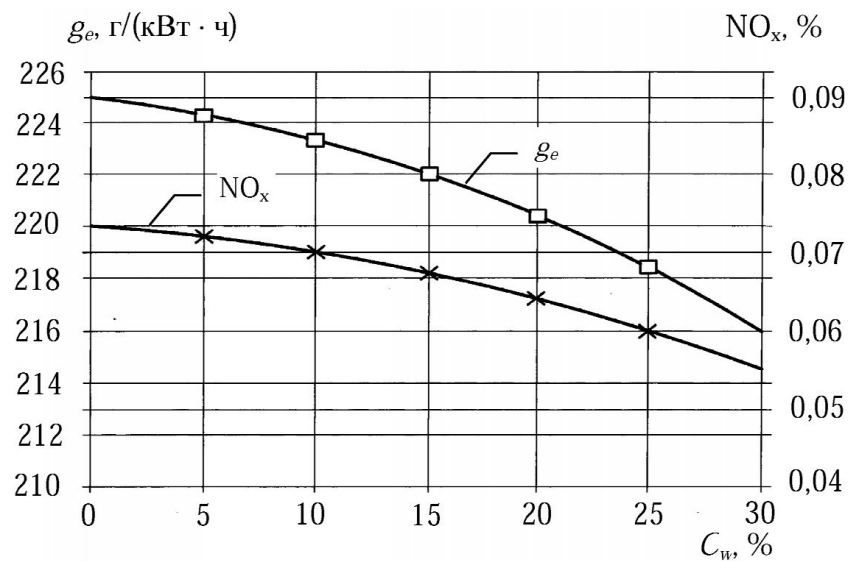


Рис. 3. Зміна питомої витрати палива g_e дизеля 6ЧН 32/35 при роботі на ВПЕ та вмісту NO_x у відпрацьованих газах (50 % від номінальної потужності): C_w – вологовміст

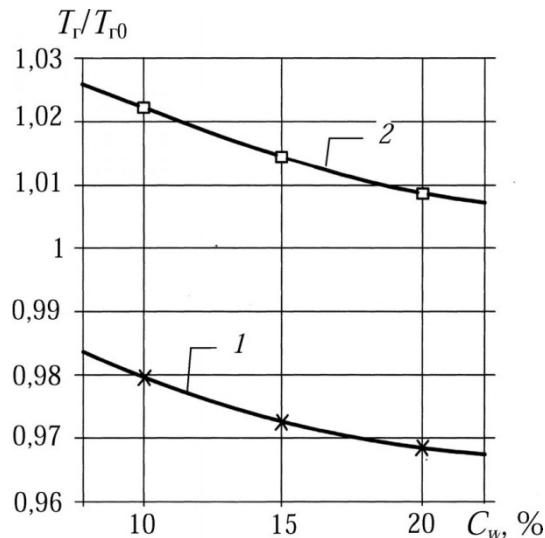


Рис. 4. Співвідношення значень температури газів (T_g/T_{g0}) при різних значеннях вологовмісту: 1 – $n = n_{ном}$; 2 – $n = 1,03n_{ном}$

Аналізуючи результати досліджень, можна відзначити поліпшення показників робочого циклу дизеля при його роботі на ВПЕ.

До недоліків роботи досліджених дизелів на ВПЕ слід віднести обмеження їх потужності до рівня не вище 75 % від номінального значення, через недостатню продуктивність паливних насосів.

При вирішенні питання про переведення дизельної установки судна на ВПЕ доцільно враховувати ступінь форсування двигунів, сорт застосовуваного палива й умови експлуатації судна. Оптимальна концентрація води у ВПЕ для двигунів з середнім ефективним тиском до 1,0 МПа, як правило, не рекомендується вище 15-20 %. Для більш форсованих

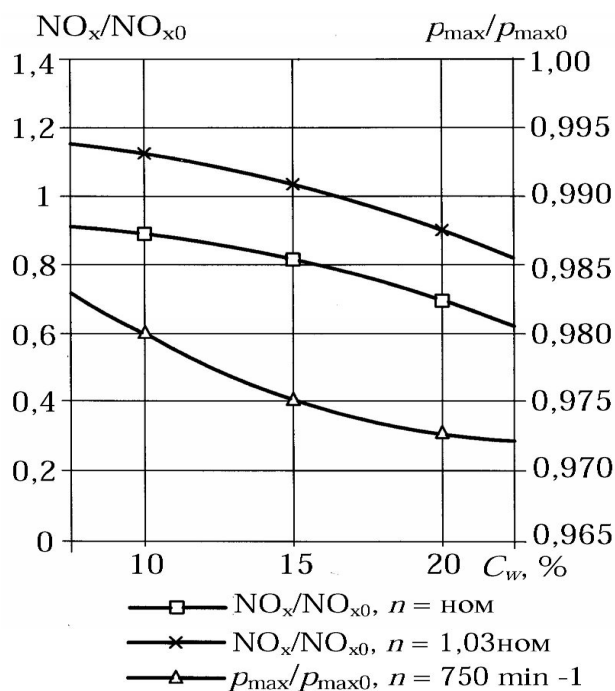


Рис. 5. Співвідношення оксидів азоту й максимальних тисків згоряння при різних значеннях C_w

двигунів вона може доходити до 30-40 % залежно від о економічності двигуна. Емульсія може готуватися як безпосередньо перед використанням палива у двигуні, так і при заповненні видаткової цистерни паливом. Визначальними у цьому випадку є властивості застосовуваних палив і наявність емульгувальних присадок. Таким чином, варіюючи концентрацію води у ВПЕ, присадки, можливості паливної апаратури, можна розробити рекомендації із застосування ВПЕ для будь-яких умов експлуатації кожного конкретного суднового дизеля.

В цілому можна твердити про високу ефективність застосування ВПЕ (22 – 32 % з емульгатором) щодо зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами. Найкращі результати отримано при роботі на режимі 75 % від номінальної потужності при кількості води у паливі 32 %. На цьому режимі концентрація NOx на 35-40 % менше, ніж при роботі на звичайному паливі.

Таким чином, використання ВПЕ як палива для суднових дизелів може забезпечити виконання діючих норм не тільки двигунами, поставленими на виробництво з 2000 р., але й двигунами, що перебувають в експлуатації, без оснащення їх систем газовипуску дорогими каталітичними нейтралізаторами. Крім того, у воду, що додається до палива, можна вводити багатофункціональні водорозчинні присадки, використання яких дозволяє суттєво розсунути межі застосування більш дешевих важких палив у суднових дизелях.

При використанні водно-паливних емульсій на судах прибережного плавання обладнання їх бінарними паливними системами може значною мірою знизити рівень антропогенного навантаження на навколишнє середовище при позитивних показниках робочого процесу суднових дизелів

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Сомов В. А., Ищук Ю. Г. Судовые многотопливные двигатели. - Л.: Судостроение, 1984. – 240 с.
2. Зубрилов С. П., Ищук Ю. Г., Косовский В. П. Охрана окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1989. - 256 с.
3. Патров Ф.В., Вахромеев О. С. Снижение концентрации оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей при использовании водотопливных эмульсий // Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология. – 2010. – № 1. – С. 141-146.

Веретенник А.А., Веретенник А.А.
Нициональный университет «Одесская морская академия»

К вопросу описания эволюции износа судового энергетического оборудования

Возможность рационального использования судна в целом как транспортной единицы, обеспечение безопасности мореплавания и комфортной работы экипажа на борту судна в основном обеспечивается долговечной и надёжной работой судового энергетического оборудования и обеспечивающих систем и механизмов.

Совершенствование методов оценки работоспособности основного энергетического оборудования является одной из задач, обеспечивающих надёжную и комфортную эксплуатацию судна в целом. В связи с этим исследование методов косвенного определения остаточного ресурса работоспособности оборудования является актуальной задачей.

Рассмотрим один из методов косвенного определения остаточного ресурса работоспособности оборудования. В качестве исследуемого оборудования рассмотрим генератор механической энергии – двигатель внутреннего сгорания, состоящий из N элементарных составляющих элементов, каждый из которых характеризуется соответствующим параметром $S_j, j = \overline{0, N}$ (здесь и далее мы будем в основном придерживаться обозначений и терминологии, использованных в работе [1]). Тогда общее состояние двигателя будет определяться совокупностью параметров $\{S_j\}$. При переходе в пространство параметров двигателя его текущее состояние будет соответствовать некоторой точке отображения в этом пространстве, а состояние соответствующего элемента двигателя определяться проекцией радиус вектора проведенного к точке отображения на соответствующую степень свободы. В соответствии с положениями, изложенными в источнике [2] эволюция j -го параметра механической системы может быть отслежена из элементарного соотношения:

$$S_j = S_{0j} + v_{0j}t + a_j t^2. \quad (1)$$

Где: S_j – параметр состояния отдельной детали двигателя;

v_{0j} – скорость изменения этого параметра состояния ;

a_j – ускорение изменения этого параметра состояния;

t – время исследуемого процесса.

Этим выражением описывается процесс дрейфа параметров технического состояния элементов двигателя, являющийся следствием износа, что отождествляется с равноускоренным дрейфом точки в параметрическом пространстве. В этих терминах работоспособность двигателя сводится к пребы-

ванию точки отображения внутри некоторой области D , $(S_j \in D_j, D_j \in [d_{1j}, d_{2j}])$, где d_{1j} и d_{2j} – это границы допуска для соответствующего параметра двигателя. Выражение (1) в целом воспроизводит результат, полученный ранее в [3, 4] без указания существенных ограничений его применимости, что будет рассмотрено далее.

Исследование параметрической надёжности энергетического оборудования.

Анализ выражения (1) позволяет сделать заключение, что основным достоинством его является простота и физическая прозрачность толкования, входящих в него констант. Скорость v_0 и ускорение a движения точки отображения к границе области D отражают стационарный и нестационарный вклады в процесс износа. Однако априорное утверждение о постоянстве ускорения a вызывает сомнение, т.к. в этом случае мы должны принимать интенсивность нестационарных процессов одинаковой на всем отрезке эксплуатации системы. Такое утверждение, очевидно, будет справедливо только для относительно не больших промежутков времени эксплуатации судна в целом.

Действительно, в общем случае рассмотрения технической системы, состоящей из N элементов, вся система чувствительна к изменению каждого из N параметров состояния этих элементов. Предположим, что j -й элемент механической системы приблизился к пределу допуска. Примером может служить некоторая усталостная деформация элемента, что неизбежно вызовет нештатное перераспределение нагрузок на другие элементы системы с неизбежным увеличением интенсивности износа последних. В соответствии с выражением (1) этот процесс означат изменение ускорения точки, отражающей состояние системы. В этом процессе поправки к ускорению будут иметь место при всяком существенном изменении одного из параметров системы. В нашем исследовании необходимо последовательно учитывать эти явления при оценке вероятности отказа.

Пусть вероятность равноускоренного движения точки отображения к границам области D определяется функцией $P(B)$, где B – это событие заключающееся в равноускоренном движении точки отображения. Событие B

невозможно без выполнения целой совокупности событий $\bigcap_{j=1}^N A_j = C$, где каждое событие A_j заключается в пребывании j -го элемента в пределах допуска $d_{1j} \leq S_j \leq d_{2j}$. Тогда, очевидно, общая функциональная форма для $P(B)$ должна описываться выражением вида

$$P(B) = f\left(P(A_j)\right), \quad j = \overline{1, N}. \quad (2)$$

Функционал в (2) должен содержать в себе комбинации условных вероятностей взаимных отказов составляющих элементов системы. Тогда согласно данным из источника [5]

$$P(B) = P(C)P(B|C) + [1 - P(C)]P(B|\bar{C}). \quad (3)$$

Или с учетом определения события C

$$P(B) = P(B|C) \left(P\left(\bigcap_{j=1}^N A_j\right) + \frac{P\left(\bigcup_{j=1}^N \bar{A}'_j\right)}{P(B|C)} \right), \quad \bar{A}'_j = \bar{A}_j \cap B. \quad (4)$$

Здесь $\bar{A}_j$ – событие заключающееся в выходе за пределы допуска j -й характеристики.

Преобразуя выражение (4) согласно методу изложенному в [7], получим

$$\begin{aligned} P(B) = & P(B|C) \left(1 - \sum_{j=1}^N P(\bar{A}_j) \left(1 - \frac{P(B|\bar{A}_j)}{P(B|C)} \right) + \right. \\ & + \sum_{i < j} P(\bar{A}_i \cap \bar{A}_j) \left(1 - \frac{P(B|\bar{A}_i \cap \bar{A}_j)}{P(B|C)} \right) + \\ & \left. \dots + (-1)^{N-1} P\left(\bigcap_{j=1}^N \bar{A}_j\right) \left(1 - \left(1 - \frac{P\left(B|\bigcap_{j=1}^N \bar{A}_j\right)}{P(B|C)} \right) \right) \right), \end{aligned} \quad (5)$$

где $P(\bar{A}_j)$ – вероятность выхода j -й характеристики за пределы допуска, $P(\bar{A}_i \cap \bar{A}_j)$ – вероятность выхода сразу двух характеристик за пределы допуска, $P(B|\bar{A}_j)$ – вероятность события B при условии выхода за пределы допуска j -й характеристики и т.п.

Выражение (5) строго определяет вероятность сохранения точкой отображения состояния равноускоренного движения, однако следует отметить, что при всей математической строгости на текущий момент времени выражение (5) имеет малую практическую ценность. Если о функциональной форме распределений еще можно сделать какие-то заключения на основе физической картины износа, то для определения необходимых параметров распределения необходимо накопление статистической информации о состоянии деталей оборудования в процессе эксплуатации.

Анализ параметрической надежности двигателя методом аппроксимации данных.

В связи с условиями, указанными выше, оценим изменение технического состояния двигателя на основе выражения (1). Для учета упомянутых ранее сложностей преобразуем его к виду:

$$S_j = S_{0j} + v_{0j}t + a_j t^2 + \beta_j t^3 + \Delta. \quad (6)$$

Здесь β – имеет смысл быстроты изменения ускорения точки отображения, Δ – вклад обусловленный случайными факторами – ошибкой измерения, нарушением стационарных условий эксплуатации в следствии случайного события и т.п.

Реальной проверкой адекватности выражения (6) является проведение на его основе регрессионного анализа расширенной базы экспериментальных данных с последующей оценкой статистической величины каждого коэффициента. Однако с одной стороны все коэффициенты в уравнении (6) являются зависимыми величинами, что затрудняет определение значимости отдельного коэффициента, с другой стороны уравнение (6) является полиномом третьего порядка, что сильно снижает точность регрессионного анализа на основе ограниченной выборки экспериментальных данных [6]. Таким образом, стандартные методы не обладают достаточной информативностью, поэтому дальнейшие рассуждения построим на основе следующих допущений.

Сформулируем допущения в двух главных аспектах.

А) Если справедливо выражение (1) (β равно нулю), то при аппроксимации экспериментальных данных уравнением (1) отклонение от эксперимента должно описываться нормальным распределением.

Б) Если часть гипотезы (А) неверна, то полиномом (6) адекватно описывает нестационарные процессы износа, что будет отражаться гауссовой природой распределения невязок.

За критерий достоверности гипотезы принимается χ^2 -критерий Пирсона

[6]
$$\chi^2 = n \sum_{i=1}^k \frac{(\omega_i - p_i)^2}{p_i},$$
 где: n – объем выборки, ω_i – относительная частота появления события (в данном случае попадания величины невязки в заданный интервал); p_i – вероятность того же события рассчитанная по предполагаемой функции распределения. Если критерий аппроксимации $\chi_{app}^2 < \chi_c^2$ окажется меньше критического значения при заданном уровне значимости, то гипотезу будем считать верной [6].

Ниже приведена аппроксимация экспериментальных данных износа втулок судового дизеля [4] как функции времени. Как легко заметить из (Рис. 1 б) распределение невязок далеко от нормального. Критерий Пирсона

в этом случае $\chi_{app}^2 = 14.29 \gg \chi_c^2 = 3,33$ ($\alpha = 0,05$) значительно превосходит критическое значение. Здесь α – уровень значимости

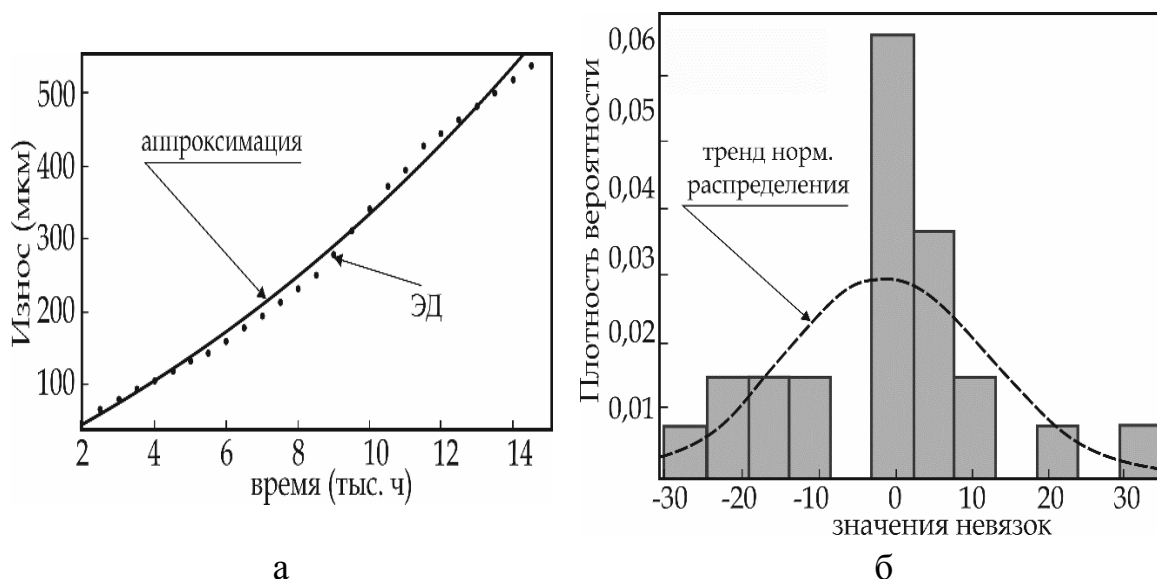


Рис. 1. Аппроксимация износа втулок рабочих цилиндров главных дизелей 5Д50 [4] квадратичным полиномом (1) (а) и соответствующее распределение невязок (б).

Таким образом предположение А рассматриваемой гипотезы может быть отвергнуто.

На рис. 2 приведены результаты аппроксимации этих же экспериментальных данных для рассмотренного выше и двух других судов при помощи полинома (6) равно как и их плотности распределения невязок.

Значения критерия Пирсона для каждого из распределений соответственно $\chi_{app1}^2 = 1.73 < \chi_{c1}^2 = 2,17$ ($\alpha = 0,05$); $\chi_{app2}^2 = 1.48 < \chi_{c2}^2 = 1,64$ ($\alpha = 0,05$); $\chi_{app3}^2 = 1.81 < \chi_{c3}^2 = 2,17$ ($\alpha = 0,05$). Таким образом во всех рассматриваемых случаях критерий оказался меньше критического значения, что позволяет заключить, что предположение гипотезы Б верно.

Выводы

Результаты, приведенные в предыдущем разделе с одной стороны показывают, что предположение о равноускоренном движении точки отображения в параметрическом пространстве не выполняется. Более того, значительное отклонение распределения невязок квадратичной аппроксимации от гауссова закона косвенно может указывать на наличие неучтенных корреляций обуславливающих изменение ускорения (строгое

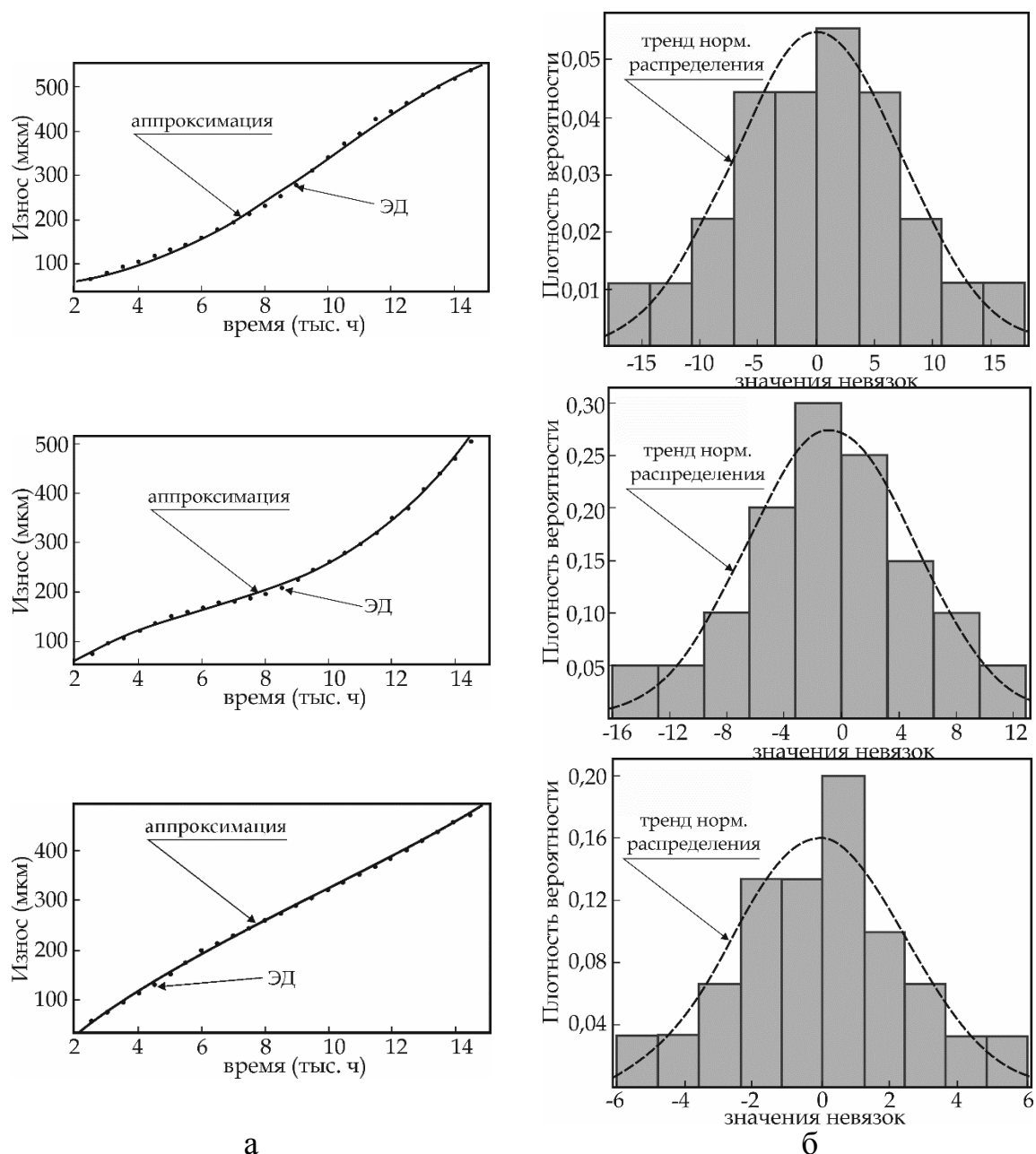


Рис. 2. Аппроксимация износа втулок рабочих цилиндров главных дизелей 5Д50 [4] полиномом (а) и соответствующая плотность распределения невязок (б).

рассмотрение причин корреляций приведено во втором разделе). С другой стороны введение кубического члена учитывает быстроту изменения нестационарных режимов, о чем свидетельствует подчинение нормальному распределению невязок аппроксимации.

Тем не менее, следует отметить короткий период временного интервала экспериментальных данных, а также ограниченность базы экспериментальных данных.

Известно, что достоверность критерия χ^2 падает с уменьшением объема анализируемой информации. Кроме того проанализированные данные [4] относятся к судам одного типа (китобойные дизель-электрические суда типа

«Мирный») и идентичность результатов аппроксимации может оказаться результатом конструкционной схожести и идентичности условий эксплуатации.

В дальнейших исследованиях авторами планируется изучение более широких баз экспериментальных данных, которые позволят проверить результат на основе строгого соотношения (5).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов О.В. Розенбаум А.Н. Минимаксный подход в задачах параметрического синтеза аналоговых технических систем // Надежность. – №2(6) – 2003 – с. 67-78.
2. Розенбаум А.Н. Никитин А.И. Определение остаточного эксплуатационного ресурса судовых человекомашинных систем // Вестник АГТУ Сер: Морская техника и технология. – №2 – 2009 – С. 39-44.
3. Гинзбург А.З. Оценка надежности деталей судовых дизелей // Судостроение. – №5 – 1971 – С. 65-69.
4. Гинзбург А.З. К обоснованию модели отказа при естественном изнашивании деталей дизелей,-В сб. "Проектирование и техническая эксплуатация СЭУ". Л.: Транспорт, 1975, с. 447-452.
5. Труханов В.М. Надежность технических систем. М.: «Машиностроение» – 2003 – 320 с.
6. Бобік О.І., Берегова Г.І., Копитко Б.І. Теорія ймовірностей і математична статистика. К.: «Професіонал» – 2007 – 558 с.
7. Проников А.С. Надежность машин. М.: «Машиностроение» – 1978 – 592 с.

УДК 621.43.011-634.2

Халиду Салаху, рук. доц. Аболешкін С.Є.

Нициональний університет «Одеська морська академія»

Совершенствование системы смазки судовых дизелей

Смазочная система ДВС

Смазочная система ДВС предназначена для своевременной подачи необходимого количества очищенного и охлажденного масла к узлам трения (для защиты их поверхностей от износа и коррозии); отвода тепла от трущихся поверхностей и деталей; удаления продуктов износа и нагара с поверхностей трения и очистки масел. От совершенства масляной системы и эффективности ее работы в значительной степени зависят надежность и долговечность работы двигателя. В зависимости от способа подвода смазки к трущимся поверхностям деталей и узлов ДВС различают следующие смазочные системы: циркуляционную под давлением, разбрызгиванием и комбинированную. Смазка рамовых, шатунных и головных подшипников, подшипников рас-

пределительного вала и приводных вспомогательных агрегатов осуществляется при помощи циркуляционной смазки под давлением 0,15—0,6 МПа. Смазка цилиндрических втулок, направляющих поршней и поршневых колец в двигателях малой и средней мощности осуществляется за счет разбрызгивания масла, вытекающего через зазоры подшипников. В современных мощных среднеоборотных ДВС масло для смазки цилиндрических втулок, поршней и некоторых других узлов подается специальными насосами высокого давления. Автономная смазочная система цилиндров позволяет использовать специальные сорта масел, а также дает возможность регулировать его количество.

В большинстве тронковых ДВС с диаметром цилиндра до 400 мм применяется комбинированная смазочная система, т. е. рамовые, шатунные и головные подшипники и подшипники распределительного вала смазываются маслом, поступающим из циркуляционной системы, а втулки цилиндров, поршни, кольца и т. д. смазываются разбрызгиванием. Смазочная циркуляционная система в зависимости от расположения маслосборника бывает с мокрым и с сухим картером. В системе с сухим картером масло из поддона двигателя постоянно стекает самотеком или откачивается специальным насосом в отдельную цистерну, установленную вне двигателя. В системе с мокрым картером основной емкостью для масла является поддон или нижняя часть картера, из которой масло забирается масляным насосом двигателя.

В современных судовых двигателях в качестве масляных применяются в основном шестеренные и винтовые насосы. По приводу масляные насосы могут быть навешенными на двигатель или автономными и с независимым приводом (электродвигателем). Насосы главных двигателей дублируются.

Проблемы смазывания цилиндров крейцкопфных двигателей

Подаваемое масло расходуется на смазывание рабочих поверхностей цилиндров, поршневых колец, поршней, а также забрасывается в камеру сгорания и продувочно-выпускные окна (в двухтактных двигателях), сбрасывается в подпоршневые полости. Как отмечается в работах Ханмамедова С.А., Пилюгина А.С., Возницкого И.В., Никифорова О. А., Бурштейна Л.М. [15,20,26-37,121-132] масло, распределяемое поршнем тонкой пленкой по поверхности цилиндра, выполняя функцию разделения трущихся поверхностей, одновременно нагревается, подвергается воздействию горячих агрессивных продуктов сгорания и воздуха, больших тепловых потоков со стороны поршня. В результате окислительных процессов в нем образуются органические кислоты, масло насыщается неорганическими кислотами, сажей и пр. На толщину масляной пленки на поверхности цилиндра оказывают влияние [31]: □ количество подаваемого лубрикатами масла и способ подвода (расположение масляных штуцеров по высоте и их количество); □ скорость движения колец вдоль поверхности цилиндра, зависящая от скорости дви-

жения поршня и частоты вращения двигателя; □ радиальное давление колец на втулку, определяемое давлением в цилиндре (нагрузкой двигателя) и в за-
коленном пространстве, в свою очередь зависящее от величины зазоров в
кепах и количества образовавшегося в них нагара, упругостью колец; □ ка-
чество рабочей поверхности цилиндра (наличие шероховатости или зеркаль-
ных поверхностей), от которого зависит удержание масла на ней; □ свойства
масла - вязкость, маслянистость (способность удерживаться на смазываемых
поверхностях), термическая стабильность и пр.; □ температуры смазывае-
мых поверхностей втулки, поршня в зоне поршневых канавок. Рис. 1 иллю-
стрирует распределение масла по поверхности зеркала цилиндра. Рабочая
поверхность кольца имеет бочкообразную форму, которую оно приобретает
при истирании в процессе его приработки [20] .

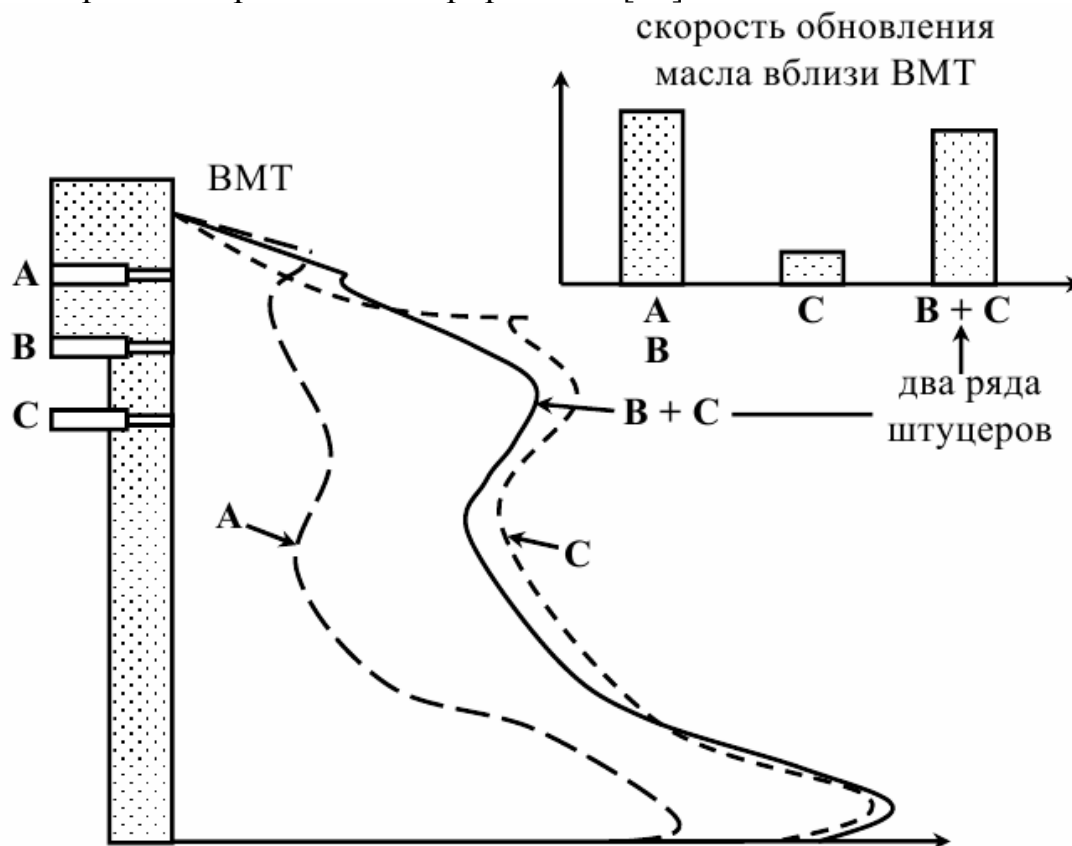


Рис.1. формирование пленки масла и её распределение по поверхности цилиндра в крейц-
копфном двигателе «Зульцер» в зависимости от расположения масляных штуцеров по
высоте втулки.

По каким характеристикам оценивают качество масел, применяемых в судовых дизельных установках?

К характеристикам масел относятся вязкость, индекс вязкости, кислотное
число, щелочное число, содержание водорастворимых кислот и щелочей,
коксуемость, зольность, кбррозионность, термоокислительная стабильность,
температура вспышки, температура застывания, содержание механических
примесей, содержание воды, стойкость при хранении.

Вязкость масла должна обеспечивать надежную смазку и минимальный износ трущихся поверхностей при всех эксплуатационных режимах. При этом роль вязкости неоднозначна: для обеспечения несущей способности масляного слоя, уплотнения деталей и уменьшения расхода требуется повышенная вязкость масла; в то же время очистка трущихся деталей от продуктов окисления и прочих загрязнений, охлаждение деталей лучше обеспечиваются маловязким маслом, к тому же легче фильтруемым.

Поэтому для смазки двигателей выбирают масло по возможности небольшой вязкости, но такое, которое надежно обеспечивало бы жидкостное трение в главных узлах даже при высокой температуре. При выборе масла учитывают также, в какой степени изменяется его вязкость при изменении температуры, так как от этого зависит степень отклонения фактического режима смазки от требуемого, а также возможность прокачки масла при низких температурах.

Различия в вязкостно-температурных свойствах масел зависят от их группового углеводородного состава. Наиболее пологая кривая вязкости у масел, состоящих преимущественно из алкановых углеводородов, наиболее крутая — у масел, содержащих полициклические углеводороды. Масла на основе циклановых и ароматических углеводородов занимают промежуточное положение.

С повышением вязкости вязкостно-температурные свойства масла ухудшаются при любом групповом составе. Отсюда возникает важный практический вывод: носителями хороших вязкостно-температурных свойств являются, как правило, маловязкие масла. Для оценки вязкостно-температурных характеристик масел используют так называемый индекс вязкости, являющийся безразмерным числом. Оценка конкретного масла по индексу вязкости основана на сравнении его вязкостно-температурных свойств с подобными же свойствами двух групп специальных масел, принятых за эталонные. При этом индекс вязкости определяют по специальной номограмме. У большинства современных масел, применяемых на судах, индекс вязкости в среднем измеряется числом 90. Пример такой номограммы дан на рис. 55.

Очень низкие температуры вспышки и воспламенения характеризуют огнеопасность масел и указывают на наличие в них случайных примесей, главным образом топлива.

Температура застывания вместе с вязкостью характеризует поведение масел при низких температурах, прокачиваемость, коэффициент трения в момент пуска дизеля.

Содержание золы в маслах должно быть минимальным. Присутствие значительного количества золы указывает на плохую очистку масел, на наличие в них различных солей и минеральных механических примесей.

Содержание механических примесей и воды приводит к повышенному изнашиванию трущихся деталей и интенсивному нагарообразованию. Кроме

того, присутствие механических примесей в масле искажает результаты анализа по определению содержания кокса и золы.

Свободные органические кислоты, содержащиеся в масле и определяющие его кислотность, вызывают коррозию металлов, особенно цветных. Разрушительное действие органических кислот усиливается при наличии воды. Кислотность рассматривается как основной показатель коррозионной агрессивности масла по отношению к металлам, поэтому начальное ее значение должно быть возможно меньшим.

Щелочное число характеризует способность масла нейтрализовать появляющиеся в нем кислоты, предотвращая коррозию и износ смазываемых поверхностей. Щелочные свойства обеспечивают введением в масло специальных присадок. Начальное щелочное число масла подбирают с учетом возможности образования кислот в среде, где будет применяться данное масло. Наибольшие щелочные числа имеют цилиндровые масла, используемые в дизелях, работающих на сернистых топливах. В таких маслах (со щелочными присадками) наличие щелочи обусловлено характером присадки и не является признаком непригодности масла. Предельная щелочность современных цилиндрических масел (около 100 мг КОН на 1 г масла) достаточна для нейтрализации сернистых соединений, образующихся при сгорании топлива с содержанием серы до 4 %.

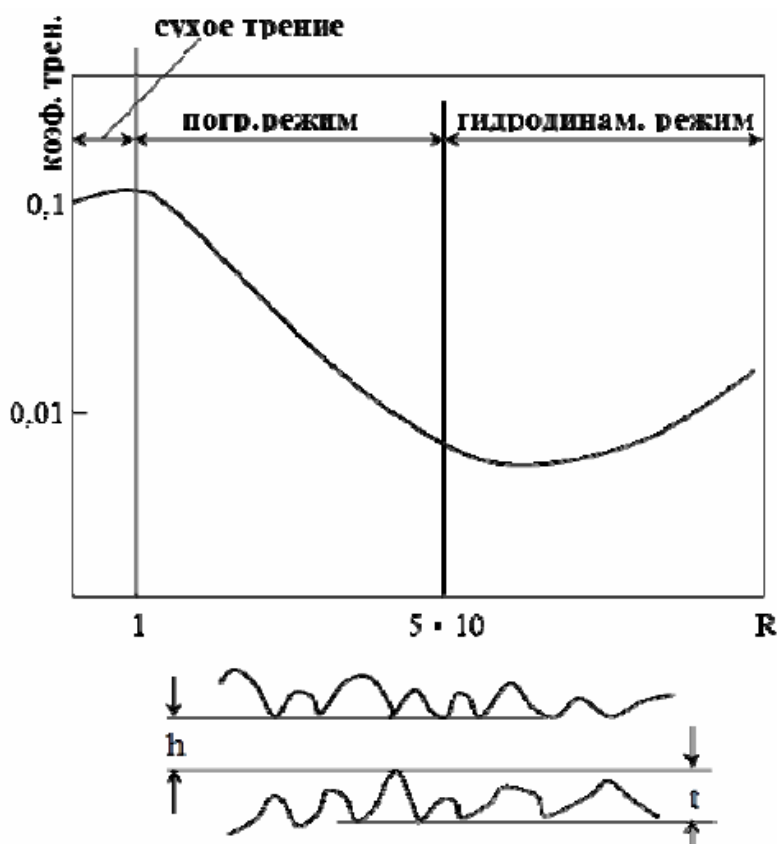


Рис.2. Режимы трения между поршневым кольцом и втулкой цилиндра

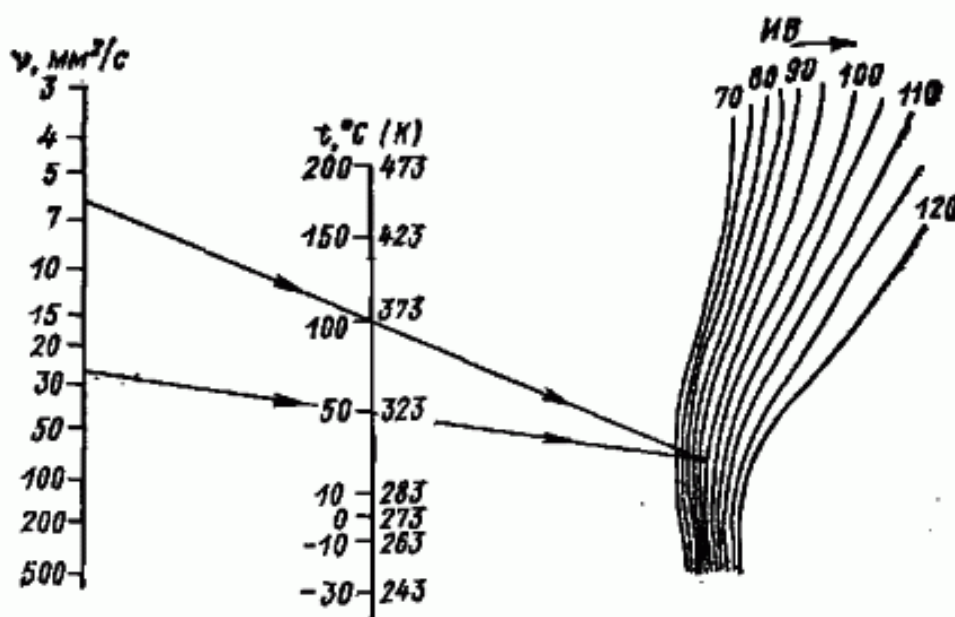


Рис.3 Номограмма для определения индекса вязкости

Присадки к маслам — это специальные химические вещества, которые придают маслам новые свойства или улучшают их физико-химические характеристики. Присадки бывают вязкостные, антиокислительные и антикоррозионные, нейтрализующие, моющие, противоизносные, антипенные и понижающие температуру застывания масла. Наиболее распространены многофункциональные присадки, которые улучшают не одну, а сразу несколько характеристик масла.

К **присадкам для масел** предъявляют высокие требования: они должны быть достаточно эффективными в малых количествах, сохранять стабильность при изменении рабочих температур и давлений в масляной системе, хорошо растворяться в маслах, сохранять свои качества при длительном хранении.

Какими специфическими свойствами обладают цилиндровые масла?

Цилиндровые масла, в отличие от циркуляционных, должны обладать высокой термической стабильностью и хорошей смазывающей способностью. Они должны противостоять высоким тепловым нагрузкам и давлению поршневых колец, удерживаться на смазываемых поверхностях цилиндра и колец тонкой пленкой для обеспечения жидкостного или по крайней мере граничного трения между ними. Наряду с высокой несущей способностью масло должно также хорошо растекаться по смазываемой поверхности цилиндров.

Современные цилиндровые масла имеют вязкость 14—16 мм²/с при 373 К. Этот уровень вязкости выбран для создания лучшего сочетания несущей способности масла, прочности масляной пленки в сопряжении «поршневое кольцо — рабочая поверхность цилиндра» и скорости растекания масла по

смазываемым поверхностям. Высокая вязкость, повышающая несущую способность масла, нежелательна ввиду усиления склонности такого масла к образованию отложений в выпускных окнах цилиндров и в подпоршневом пространстве. В свою очередь, низкая вязкость, являющаяся следствием наличия в масле легких фракций, обуславливает его высокую летучесть, а это приводит к интенсивному испарению масла с поверхности цилиндра, уменьшению толщины масляной пленки и ее исчезновению.

Моторные свойства масел в значительной степени зависят от их молекулярной структуры и композиции используемых присадок. Этим объясняются различные результаты, получаемые при эксплуатации дизелей одной марки на маслах различных фирм, но имеющих примерно одинаковые физические показатели. Поэтому при выборе сорта цилиндрического масла исходят из опыта эксплуатации аналогичных дизелей.

В общем случае выбор цилиндрического масла базируется на уровне форсировки рабочего процесса дизеля и содержании в используемом топливе серы.

Современные цилиндрические масла по уровню щелочности делятся на два класса: среднещелочные — щелочность 30—40 мг КОН/г; высокощелочные — щелочность 60—70 мг КОН/г.

При содержании серы в топливе до 1,5—2,0 % рекомендуется использовать среднещелочное масло M16E30, при большем содержании серы — масло M16E60. У этих масел последние цифры в их марке указывают щелочное число; индекс вязкости того и другого масла — 85.

Из зарубежных цилиндрических масел для МОД хорошо зарекомендовали себя масла «Шелл—Алексия 40», «Кастрол—Марин PM/DZ 65», «Мобилгард-593» и др., для СОД — «Мобилгард-424», «Тебойл Вард S30T» и «Тебойл Вард S10T».

УДК 621.431.74

Вензык В. С., рук. доц. Черныш И.И

Национальный университет «Одесская морская академия»

Суммарная температура газа за рабочий цикл и средняя индикаторная температура

Рассматривается энтальпия как термодинамический потенциал, а также как теплосодержание рабочего тела, определяющие скрытую энергию, которая раскрывает возможности преобразования внутренней энергии в теплоту и далее — в работу, в условиях поршневого двигателя. Приводится связь элементарных работ и количеств теплоты с внутренней энергией рабочего тела. Приводятся результаты анализа при преобразовании теплоты как полностью во внутреннюю энергию, так и частично во внешнюю работу на примере теоретического термодинамического цикла Тринклера — Сабатэ. Вводятся

понятия «суммарная температура газа» и «средняя индикаторная температура» как определители возможного расширения работоспособности газа.

Ключевые слова: рабочее тело, внутренняя энергия, энтальпия, энтропия, средняя температура газа, индикаторная температура.

Введение

Работоспособность теплового двигателя, его энергетическая эффективность, топливная экономичность, уровень негативного воздействия на окружающую среду, – во многом зависит от качества организации внутрицилиндровых процессов, от свойств образовавшегося рабочего тела и его возможности полностью отдать аккумулированную в нём энергию на совершение внутрицилиндровой работы.

Работа газа как рабочего тела

Рассмотрим образовавшееся в процессе осуществления рабочего цикла поршневого двигателя рабочее тело или газ. Помимо совершаемой работы расширения, тело получает (или отдает) энергию путем непосредственной передачи ее к соприкасающимся телам (элементам рабочего цилиндра), и обменом лучеиспусканием с телами (этими же элементами рабочего цилиндра, предварительно нагретыми от предыдущих циклов). Эту часть изменения внутренней энергии называют избыточным или недостающим количеством теплоты δQ . Таким образом, изменение энергии тела можно записать как

$$dU = \delta Q + \delta R = \delta Q - pdV,$$

где δR – малое количество работы, совершенное за счет перемещения элемента поверхности $d\sigma$ на малое расстояние dr под действием давления газа p , или

$$\delta R = -pd\sigma dr = -p dV.$$

Положительной считается работа, совершенная внешними силами над телом, т. е. когда внутренняя энергия тела возрастает. Если же тело совершает работу над окружающей средой за счет своей внутренней энергии, то эта работа считается отрицательной.

Тогда вид полного дифференциала внутренней энергии запишется как [1, 2]:

$$dU = TdS - pdV.$$

Сравнивая это выражение с предыдущим получаем

$$\delta Q = TdS \text{ или } dS = \delta Q / T.$$

Это подтверждает представление об энтропии как о приведенной теплоте.

Элементарное количество работы δR и количество теплоты δQ , получаемое телом при бесконечно малом изменении его состояния, не являются полными дифференциалами. Только сумма $\delta R + \delta Q$, т. к. изменение внутренней энергии dU – полный дифференциал. Иначе говоря, энергию тела нельзя разделить строго на механическую и тепловую. Необходимость в таком делении возникает только при определении путей изменения имевшегося количества энергии. Соотношение получающихся количеств теплоты и работы не определяется только начальным и конечным состоянием тела, а полностью зависит от пути перехода, т. е. характера процесса. Наиболее наглядно это свойство видно на замкнутых процессах (циклах), начинающихся и заканчивающихся в одном состоянии. Здесь изменение внутренней энергии равно нулю, а тело при этом может получать или отдавать теплоту или совершать работу.

Функции, изменение которых при замкнутом цикле равно нулю (т. е. их дифференциалы являются полными), называются функциями состояния или потенциалами. В механике, откуда и заимствовано это понятие, единственным потенциалом является функция Гамильтона – сумма кинетической и потенциальной энергий. Поскольку термодинамических переменных намного больше, чем механических – в термодинамике больше степеней свободы, то и потенциалов может быть несколько. Естественно, что в термодинамике они носят название термодинамические. Исходя из вида полного дифференциала для внутренней энергии, можно увидеть, что U является термодинамическим потенциалом относительно переменных S и V .

Тепловая функция = теплосодержание = энтальпия. Для упрощения выкладок отвлечемся от факта, что реальные тела состоят из частиц разных сортов. Тогда термодинамических переменных, от которых зависит внутренняя энергия, останется всего четыре. Это объем V , давление p , температура T и энтропия S . Независимыми из них будет любая пара (если учитывать состав, то независимых переменных будет три). Зная какой-нибудь термодинамический потенциал при значениях двух соответствующих переменных и используя свойства потенциалов, можно вычислить (через частные производные) значения двух других переменных и всех остальных потенциалов. Этот факт и определяет методику нахождения и использования термодинамических потенциалов на практике, в прикладных расчетах [3].

Например, найдем функцию состояния, в математическом отношении потенциальную, относительно переменных S и p . Было установлено, что количество теплоты, полученной телом, зависит от условий проведения процесса. На практике рассматривают процессы с постоянным объемом (изохорные, проходящие при постоянном объеме) или процессы с постоянным давлением (изобарные, проходящие при изменяющемся объеме). Если про-

процесс изохорный, то тело не совершает механической работы ($dV = 0$), из этого следует, что вся получаемая теплота идет на изменение энергии: $\delta Q = dU$. На рис. 1 показан теоретический термодинамический комбинированный цикл поршневого двигателя (цикл Тринклера – Сабатэ) в координатах $p - V$ и $T - S$. На этом цикле основано действие всех реальных циклов современных дизельных двигателей. В этом цикле к начинающему формироваться рабочему телу теплота сначала подводится по изохоре ($V = \text{const}$) – участок 2–3, при этом вся получаемая теплота идет на увеличение внутренней энергии – $\delta Q = dU$. На следующем участке, в связи с началом движения поршня и соответствующим увеличением объема V , процесс подвода теплоты продолжается, но уже по изобаре ($p = \text{const}$), на участке 3–4.

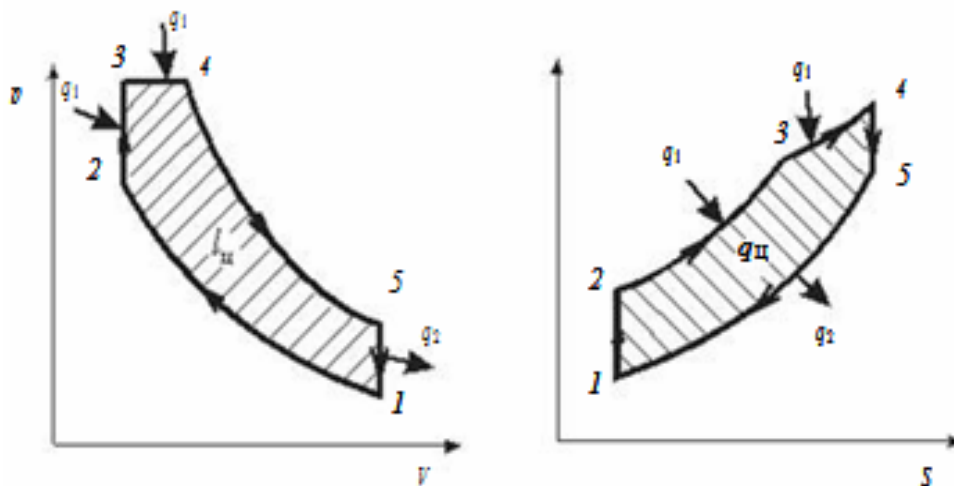


Рис. 1. Теоретический термодинамический цикл Тринклера – Сабатэ

Если процесс изобарный ($p = \text{const}$), то рассмотренное ранее соотношение можно переписать как дифференциал

$$dQ = d(U + pV)$$

некоторой функции

$$H = U + pV,$$

которая, по физическому смыслу, является теплосодержанием, в теоретической физике носит название тепловой функции, а чаще всего, особенно в термодинамике, называется энтальпией [3]. Её физический смысл в том, что при постоянном давлении изменение энтальпии (теплосодержания) равно количеству теплоты, получаемому телом – $(\delta Q)_{p, s} = dH$, и идет:

на изменение внутренней энергии dU (через изменение температуры тела).

на совершение работы над внешней средой $p dV$ (через изменение объема).

Полный дифференциал энтальпии для произвольного процесса будет иметь вид [4]:

$$dH = dU + (pdV + Vdp) = TdS - pdV + pdV + Vdp = TdS + Vdp.$$

Отсюда следует, что для процесса, проводимого при постоянном давлении p и энтропии S – количество получаемой теплоты dH – полный дифференциал. Следовательно, сама функция H энтальпия – искомый термодинамический потенциал относительно переменных p и S . Тогда для увеличения работоспособности дизельных двигателей необходимо максимально использовать теплосодержание рабочего тела H при переменных p и S за счёт увеличения объёма V (за счёт увеличения хода поршня) и суммарной температуры газа T .

Итак, было установлено, что для повышения энергетической эффективности тепловой машины, в частности дизельного двигателя, необходимо увеличивать внутреннюю энергию рабочего тела (за счёт повышения температуры) и количество работы (за счёт увеличения объёма). Вследствие чего современные среднеоборотные двигатели имеют тенденцию к длинноходности т. е. к увеличению хода поршня [5, 6].

Суммарная температура цикла и средняя индикаторная температура

Долгое время без должного внимания оказывался внутрицилиндровый температурный фактор, если не считать определения максимальной температуры цикла при тепловом расчёте двигателя – t_z или T_z (°C или K). Однако суммарное значение температуры образовавшегося рабочего тела за рабочий цикл определяет его теплосодержание и, следовательно, работоспособность. На рис. 2–4 приведены графики действительных индикаторных диаграмм и цикловых температур, полученные при испытаниях дизеля 4ЧН 9,5/11.

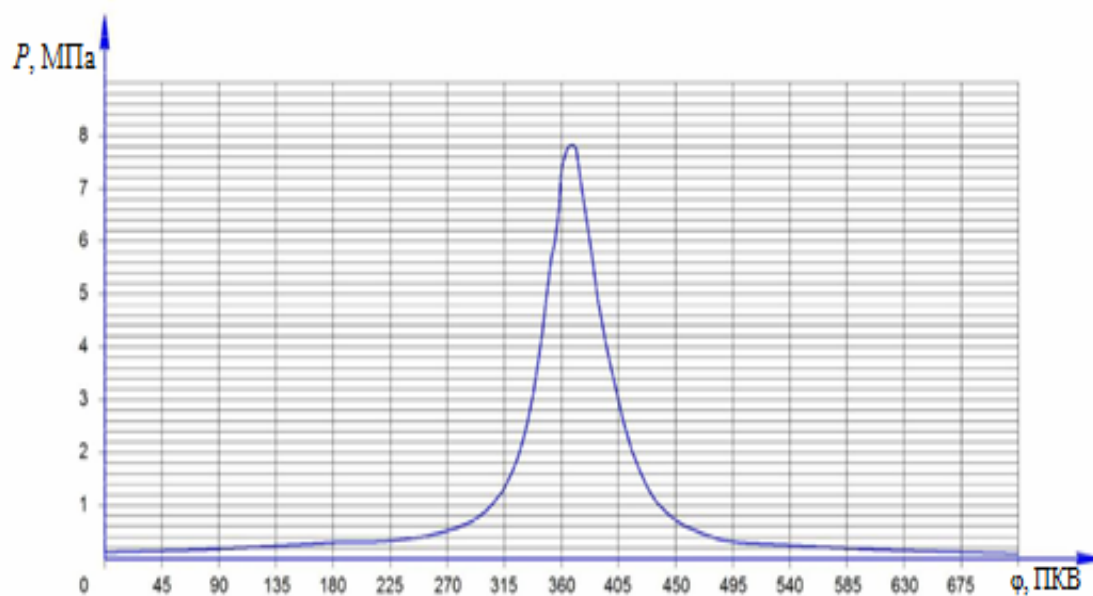


Рис. 2. Развёрнутая индикаторная диаграмма

Индикаторные диаграммы являются основой для построения графиков температур, графическим методом по В. А. Вашейдту [7] либо по уравнению состояния идеального газа Клапейрона – Менделеева:

$$pV = GRT,$$

где p – давление, МПа; V – объём, м³; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль · К), T – температура, К.

Суммарное значение температуры рабочего тела за цикл можно определить по формуле

$$T_{\Sigma \Gamma} = \oint T(V) dV, \text{ К},$$

тогда средняя индикаторная температура за цикл определится как

$$T_i = T_{\Sigma \Gamma} / V_h, \text{ К},$$

где V_h – рабочий объём цилиндра, м³.

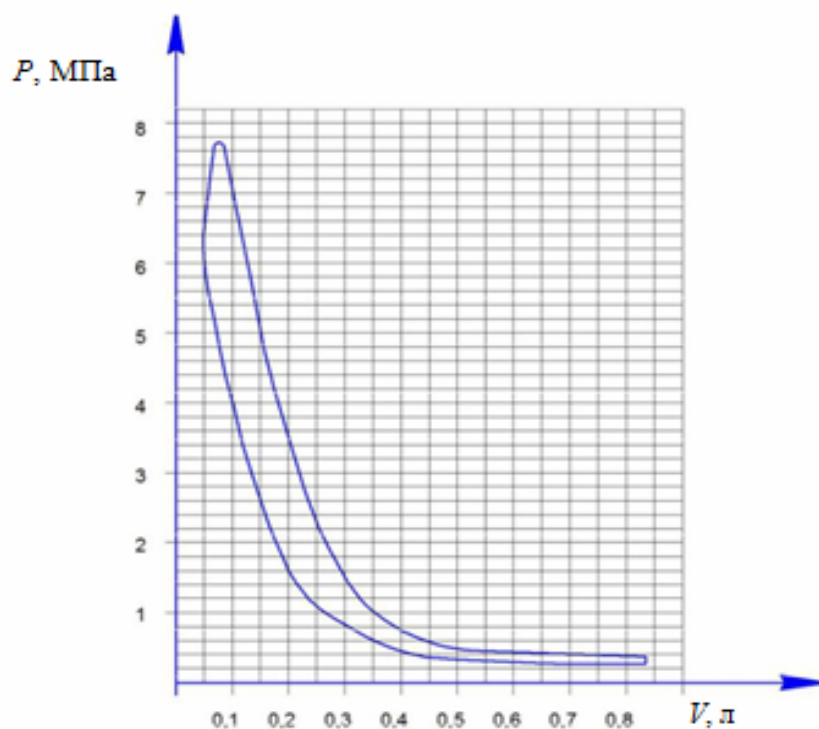


Рис. 3. Свёрнутая индикаторная диаграмма

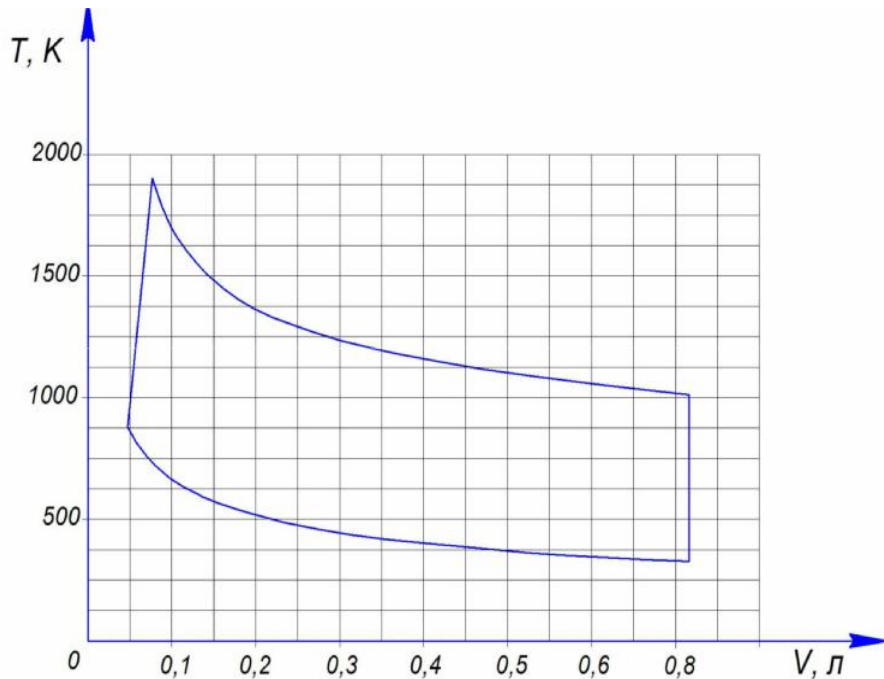


Рис. 4. График температур цикла

Условимся, что средняя индикаторная температура цикла – это условная постоянная температура рабочего тела, определяющая его теплосодержание (энтальпию), а следовательно, работоспособность в течение всего цикла. Графически T_i можно представить как высоту прямоугольника, площадь которого равна площади замкнутой температурной кривой, а основание равно ходу поршня. В этом случае численно средняя индикаторная температура за цикл $T_{\Sigma r}$ будет равна произведению

$$T_{\Sigma r} = T_i V_h, \text{ К} \cdot \text{м}^3.$$

Рассмотрим полученную размерность $\text{К} \cdot \text{м}^3$. Для этого из (1) выделим интересующее нас произведение, а именно VT . Получим:

$$VT = GRT^2/p.$$

Размерность данного выражения будет $\text{Дж} \cdot \text{К} \cdot \text{м}^2/\text{Н}$ или $\text{Дж} \cdot \text{К}/\text{Па}$. Разделив размерность $T_{\Sigma r}$ на $V_h, \text{ м}^3$, получим К.

Заключение

Таким образом термодинамический анализ состояния рабочего тела в цилиндре двигателя, оценка средней температуры газа за цикл индикаторной температуры дают возможность оценки перспектив работоспособности газа, что позволяет прогнозировать возможность повышения эффективности работы машины с помощью различных конструктивных новаций. В этом плане температурные показатели $T_{\Sigma r}$ и T_i имеют приоритет перед силовыми – p_z и

p_i , которые только фиксируют текущее состояние рабочего тела и не дают возможности оценить скрытую перспективу роста работоспособности газа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Базаров И. П. Термодинамика / И. П. Базаров. М.: Высш. шк., 1991. 376 с.
2. Александров А. А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок /
3. А. Александров. М.: Изд-во МЭИ, 2004. 340 с.
4. Квасников И. А. Термодинамика и статистическая физика. Т. 1: Теория равновесных систем: Термодинамика / И. А. Квасников. М.: УРСС, 2002. 240 с.
5. Термодинамические потенциалы // URL: http://www.kaf9.mephi.ru/thermodynamics/textbook/files/P_3_2.htm.
6. Конкс Г. А. Мировое судовое дизелестроение / Г. А. Конкс, В. А. Лашко // Концепции конструирования, анализ международного опыта. М.: Машиностроение, 2005. 512 с.
7. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. М.: МОРКНИГА, 2008. Т. 1. 283 с.
8. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В. А. Ваншейдт. Л.: Судостроение, 1977. 392 с.

ЭКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ СЕУ

УДК 697.9+004.94

Василец Д.И., аспирант, Ларченко О.В., курсант, Онищенко О.А., профессор
Национальный университет "Одесская морская академия"

Анализ методов моделирования систем кондиционирования судовых помещений

Введение. При эксплуатации морских и речных судов существенно изменяется температура воздуха в его помещениях. Также воздух насыщается различными парами, пылью, газами, влагой, изменяется и его давление. Для обеспечения комфортных условий жизнедеятельности экипажа и пассажиров, в служебных и жилых помещениях судов стабилизируют качественный состав и характеристики воздуха. Подачу свежего и удаление из помещений загрязненного воздуха на судах осуществляют системы приточной, приточно-вытяжной и естественной вентиляции. Но температуру и влажность воздуха на судах наилучшим образом стабилизируют различные системы кондиционирования, зачастую совместно с работой систем вентиляции. Такие системы достаточно разнообразны и сложны.

Судовые системы кондиционирования воздуха (СКВ) [1, 2] подразделяют на комфортные и технические, в зависимости от способов обработки воздуха - на централизованные, автономные и комбинированные, а организуют СКВ как одно-, двух- и бесканальные.

Комфортные системы кондиционирования стабилизируют на заданном уровне параметры воздуха в каютах и общественных помещениях судна. Технические системы кондиционирования стабилизируют параметры воздуха в грузовых отсеках и служебных помещениях. Границами комфортных зон в помещениях судна является воздух с относительной влажностью $\varphi \in (40-60) \%$ при температуре $t \in (19-23) ^\circ\text{C}$ для зимних, и $23-27 ^\circ\text{C}$ - для летних условий плавания.

Централизованные СКВ обрабатывают воздух в главной климатической установке. Из этой установки воздух распределяется с помощью вентиляторов в различные помещения. Автономные СКВ обрабатывают воздух непосредственно в кондиционируемом помещении, а комбинированные системы предварительно обрабатывают воздух в главной климатической установке с окончательной доводкой в дополнительных воздухораспределителях.

В одноканальных судовых СКВ воздух полностью подготавливается и поступает по каналу в кондиционируемое помещение. В двухканальных СКВ холодный и горячий воздух перемещают по двум отдельным воздуховодам, но перед подачей в помещения его смешивают. В помещениях с автономными кондиционерами применяют бесканальные СКВ.

Техническая реализация судовых СКВ зачастую не проста [1, 2], часто оригинальна из-за разнообразия типов и целевого назначения судов и требу-

ет решения задач рационального выбора элементов и структуры СКВ, оптимизации режимов работы, автоматизации процессов управления, диагностики и других. Понятно, что столь сложные и разнообразные задачи крайне тяжело, а зачастую и невозможно, решить без предварительного математического моделирования. Именно поэтому решение задач моделирования судовых СКВ и ее отдельных элементов не теряют актуальности и в настоящее время.

Объектом исследования в данной статье являются процессы кондиционирования воздуха в судовых помещениях, а *предметом* - анализ известных методов и принципов математического моделирования судовых систем кондиционирования воздуха.

Целью статьи является выявление рациональных направлений исследований динамических режимов в судовых кондиционируемых помещениях на основе методов математического моделирования, позволяющих минимизировать энергетические, технико-эксплуатационные, информационные ресурсы.

Обзор литературных источников и анализ известных решений. В настоящее время существует довольно много, хорошо апробированных и научно-обоснованных, работ и исследований процессов, посвященных проходящим в судовых СКВ, в кондиционируемых помещениях, в обслуживающих холодильных установках процессам. Известные математические модели [3, 4] СКВ чаще всего представляются математическими моделями взаимосвязанных статических и динамических блоков, содержащих, в свою очередь модели (субблоки) отдельных элементов. В свою очередь, такие модели многие из исследователей представляют в виде структурных схем с соответствующими передаточными функциями различного вида [5-7].

Практически все математические модели статических режимов СКВ часто представляются элементами с сосредоточенными параметрами. Такие элементы можно разделить на математические модели, предназначенные для расчета процессов в системе кондиционирования и на модели энергопотребления. Модели энергопотребления служат для оценки энергетических затрат (расходов) в каком-либо режиме работы СКВ и подразделяются по форме представления затрат: а) энтальпийные модели и б) эксергетические модели.

Часто и модели динамики элементов СКВ рассматривают с сосредоточенными параметрами. Известные модели элементов СКВ с распределенными параметрами, или описываемые передаточными функциями с дробными степенями, часто сводят к моделям с сосредоточенными параметрами - при качественной оценке процессов кондиционирования или ввиду сложности применения для целей управления и автоматизации, при высоких затратах расчетных ресурсов и других случаях.

Элементы СКВ в статических режимах (помещения, воздухопроводы, смесительные воздушные и водяные клапаны) обычно представляются алгебраическими уравнениями теплового и материального балансов, например, в

ставших уже классическими, работах Попырина Л. С., Банхиди Л., Константинова Л. И., Мельниченко Л. Г., Рымкевича А. А., Халамейзера М. Б., Солова Е.Я., Бродянского В. М., Сотникова А.Г. и многих других известных ученых.

В ряде работ Халамейзера М. Б., калориферы СКВ описываются несколькими математическими зависимостями, причем для узкого диапазона изменения входных параметров объекта - поскольку диапазон температур подогрева кондиционируемого воздуха относительно невысок. Расширение диапазона расчетных "вход-выход" параметров достигается коррекцией коэффициентов теплопередачи, обеспечивающей погрешность расчетов до 5-7 %.

Математические модели камер орошения СКВ часто получают на основе примеров и результатов исследований, приведенных в работах Степанова А. В., Долгозвяга В. А., Креслинь А. Я., Фалб П., Арбиб М. и других. Эти универсальные модели камер орошения позволяют с точностью до 7 %, в широком диапазоне статических нагрузок, рассчитывать выходные характеристики и параметры.

Модели энергопотребления СКВ описаны в трудах Рымкевича А. А., Креслинь А. Я., Халамейзера М. Б. и других. Эти модели СКВ используют уравнения границ различных тридцати пяти зон на $i-d$ диаграмме влажного воздуха. Каждой зоне соответствует особый режим обработки воздуха и свои уравнения для определения расходов холода, тепла, воды, воздуха, различных коэффициентов перерасхода при различных тепловлажностных нагрузках в помещении. Рассмотрены различные режимы работы СКВ, когда потребляется: только тепло или только холод, тепло и холод, когда используется для обработки воздуха нулевой расход тепла и холода. Особенность приведенных энтальпийных математических моделей - оценка режима работы СКВ по соотношениям на $i-d$ диаграмме влажного воздуха тепловых и влаговыделений в кондиционируемом помещении, температуры и влагосодержания наружного и внутреннего воздуха. В таких моделях на $i-d$ диаграмме влажного воздуха сложно разграничить отдельные зоны, что приводит к субъективным оценкам, часто приводящим к неоднозначным результатам моделирования.

Следует подчеркнуть, что математические модели динамики отдельных элементов СКВ в настоящее время исследованы достаточно глубоко [6-8] в трудах Orosa J. A., Novak P. R., Mendes N., Щелкунова С. А., Константинова Л. И., Мельниченко Л. Г. и ряде других. Часто приводятся уравнения эксергии для калориферов, камер орошения, различного вида эксергетические модели СКВ. Такие модели, в целом, позволяют оценить эффективность процессов теплообмена, но не учитывают эксергию уходящего теплоносителя, определяющую заметную часть конечных энергетических затрат. Например, эксергетическая модель камеры орошения не содержит членов уравнений, учитывающих различные тепловые режимы работы холодильной ус-

тановки, что приводит к недооценке конечных энергетических затрат на обработку воздуха. При построении уравнений отдельных элементов СКВ, а также и всей СКВ, эксергию воды и воздуха определяют используя сложные интегро-дифференциальных уравнения, применяя таблицы и номограммы (Бэр Г. П., Вукалович М. П. и других). Модели воздухопроводов, учитывающие теплообмен с окружающей средой, приведены в трудах Хейфеца Д. И., Успенской Л. Б., Клячко Л. С., Мац Я. М. и других исследователей. Представленные ими математические модели имеют распределенные параметры и потому приводятся к моделям с сосредоточенными параметрами, что позволяет их описывать уравнением вида:

$$y(T_1 \cdot p + 1) = k \cdot x(T_2 \cdot p + 1), \quad (1)$$

где y и x , координаты, соответственно, выхода и входа; T_1 и T_2 , - постоянные времени; k - статический коэффициент передачи; p - оператор дифференцирования ($d/d\tau$).

В ряде работ отмечается распределенность параметров кондиционируемого помещения. Координаты реперной точки помещения можно определять по методике Беспалова И. Н., где показано, что параметры сосредоточенной модели кондиционируемого помещения зависят от расстояния между выбранной точкой измерения и приточным воздухопроводом. Именно этот факт резко усложняет выбор реперной точки, но позволяет применять для моделирования кондиционируемого помещения уравнения с сосредоточенными параметрами, например, вида апериодического звена первого порядка:

$$y(T_1 \cdot p + 1) = k \cdot x. \quad (2)$$

При достаточно небольших расстояниях между выбранной точкой измерения и приточным воздухопроводом, которое имеет место в СКВ судовых помещений, влияние воздухопровода существенно и приводит к необходимости применения модели звена "приточный воздухопровод - помещение", описываемого уравнением (1), более точно отражающим динамику процесса.

Динамика калориферов СКВ с достаточной точностью описывается уравнением (2). Но так как калориферы являются элементом воздухопровода, то это приводит к необходимости описания ряда каналов калорифера уравнением (1). Камеры орошения исследованы в работах Четверухина Б. М., Чумака И. Г., Ларьяновского С. Ю., Давыдова Р. Н., Притулы В. В. и других. С достаточной для качественного анализа точностью, калориферы также можно описать уравнением (1). Однако особенностью такого представления является то, что при работе камеры проявляется зависимость постоянной времени T_1 от текущих параметров процесса тепломассообмена: при адиабатном процессе значение T_1 возрастает, а при политропном T_1 изменяется пропорционально изменениям T_2 .

В известных моделях динамики элементов СКВ транспортным запаздыванием обычно пренебрегают из-за его малости, по сравнению с постоянными времени элементов всей системы. Однако, при надобности, транспортное

запаздывание рекомендуется представлять разложением в ряд Паде, например, следующими приближениями.

Первого порядка:

$$\exp(-p\tau) = (1 - p\tau/2)/(1 + p\tau/2).$$

Второго порядка:

$$\exp(-p\tau) = (1 - p\tau/2 + p^2\tau^2/12)/(1 + p\tau/2 + p^2\tau^2/12).$$

Третьего порядка:

$$\exp(-p\tau) = (1 - p\tau/2 + p^2\tau^2/10 + p^3\tau^3/120)/(1 + p\tau/2 + p^2\tau^2/10 + p^3\tau^3/120).$$

Математические модели элементов обеспечивающих холодильных установок для статических режимов, описаны и обобщены в работах Вейнберга Б. С., Участкина П. В., Четверухиным Б. М., Щелкуновым С. А., Константиновым Л. И., Мельниченко Л. Г., где авторы рекомендуют для качественных расчетов представлять модели всех элементов холодильной установки алгебраическими уравнениями.

С помощью эксергетического подхода модели энергопотребления холодильных установок для статических режимов их работы описаны в работах Сотникова А. Г., Пугачева Ю. Г., Пеклова А. А. и других. Экономические показатели различных типов холодильных установок обобщены в работах по моделированию [6] Оносовским В. В. Им предложены модели с нелинейными алгебраическими уравнениями, позволяющими оптимизацию конструктивных параметров и технико-экономических показателей различных установок.

Модели динамики элементов холодильных установок представлены достаточно полно в трудах Гримитлина М. И., Давыдова Р. Н., Чумака И. Г., Коханского А. И. [5] и других [9-11]. Но описание элементов и процессов дифференциальными уравнениями высокого порядка с трансцендентными членами серьезно затрудняет их практическое применение.

В книге 2016 года авторов Ye Yao и Yuebin Yu "Modeling and Control in Air-conditioning Systems" приведены самые современные методы моделирования различных СКВ. Авторы применяют метод пространства состояний для разработки динамических моделей всех компонентов для центральной системы кондиционирования воздуха. Модели, в основном нелинейные, основаны на фундаментальных принципах сохранения энергии и массы. Переход к пространству состояний авторы проводят в форме линеаризации, используя теории графов и структурно-матричного анализа. Авторы представляют различные стратегии управления, основанные на созданных моделях СКВ, приводят практические примеры с использованием управляющих микро-ЭВМ и микроконтроллеров.

Одними из наиболее сложных узлов модели судовой СКВ, независимо от конструктивного исполнения СКВ, являются модели судовых помещений, позволяющие проводить оптимизационные исследования различного характера.

Такие помещения обладают тепловой инерцией, однако, несмотря на то, что в работах Участкина П. В., Цветкова Ю. Н. помещения рассматриваются как объекты с сосредоточенными параметрами, влияние теплоаккумулирующих способностей стен, ограждений, оборудования не учитывается. Именно поэтому моделирование помещения с помощью одного-двух аperiодических звеньев не может считаться достоверным. В работах Щелкунова С. А. использована теория тепловой устойчивости для построения модели помещений для некоторых частных случаев. В работах Лысева В. И. учитываются динамика изменения температуры в помещении с учетом решения уравнений теплопроводности, однако практическая реализация решений затруднена из-за громоздкости аналитических решений.

Выводы. В настоящее время практически отсутствуют математические модели судовых СКВ и судовых кондиционируемых помещений, пригодные для качественной оценки процессов кондиционирования воздуха, в том числе процессов энергопотребления, простыми средствами. Анализ известных решений показывает, что наиболее перспективное и удобное представление математических моделей судовых СКВ и судовых кондиционируемых помещений осуществляется с помощью структурных схем содержащих передаточные функции с сосредоточенными параметрами. Программная реализация структурных схем, например, судовых кондиционируемых помещений, может осуществляться в таких системах моделирования, как Матлаб, VisSim и им подобных объектно-ориентированных средах. Преимуществом программной реализации в объектно-ориентированной среде, например, модели судового кондиционируемого помещения, можно считать то, что разработанная структурная схема может быть с легкостью встроена, например, в модель всей судовой СКВ, где несложно учесть различные нелинейности, вводить любые алгоритмы управления, осуществлять многовариантные оптимизационные расчеты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Загоруйко, В. А. Судовая холодильная техника. Учебник [Текст] / В. А. Загоруйко, А. А. Голиков. - Киев: Наукова думка, 2000. - 608 с.
2. Лалаев, Г. Г. Судовые холодильные установки и системы кондиционирования [Текст] / Г. Г. Лалаев. - М.: Транспорт, 1981. - 248 с.
3. R. Z. Homod, "Review on the HVAC system modeling types and the shortcomings of their application," Journal of Energy, vol. 2013, Article ID 768632, 10 p., 2013.
4. P. R. Novak, N. Mendes, G. H. C. Oliveira, "Simulation and analysis of a secondary HVAC system using MATLAB/SIMULINK platform," in Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, p.p. 387–392, November 2004

5. Чумак, И. Г. Динамические режимы работы холодильных установок и аппаратов [Текст] / И. Г. Чумак, А. И. Коханский. - М. : Машиностроение, 1978. - 191 с.
6. Оносовский, В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок: учеб. пособ. [Текст] / В. В. Оносовский. - Л.: Изд. Ленингр. университета, 1990, 208 с.
7. X. Wang, J. Xia, X. Zhang, S. Shiochi, C. Peng, and Y. Jiang, "Modelling and experiment analysis of variable refrigerant flow air-conditioning systems," in Proceedings of the IBPSA Conference on Building Simulation, p.p. 361–368, 2009.
8. J. A. Orosa, "A new modelling methodology to control HVAC systems," Expert Systems with Applications, vol. 38, no. 4, pp. 4505–4513, 2011.
9. C. Ghiaus, I. Hazyuk, "Calculation of optimal thermal load of intermittently heated buildings," Energy and Buildings, vol. 42, no. 8, p.p. 1248–1258, 2010.
10. J. Wang, C. Zhang, Y. Jing, "Analytical design of decoupling control for variable-air-volume air-conditioning system," in Proceedings of the IEEE Conference on Digital Object Identifier, p.p. 630–635, 2008.
11. N. Mendes, P. C. Philippi, R. Lamberts, "A new mathematical method to solve highly coupled equations of heat and mass transfer in porous media," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, no. 3, p.p. 509–518, 2001.

УДК 629.5.014

Чуб М. А., кер. проф. Онищенко О. А.,
Національний університет "Одеська морська академія"

Аналіз можливостей морського транспортування природного газу у стислому стані

Вступ. За останні двадцять п'ять років енергоспоживання у світі збільшилося майже у 2 рази (рис. 1), а з усіх використовуваних енергоресурсів доля використання природного газу постійно зростає. При цьому посилення екологічних вимог по викидах у атмосферу щорічно суттєво підвищує світовий попит на природний газ [1].

На шляху створення глобальної системи газопостачання існують дві проблеми: по-перше, це велика віддаленість основних споживачів від місць видобутку газу, по-друге, це висока вартість транспортування газу. Наприклад, у кінцевій вартості газу, що поставляється з Норвегії до Західної Європи, витрати на магістрально-розподільні мережі складають більше 70 %. При порівнянних обсягах транспортування й доставки нафти й газу, транспортна частина вартості газу (у силу його низької щільності) майже у два рази вища, ніж для нафти. Проте, приймаючи до уваги рівень теплопродуктивності і незважаючи на істотну долю транспортних витрат, природний газ є значно дешевшим для споживача у порівнянні з нафтою та вугіллям.

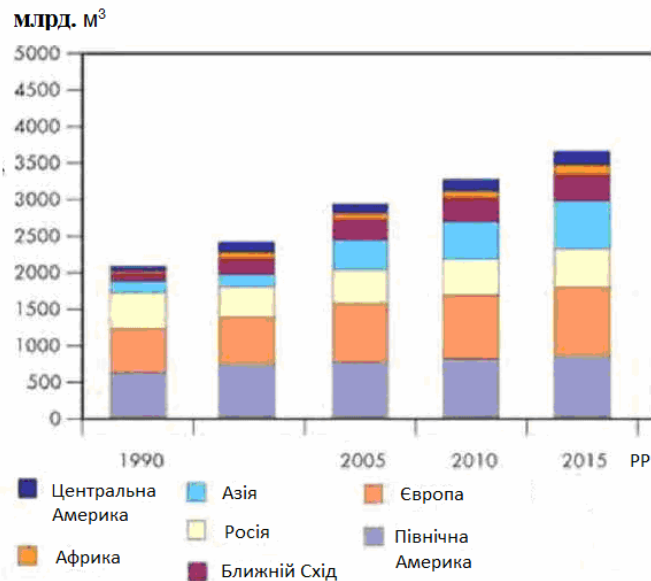


Рис. 1. Споживання природного газу регіонами світу

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є формування засад такого методичного апарату, використання якого дозволить оцінювати проблеми переміщення морем заданої кількості природного газу з різними складами суміші і властивостей у будь-який регіон та для будь-якої транспортної лінії постачань за допомогою *CNG*-суден.

Це завдання масштабне і містить у собі наступні основні складові:

- систематизацію даних про прийнятні типи і конструктивні характеристики вантажних місткостей, принципи їх проектування і об'єднання в укрупнені суднові вантажні одиниці;
- аналіз існуючого нормативного забезпечення проектування, побудови і безпечної експлуатації *CNG*-суден, вироблення проектних рекомендацій з їх використання;
- формування вимог до *CNG*-суден як об'єктів проектування, визначення розмірів, показників форми і компоновання.

Ясно, що всі ці завдання не можуть бути висвітлені у одній постановочній статті.

Об'єкт дослідження - процес транспортування природного газу у стислому стані. **Предмет** дослідження – обґрунтування проектних і конструктивних характеристик *CNG*-судна й транспортно-технологічного комплексу, що забезпечують морське перевезення природного газу у стислому стані.

Аналіз існуючого стану завдання та актуальність дослідження. Масштаби і структура споживання природного газу світовим господарством зазнають зміни під впливом попиту і пропозиції. Попит визначає темпи розвитку економіки, у першу чергу - темпи зростання енергоємних галузей (хімічній, металургійній і інших), обсяг споживання газу населенням. У структурі споживання енергоносіїв доля газу у світі складає близько 24 %, у більшості держав пострадянського простору - близько 50 %.

Чинник пропозиції визначає розміри запасів, способи добування і транспортування газу до споживача. Доведені світові запаси природного газу у 2014 році оцінювалися у 185,02 трлн м³, а потенційні запаси газу - набагато більші (геологічна служба США оцінює потенційні світові запаси природного газу у 289,4 трлн м³, у тому числі невідкриті - 137,5 трлн м³, запаси важкодоступних родовищ - 85,2 трлн м³. Є перевищення реальних запасів існуючих газових родовищ, яке, порівняно з попередніми оцінками, становить більше ніж 66,7 трлн м³) [1, 2].

У 2014 році десять найбільших країн-експортерів - Росія, Канада, Норвегія, Алжир, Катар, Нідерланди, Індонезія, Малайзія, США і Нігерія поставили на світовий ринок більше 78 % природного газу (рис. 2). Експортери зрідженого природного газу (ЗПГ, *LNG*) Катар, Малайзія, Індонезія, Алжир, Нігерія і Австралія забезпечують 70 % світового експорту природного газу. А США, Японія, Німеччина, Італія, Франція, Іспанія, Туреччина, Південна Корея, Великобританія і Бельгія імпортують на світовий ринок більше 72 % зрідженого природного газу. За експертними оцінками, споживання природного газу у Західній Європі у найближчі 15 років зросте на 260-290 млрд м³, що багато у чому пов'язане з посиленням природоохоронних вимог і очевидними екологічними перевагами природного газу у порівнянні з іншими видами палива. Прогнозоване збільшення попиту на газ гарантується освоєнням родовищ Західної Арктики, включаючи Баренцове, Карське і Печорське моря.

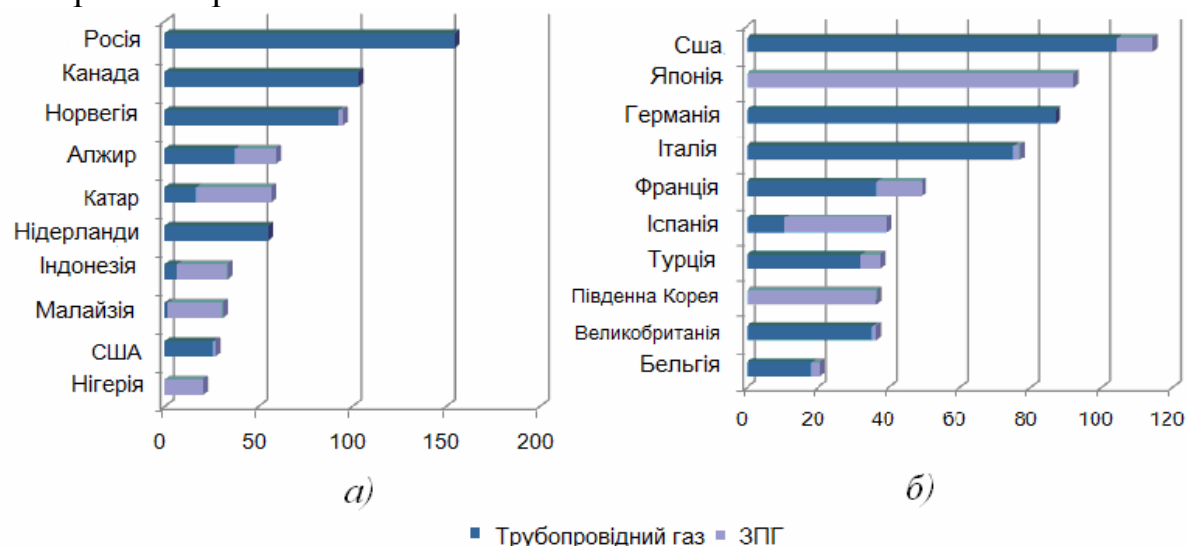


Рис.2. Десять країн-лідерів з експорту (а) і імпорту (б) природного газу у 2014 році, млрд м³

Нині від місць видобутку 75 % природного газу доставляється споживачам, в основному, магістральними трубопроводами і 25 % - у зрідженому виді *LNG*-танкерами. Трубопроводи є найбільш прийнятним засобом транспортування природного газу сушею. Транспортування газу з віддалених морських родовищ підводними трубопроводами проблематичне за рядом те-

хнічних складнощів, до яких можна віднести значні відстані, великі глибини морів у місці проходження підводних газопроводів, кліматичні умови. Три чверті розвіданих морських родовищ газу у світі залишаються неопрацьованими із-за високої вартості його транспортування. Реалізація *LNG*-проектів вимагає великих початкових інвестицій із-за високої вартості заводів для зріджування газу. *LNG*-проект економічно доцільно реалізовувати на родовищах з великою продуктивністю (14-28 млн м³/добу) і з довгостроковим попитом на газ з цього родовища. Найдорожчою складовою цієї технології (50 % і більше) є вартість заводу для зріджування газу. Залежно від продуктивності, вартість заводу становить від 750 млн ам. доларів до 4 млрд ам. доларів. Операції з завантаження/розвантаження *LNG*-газовозів вимагають наявності спеціальної берегової інфраструктури. Вартість терміналу з регазофікації складає до 33 % від вартості заводу для зріджування газу. Величина повних інвестицій у реалізацію *LNG*-проекту знаходиться у діапазоні 1,5...4,7 млрд ам. доларів, залежно від потреб ринку і числа газозовів, що визначається як об'ємами перевезень, так і протяжністю маршруту [3].

Саме цьому **актуальність** досліджень, спрямованих на зменшення вартості морського транспортування природного газу є дуже високою.

Складові частини, що формують вартість *LNG*-проекту: 11 % - зрідження, 39 % - вантажні операції, 50 % - транспортування. Видно, що, незважаючи на високу вартість *LNG*-суден, на супутню інфраструктуру доводиться основна доля капітальних вкладень [4].

Окрім великих ринків країн-імпортерів природного газу (США, Західна Європа, Японія і Південна Корея), існує безліч ринків з невеликим рівнем попиту, на яких застосування *LNG*-технологій недоцільне через неможливість повернення початкових інвестицій і отримання прибутку. Тут потрібна інша технологія морського транспортування газу, яке може стати серйозною альтернативою *LNG*-транспортуванню.

Такою технологією є *CNG*-технологія (*Compressed natural gas (CNG)* - стислий природний газ) або *Pressurised Natural Gas (PNG)* ®. Саме таке позначення прийняте у світі і рекомендовано провідною у *CNG*-технологіях норвезькою компанією "*Knutsen OAS Shipping*". Ця технічна ідея активно досліджується з середини 70-х років XX століття, базуючись на можливості стиснення природного газу до 13...25 МПа, що суттєво зменшує зайнятий ним об'єм. Стислий природний газ пропонується перевозити у спеціальних посудинах високого тиску, що встановлюються у трюми *CNG*-судна.

На відміну від трубопровідного варіанту доставки газу, де головну долю вартості складає вартість газопроводів і компресорних станцій, та від *LNG*-технологій, у яких системи зріджування газу і його регазофікації складають головну частину інвестицій, основну долю вкладень у *CNG*-системах беруть на себе *CNG*-судна, які є "мобільною інвестицією", менш чутливою до розміру запасів у родовищах.

Ключовими перевагами *CNG*-технології є:

- масштабованість і можливість використання вже існуючих устаткування і технологій, що використовуються у суднобудуванні, виробництві засобів океанотехніки, газовій індустрії і суміжних галузях промисловості;

- мобільність інвестицій, що полягає у можливості оперативної зміни напрямів і маршрутів постачань;

- доступність використання цього способу транспортування для доставки попутного (нафтового) газу з морських нафтовидобувних платформ і *FPSO* (плавуча установка для видобутку, зберігання і відвантаження нафти - *Floating Production, Storage and Offloading*), можливість застосування цієї технології у складі глибоководних комплексів видобутку.

CNG-технологія особливо придатна для родовищ з незначними об'ємами запасів, а також на маршрутах, де *LNG*-технологія економічно недоцільна. За її допомогою значно підвищується економічна привабливість прибережних і важкодоступних родовищ газу. Морське *CNG*-транспортування дає можливість доставки газу на острови, на віддалені анклав, у райони з невеликим промисловим попитом газу. *CNG*-технологію морського транспортування природного газу можна розглядати як мобільний трубопровід, який оперативно може змінити напрям і об'єми газових поставок від місць завантаження до практично будь-якого нового приймального терміналу.

Важливою перевагою *CNG*-технології є відносно низький рівень втрат газу при транспортуванні. Порівняння втрат технологіями транспортування [4]:

- газопроводами 3-5 %;
- *CNG*-суднами 5-8 % (при завантаженні та розвантаженні);
- *LNG*-суднами 8-20 % (у залежності від пори року).

Базова концепція *CNG*-технології припускає перед завантаженням на спеціалізоване судно стискання газу за допомогою спеціального компресорного устаткування. Стискання здійснюється з магістралі, або з сховища природного газу. З точки зору ефективності цього способу транспортування ключову роль тут грають два основні параметри газу: температура і тиск, а також їх похідна - щільність, збільшення якої прямо пропорційне величині надмірного тиску у порівнянні з природними умовами [5].

CNG-технологія морського транспортування газу включає наступні основні операції з ним [6]:

- очищення від домішок і дегідратія (абсорбція/адсорбція);
- стискання;
- охолодження (рефрижерація);
- завантаження на судно;
- транспортування морем;

розвантаження з використанням обладнання для зниження тиску газу до тиску у приймальній магістралі, підігрівання до температура довкілля охолодженого із-за дросельного ефекту газу. На рис. 3 представлена структурна схема, що забезпечує підготовку, завантаження і розвантаження газу *CNG*-

інфраструктури при морському транспортуванні природного газу у стислому стані.

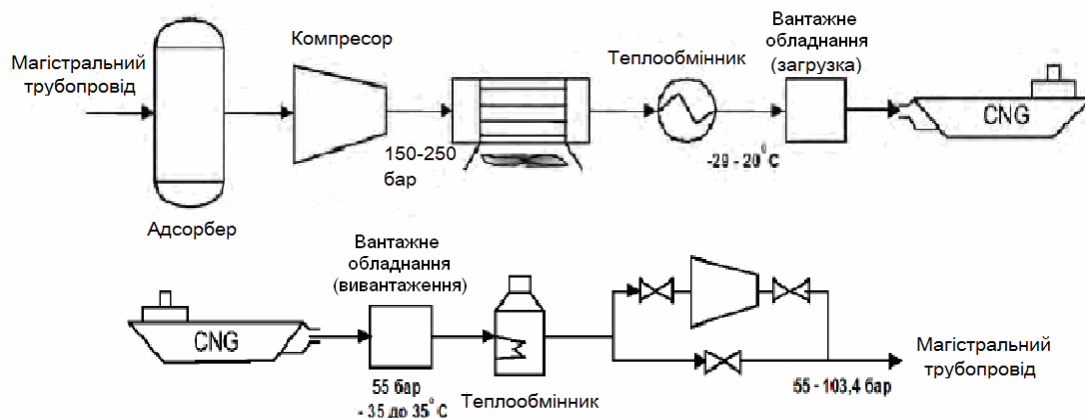


Рис. 3. Технологічні схеми транспортування природного газу з використанням CNG-суден

Як видно з рисунка, перед завантаженням з природного газу мають бути видалені шкідливі домішки, він має бути стиснутий і охолоджений до оптимальних значень його тиску і температури. Конденсати, рідини, тверді домішки, що містяться у газі, а також і вода мають бути видалені із здобутого газу перш, ніж він буде стиснутий і закачаний у вантажні ємності CNG-судна [7].

Формування вартості проекту морського транспортування газу з використанням CNG-технології наступне:

- 5 % йде на стиснення газу та його завантаження;
- 6 % йде на розвантаження;
- 89 % йде на морське транспортування.

Основним елементом (89 %) є вартість CNG-флоту і його технічної експлуатації. За оцінками, CNG-комплекс устаткування для завантаження газу (термінал завантаження), що складається з сепараторів, компресорів, охолоджувачів і трубопровідної системи, коштуватиме від 25 до 60 млн доларів США. Вартість одного CNG-судна оцінюється не менше, ніж у 150...500 млн доларів США (залежно від місткості газу, що за обсягом приймається судном), берегового терміналу у місці розвантаження (сепаратори, теплообмінники) - у 30...50 млн доларів США. Якщо передбачаються не стаціонарні причали, а виносні причальні буї, то слід врахувати, що вартість навантажувального і розвантажувального буїв оцінюється ще у 20...50 млн доларів США кожен. Але все це у сукупності менше загальної вартості заводів для зріджування і регазофікації [8, 9].

За останні десятиліття вчені США, Канади і Норвегії провели глибокі дослідження з реалізації морського CNG-транспортування. Цей матеріал до-

зволив вирішити багато технічних проблем і розробити значну кількість концептуальних проектів *CNG*-суден [10]:

- "PNG", компанія Knutsen OAS Shipping (Норвегія);
- "Votrans", компанія Enersea Transport (США);
- "Coselle", компанія Cran and Stenning Technology Inc. (Канада);
- "Trans Canada CNG Technologies", компанія Trans Canada (Канада).

Багато у чому дослідження суперечать одне-одному, і кожна з компаній реалізує особисті проекти.

Висновок. Таким чином, можна констатувати, що *CNG*-судна мають високу універсальність і мобільність, маючи на увазі той факт, що при виснаженні запасі у одному родовищі газу, вони можуть переміщатися до наступного або міняти споживачів, переходячи на інші лінії.

Для реалізації *CNG*-технології морського транспортування природного газу у Україні потрібен відносно простий склад берегової інфраструктури. У світовій і українській промисловості є великий досвід виробництва газотранспортного устаткування і труб великого діаметру, необхідних для виробництва вантажних газових балонів, що дає широкі можливості високоефективного розвитку і впровадження цього нового способу транспортування природного газу морем.

Необхідно проводити подальші дослідження у обраному напрямку, оскільки Україна має для цього необхідний людський і економічний потенціал.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Marongiu Porco, M., Wang, X.: The Economics of Compressed Natural Gas Sea Transport. (Document number SPE 115310) // SPE Russian Oil and Gas Technical Conference and Exhibition held in Moscow, Russia, 28-30 October 2008.
2. Новиков, А. И. Морская транспортировка компримированного природного газа. Современное состояние и перспективы / Новиков А. И., Глаголев А. И., Удалов Д. А. - Москва: «Газпром экспо», 2014. - 256 с.
3. David, G. Stenning Coselle CNG: Economics and Opportunities, // The paper of conference GASTECH 2000, Houston Texas, USA, - 2000.
4. Ericka L., Beronich Majid Abendinzadegan Abdi, Kelly A. Hawboldt. Prediction of natural gas behavior in loading and unloading operations of marine CNG transportation systems//Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2009.
5. Труды 10-й Международной конференции и выставки по освоению ресурсов нефти и газа Российской Арктики и континентального шельфа стран СНГ (RAO/CIS Offshore 2011), 13-16 сентября 2011 г. Информ.бюл. - СПб.: ХИМИЗДАТ, 2011. - 573 с.

6. Nikolaou, M., Wang, X., Marongiu Porco, M. Distributed Compressed Natural Gas Sea Transport (Document number OTC 19738) // The paper of Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, 4-7 May 2008.
7. Lothe, P. Pressurized Natural Gas - An Efficient and Reliable CNG Solution for Offshore Gas Transportation (Document number OTC 17231) // The paper of Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, 2-5 May 2005.
8. Lothe, P. Pressurised Natural Gas - PNG®, Gas Evacuation from FPSO Using PNG and Shuttle Tanker Technology, 11-13 May 2009, Sheraton Mustika Yogyakarta Resort and Spa, Yogyakarta, Indonesia.
9. Lothe P., Stroem N.K.: Pressurized Natural Gas - Next Generation Marine Gas Transport. Solution (Document number OTC 18630), 2007 // The paper of Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, 30. April 5. May 2007.
10. Valsgard, S., Lothe, P., Strpm, N. K., Mprk, K. J., Ng, E. and Roper, N. CNG - A Competitive Ship Transport Solution for Natural Gas // The paper of 2nd International Conference on Port & Maritime R&D and Technology, Singapore 10th-12th September.

УДК 621.431.36-634.2:532.5

Панасюк О.В, кер. доц. Логішев І.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Підготовка важких палив гідродинамічним методом

1. Недоліки сепарування та передумови к гомогенізації палива

Низькосортні мазути містять значні кількості гетероорганічних з'єднань і тому мають більшу схильність до шламоутворенню, чим палива прямогоних процесів. Це приводить до збільшення відходів сепарування, які вже сьогодні досягають 2-3% і більше; є відомості, що в ряді випадків вони становили 6-8% [2].

Тому потрібно здійснити таку обробку палива, щоб вхідні в нього у вигляді агломератів високомолекулярні з'єднання (смоли, асфальтени) були перетворені в дрібнодисперсну фазу, і паливо придбало однорідну (гомогенну) структуру. Це можливо при обробці палива гідродинамічним методом (гомогенізацією).

2. Сутність гомогенізації

Гомогенізатор - грецьке слово, що позначає однорідний. Гомогенізація палива складається в руйнуванні смолистих утворень, які можуть бути присутні в паливі у вигляді плівок, желеподібних згущень, мазеподібних агломератів, водопаливних емульсій і ін. Всі ці утворення є горючою частиною палива й видаляти їх недоцільно. Звичайно при очищенні палива від механічних домішок і води смолисті утворення переходять у відходи сепарації й фільтрації.

Це економічно невигідно, тому що ці смолисті утворення можуть згоряти в циліндрі дизеля, а при сепаруванні палива через перехід цих утворень у відходи губиться 2-4% сумарної теплоти згорання палива.

Маючи підвищену поверхневу активність, смолисті утворення коагулюють навколо часток механічних домішок і утворюють із водою стійку водопаливну емульсію.

Частка механічних домішок у смолистій оболонці (шубі) показана на рис. 1. При сепарації палива такі частки переходять у відходи. Таким чином, при видаленні з палива негорючої абразивної частки механічних домішок віддається й горюча оболонка (шуба).



Рис. 1. Частка механічних домішок у смолистій оболонці (шубі)

Водопаливна емульсія має складну структуру. Залежно від складу палива можуть утворитися наступні різновиди емульсії: водосмолисті; водопарафінові; водопарафіносмолисті.

Структура різних емульсій показана на рис. 2. Водосмолисті емульсії утворюються в результаті концентрації навколо часток води асфальтенів і смол, які, маючи поверхневу активність, міцно з'єднуються із цими частками. Водосмолиста емульсія найбільш стійка із всіх емульсій.

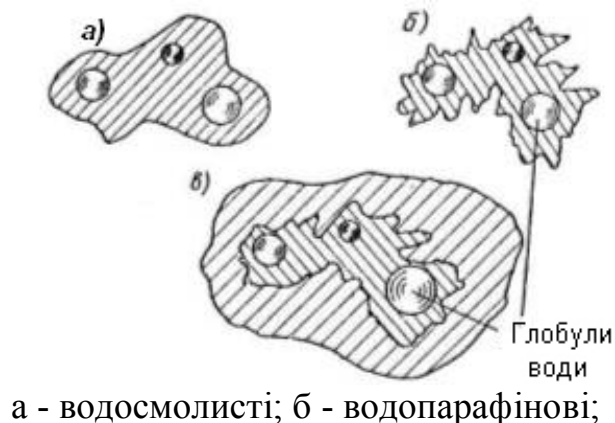


Рис. 2. Структура водопаливної емульсій

Водопарафінові емульсії утворюються в паливах, які містять парафінові вуглеводи при зміні температури палива.

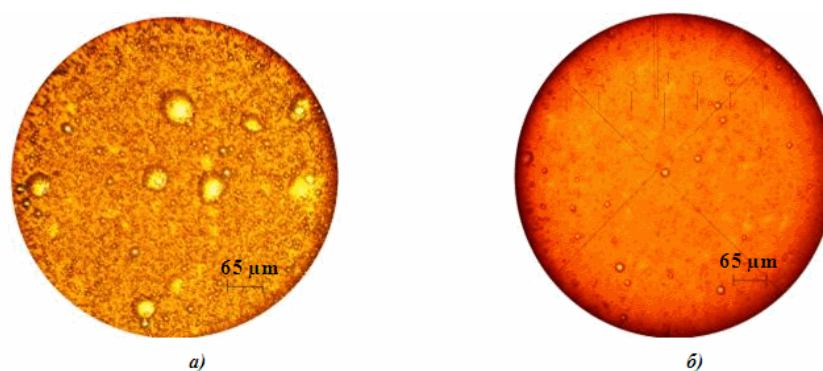
У період остигання палива відбувається випадання кристалів парафінів, які утворюють кристалічні ґрати. Якщо при остиганні в паливі присутні дрібні

частки води, вони є центрами кристалізації парафіну. Водопарафінові емульсії нестійкі й легко руйнуються при підігріві палива.

Водопарафіносмолисті емульсії утворюються в паливах, які складаються з вуглеводнів ароматичного й парафінового рядів. Наявність у паливі асфальтенів і смол, які мають поверхневу активність, не дає можливості парафінам утворити кристалічні ґрати. Але коли в паливо попадає вода у вигляді дрібних часток - глобул, асфальтени й смоли концентруються на їхній поверхні, у результаті чого створюються сприятливі умови для з'єднання кристалів парафіну в кристалічні ґрати. У цьому випадку утворюються системи у вигляді парафінових кристалічних ґрат із включеннями глобул води, оточених смолами й асфальтенами. Водопарафіносмолиста емульсія досить стійка. При нагріванні парафінові ґрати можуть руйнуватися, але система залишається міцною, оскільки не руйнуються смолистоасфальтенові утворення навколо глобул води. У процесі очищення палива разом із глобулами води переходять у відходи горючі компоненти палива - смоли й парафіни.

Як вказувалося вище, смолистоасфальтові утворення у вигляді плівок і згущень можуть переходити у відходи. Удержати ці утворення в паливі можна тільки шляхом їхнього руйнування. Для звільнення часток механічних домішок від смолистоасфальтової оболонки (шуби) і руйнування водотпаливних емульсій застосовується гідродинамічний метод обробки палива (гомогенізації).

Сутність методу гомогенізації палива полягає в гідродинамічному збурюванні паливного середовища, у результаті якого в середовищі виникають кавітаційні зони. Схлопання кавітаційних каверн супроводжується локальними гідравлічними ударами високої потужності, що руйнують не тільки желеподібні згущення, але й тверді агломерати. У результаті паливо стає гомогенним, смоли рівномірно розподіляються в паливному середовищі, тверді частки звільняються від «смолистої шуби», а глобули води диспергуються (рис. 3) [1].



а – паливо с глобулами води розміром до 100 мк;

б – паливо після гомогенізації.

Рис. 3. Порівняння крапель палива до та після гомогенізації

Таке паливо сепарується й фільтрується з мінімальними втратами горючої частини. Гомогенізоване паливо має підвищену абразивність, у зв'язку із чим необхідно пропускати через фільтр тонкого очищення.

3. Типи гомогенізаторів

Огляд патентів по гомогенізації палива показує, що при гідродинамічної обробки палива використовуються різноманітні конструкції гомогенізаторів: ротаційні, відцентрові, роторно-лопатеві, вібромеханичні, магнітно-соплові, клапанні. Конструкція останнього дана на рис. 4 [3].

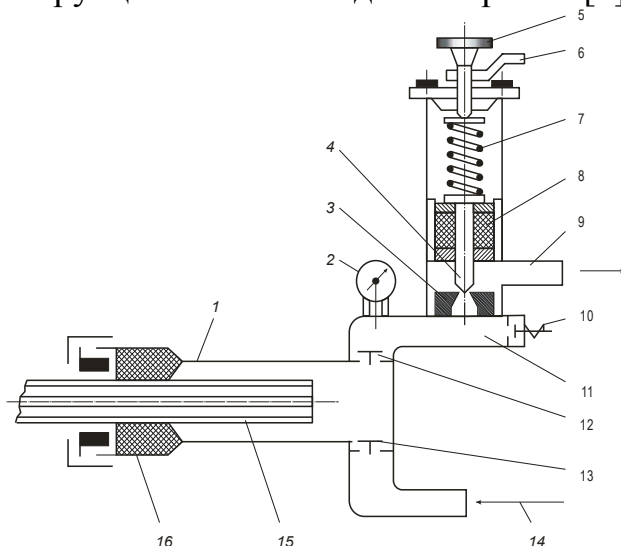


Рис. 4. Конструкція клапанного гомогенізатора

Паливо насосом, що підкачує, подається до вхідного патрубка 1, надходить у порожнину усмоктування плунжерного насоса 2, потім після стиску плунжером 15 до тиску близько 20 МПа поступає у нагнітальну камеру 3, звідки подається в гомогенізуючу головку й продавлюється через сопловий отвір у сидлі 4, далі проходить через кільцевий перетин між сидлом і клапаном 5. Відбувається зниження тиску до $\sim 0,4$ МПа та збільшення швидкості потоку палива й виникнення кавітаційних явищ. За рахунок цих диспергується структура палива. Тиск гомогенізації регулюється натягом пружини 7 за допомогою регулювального гвинта 6. Через патрубок 8 паливо приділяється на другий щабель гомогенізації або подається у видаткову цистерну.

На цьому гомогенізаторі проведено експерименти на мазуті RME(IFO-180), які будувалися відповідно до вимог математичної теорії експерименту.

Як керовані фактори були обрані: температура палива перед входом у гомогенізатор t_0 , тиск гомогенізації p_0 (перед клапаном) і кратність гомогенізації k . Функціями відгуку були прийняті: дисперсність палива (по максимальному розмірі часток) y_0 , в'язкість y_b і агрегатна стійкість y_a .

Аналіз зміни характеристик гомогенізованого палива залежно від обраних керованих факторів дозволив описати їхніми поліномами другого порядку. У результаті обробки дослідних даних була отримана загальна адекватна й інформативна (по Фішеру) модель процесу гомогенізації:

$$\begin{cases} y_d = 22,44 + 0,51t_0 - 4,7p_0 - 0,33k - 0,0047t_0^2 + 0,17p_0^2; \\ y_b = 0,97 - 0,017t_0 + 0,014p_0 + 0,0012k - 0,00002t_0^2; \\ y_a = 412,95 - 24,14t_0 + 70,9p_0 + 1,2k + 0,199t_0^2 - 0,32p_0^2. \end{cases}$$

Тут температура палива прийнята в °С, тиск у МПа, дисперсність - у мк, в'язкість — у °ВУ, агрегатна стійкість — в годинах. Наведена система рівнянь справедлива при виконанні наступних умов; $45^{\circ}\text{C} \leq t_0 \leq 70^{\circ}\text{C}$; $7\text{МПа} \leq p_0 \leq 14,6\text{ МПа}$; $1 \leq k \leq 3$.

З метою визначення умов одержання найменшої дисперсності математична модель була наведена до канонічного виду рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} y_d - (3,79 - 0,33k) = -0,0047(t_0 - 54,26)^2 + 0,17(p_0 - 13,8)^2; \\ y_b - (1,006 - 0,014p_0 + 0,0012k) = -0,00002(t_0 + 42,5); \\ y_a + (3549,47 - 1,2k) = 0,199(t_0 - 60,65)^2 - 0,32(p_0 - 110,8)^2. \end{cases}$$

Для марок палива із густиною $\sim 0,930\text{ кг/м}^3$ отримані наступні розрахункові оптимальні параметри гомогенізації: $t_0 = 68^{\circ}\text{C}$; $p_0 = 14,4\text{ МПа}$; $k = 1,08$ (при цьому $y_d = 2,7\text{ мк}$), які добре погодяться з результатами дослідної перевірки: $y_d = 2,9\text{ мк}$ при $t_0 = 65^{\circ}\text{C}$ и $p_0 = 15\text{ МПа}$.

Результати експлуатації цих гомогенізаторів у системах паливopідготовки енергетичних установок вітчизняних та закордонних суден показали гарну й надійну роботу малообертних дизелів на важких сортах палива. Після обробки розмір структурних утворень палива зменшувався в 6÷10 разів. Оброблене в гомогенізаторі паливо відразу подавалося у двигун або видаткову цистерну. Спостерігалось зниження коксоутворення на розпилювачах форсунок, фільтри тонкого очищення не засмічувалися.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Долинский А.А., Грабов Л.Н., Мерщий В.И., Грабова Т.Л. Перспективы использования альтернативных топлив и топливных эмульсий [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.htplab.kiev.ua/articles3.htm>.
2. Занько О.Н., Калугин В.Н., Логишев И.В. Технологии использования рабочих веществ в судовых энергетических установках: учебник. – Одесса: Феникс, 2015.
3. Пахомов Ю.А., Коробков Ю.П., Дмитриевский Д.В., Васильев Г.В. Топливо и топливные системы судовых дизелей. - М.: РКонсульт, 2004.

Цуркан Д.О., кер. доц. Логішев І.В.
Національний університет «Одеська морська академія»

Напрями розвитку багатопаливних дизелів

Дефіцит нафти — гіпотетична ситуація в майбутньому, при якій світова економіка зштовхнеться з виснаженням придатних для видобутку запасів нафти в сполученні зі збереженням високої потреби в її споживанні. Прогнози термінів настання дефіциту нафти робляться протягом усього 20 і 21 століть. Прогнози виходять від державних діячів, співробітників компаній, що займаються видобутком нафти й зайнятих у суміжних галузях, учених, незалежних дослідників, нафтових олігархів та спекулянтів і т.д.

Це викликає широку дискусію про те, як будуть виглядати наслідки для людства від настання дефіциту нафти та якими видами палива її замінити. Зараз в енергетиці в основному використовуються поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Кількість ДВЗ на нашій планеті, видимо, перевищує більше 1,5 мільярда одиниць. Цей парк ДВЗ робить близько 90% всієї енергії для потреб людства й споживає щорічно близько 7 млрд. т нафтопродуктів. У той же час ДВЗ щорічно викидає на поверхню Землі й в атмосферу сотні тисяч сажі, не вважаючи інших токсичних речовин. Тому для ДВЗ шукають нові інші види палива й з точку зору екологічної безпеки.

Екологічні характеристики суднових дизельних двигунів визначаються головним чином вмістом у продуктах згоряння оксидів азоту NO_x , які по індексу токсичності значно перевершують інші шкідливі компоненти відпрацьованих газів (ВГ) дизелів.

Викиди оксидів азоту з ВГ суднових дизелів повинні відповідати нормам викидів оксидів азоту в Правилах 13 Додатка VI до Міжнародної конвенції MARPOL 73/78 «Запобігання забруднення повітряного басейну із суден» (далі Додаток VI) [2].

Незважаючи на те, що Додаток VI набув чинності в травні 2005 року, вже в 2008 році Міжнародною морською організацією (ІМО) норми викидів оксидів азоту були скорочені на 20 % (рівень Tier II), а з 2016 року введена більша жорсткість норм у зонах контролю емісії оксидів азоту (NO_x Emission Control Area – NECA) – зменшення на 80 % (рівень Tier III).

Вимоги Додатка VI діють у міжнародних і територіальних водах і забороняють використовувати паливо зі вмістом сірки більш 3,5% по масі. Додаток VI також обмежує вміст сірки в паливі в районах контролю над викидами шкідливих речовин в атмосферу (Emission Control Areas - ECA). Вміст сірки в паливі в ECA з 1 січня 2015 р. не повинен перевищувати 0,1%, (рис. 1) за винятком тих випадків, коли судно обладнане схваленою системою очищення випускних газів для зменшення загального викиду окислів сірки - SO_x до величини, яка вказується в регіональних нормативних вимогах і для зме-

ншення загальних викидів оксидів азоту (NO_x) і твердих часток до нормативних величин.

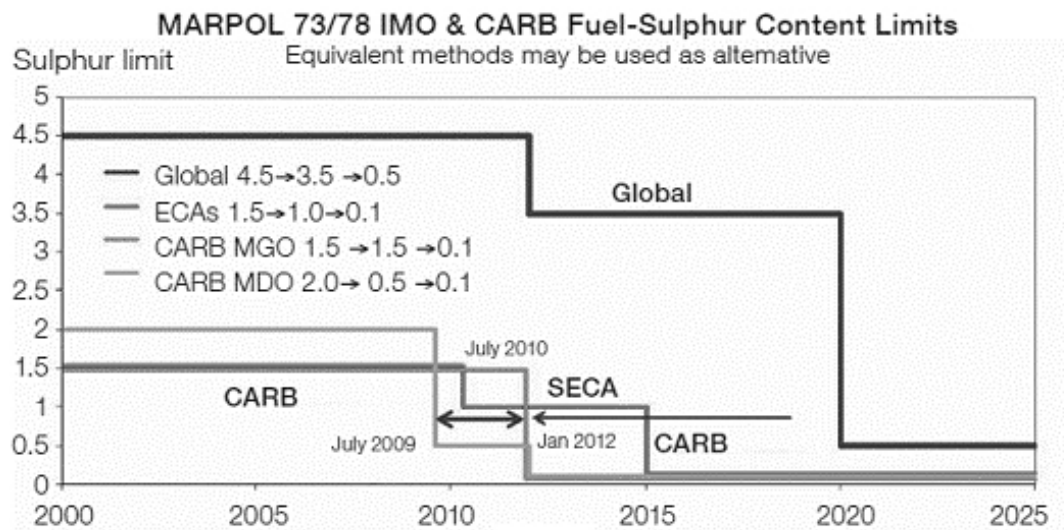


Рис. 1. Вимоги Міжнародної конвенції MARPOL до вмісту сірки в судновому паливі

Тому з вищевказаних причин дизелебудівні фірми ведуть чимало дослідних робіт по створенню багатопаливних двигунів та втілення їх в виробництво.

Зараз дизелі пристосовані для роботи на нафтовому паливі з діапазоном цетанових чисел (ЦЧ) від 35 до 60, а це означає, що для багатьох видів інших палив потрібно створювати спеціальні конструкції багатопаливних дизелів або поліпшувати характеристики цих палив хімічними присадками.

Стосовно до суднових дизелів і умов їхньої експлуатації можна представити кілька схем багатопаливності з урахуванням району плавання й призначення судна. Звичайно, у ряді випадків буде потрібно переробка бункерних баз, систем паливopідготовки, а також модернізація суднових багатопаливних дизелів.

Якщо прийняти за базове звичайне дизельне паливо MDO, то можна представити для дизелів вісім схем багатопаливності з обліком їхніх можливих модифікацій (рис. 2) [3]. У суднових малообертних (крейцкопфних) дизелях уже давно використовується схема багатопаливності I. Схема I знаходить застосування й в середньообертних дизелях. Конструктивні заходи, здійснені в середньообертних дизелях третього покоління, забезпечують можливість використання важких палив. Так, за рахунок специфічної конструкції поршня й поршневих кілець у середньообертних тронкових дизелях можна домогтися такого ущільнення циліндра, при якому забруднення моторного масла продуктами неповного згоряння палива різко знижується. Схема II реалізована в експлуатації багатьох дизелів з метою скорочення витрати палива та зменшення NO_x . Схема III сьогодні реалізована багатьма фірмами, зокрема фірма MAN-B&W випускає серійно судові дизелі ряду ME-GI. Вугільні

синтетичні палива виробництва США, ФРН, ПАР вже застосовуються в іноземних флотах, але зі спеціальними присадками (схема IV). Схема V втілена на етапі «Важкі палива в суміші з легкими», останній етап «Суміш важких палив та газових конденсатів» проходить у цей час моторні випробування. Схема VI випробувана і реалізована на автотракторних та автомобільних дизелях.

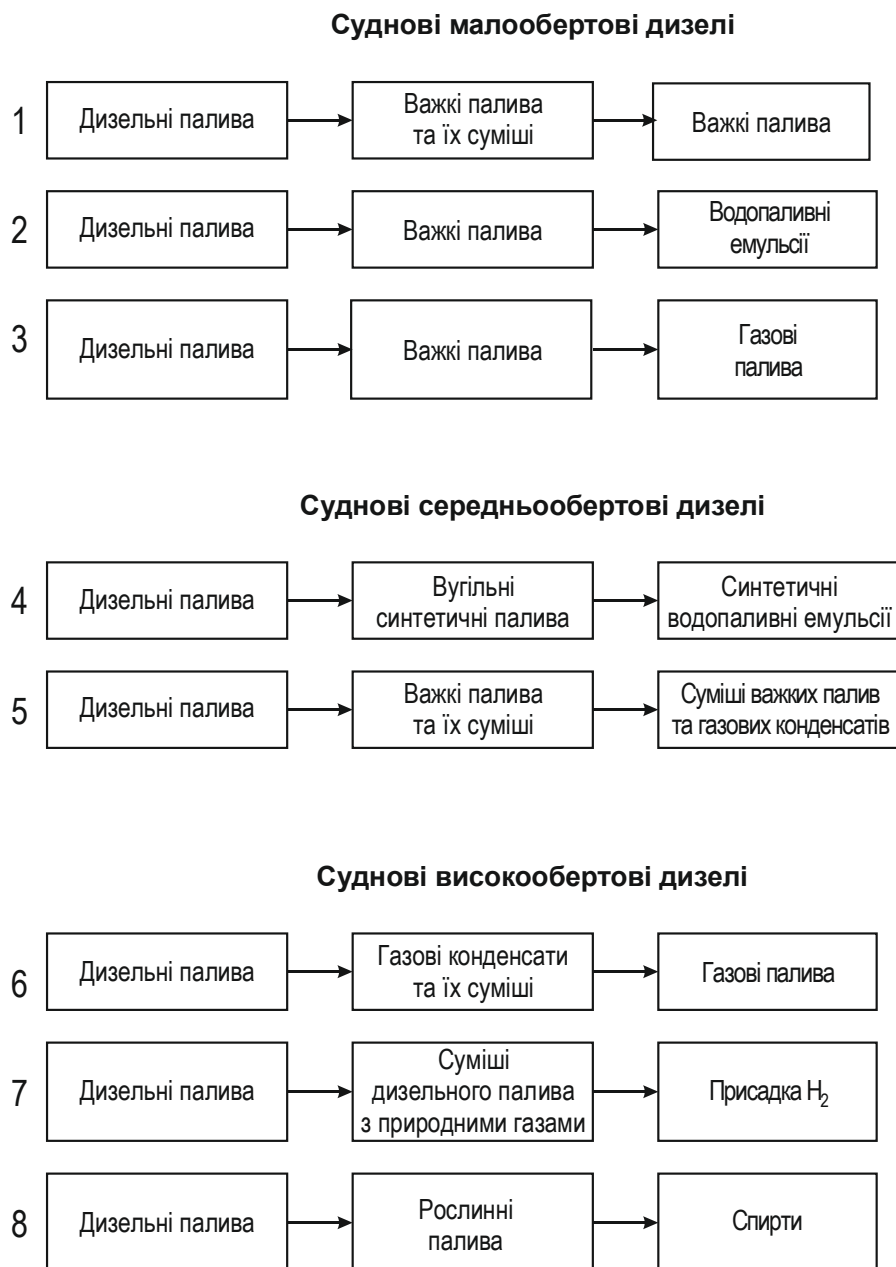


Рис 2. Схеми багатопаливності суднових дизелів

Схема VII використалася на газогенераторних суднових установках із присадкою до генераторного газу 12—15 % дизельного палива (дизелі фірми «Дейтц»), питання використання чистого водню H₂ для водного транспорту поки залишається відкритим. В схемі VIII рослинні палива (соняшникова олія, ріпакова олія и т.п.) використовуються давно, тому що

мають ЦЧ = $40 \div 55$, тобто подібно нафтовому. Але при їх застосування мають певні проблеми в системі паливopідготовки, наприклад, забивання паливних фільтрів. Палива на базі рослинних олій (метилові або етилові спиртові ефіри, ЦЧ ~ 45) вже зараз застосовуються у швидкохідних дизелях і інжекторних ДВЗ в США, Бразилії, Індії й інших країнах. Але саме чисті спирти мають низьке ЦЧ $\approx 3 \div 8$. Схеми VI – VIII в основному орієнтовані на судна портофлоту, судна приміського сполучення й малотоннажні річкові судна в басейнах рік Півночі (Сибіру, Канади), де є багаті газоконденсатні родовища.

При всьому різноманітті фізико-хімічних властивостей перспективних палив вони володіють загальним істотним недоліком при їхньому спалюванні в дизелях - низькою здатністю до самозапалювання (ЦЧ <30).

У важкому нафтовому паливі збільшення частки ароматиків приводить до зниження його ЦЧ до $30 \div 35$. Але якщо проблема використання цього палива вирішена в малообертних дизелях, в основному завдяки тому, що на хімічні передпламенні реакції, що відбуваються в паливі, через малу частоту обертання приділяється порівняно великий час, то застосування палив з низьким ЦЧ у середньообертних, а тим більше у багатообертних дизелях, може привести до ненадійної роботи або неможливої роботи, та скорочення терміну служби двигуна.

Переклад дизеля на палива з низьким ЦЧ здійснюється в даний час наступними основними способами [1]:

- модифікуванням дизеля, зокрема, застосування поверхонь з високою температурою чи свіч запалювання, системи запального палива;
- упорскуванням у камеру згоряння суміші альтернативного палива з дизельним;
- введенням у впускний трубопровід випаруваного альтернативного палива (спирту) на додаток до дизельного;
- застосуванням присадок, що поліпшують самозапалювання альтернативного палива;
- упорскуванням в камеру згоряння першим запального дизельного палива з високим ЦЧ, а потім – основної порції низькоцетанового палива.

Остання схема реалізована в серійних дизелях MAN-B&W ME-GI [4]. Природний газ (метан CH_4) має низький ЦЧ $=3 \div 8$ при високій температурі самозапалювання $650 \div 700^\circ\text{C}$ (дизельне паливо MDO має відповідно 45 та $220 \div 240^\circ\text{C}$), тому паливна система дизеля ME-GI має наступні схеми (рис. 3 та 4).

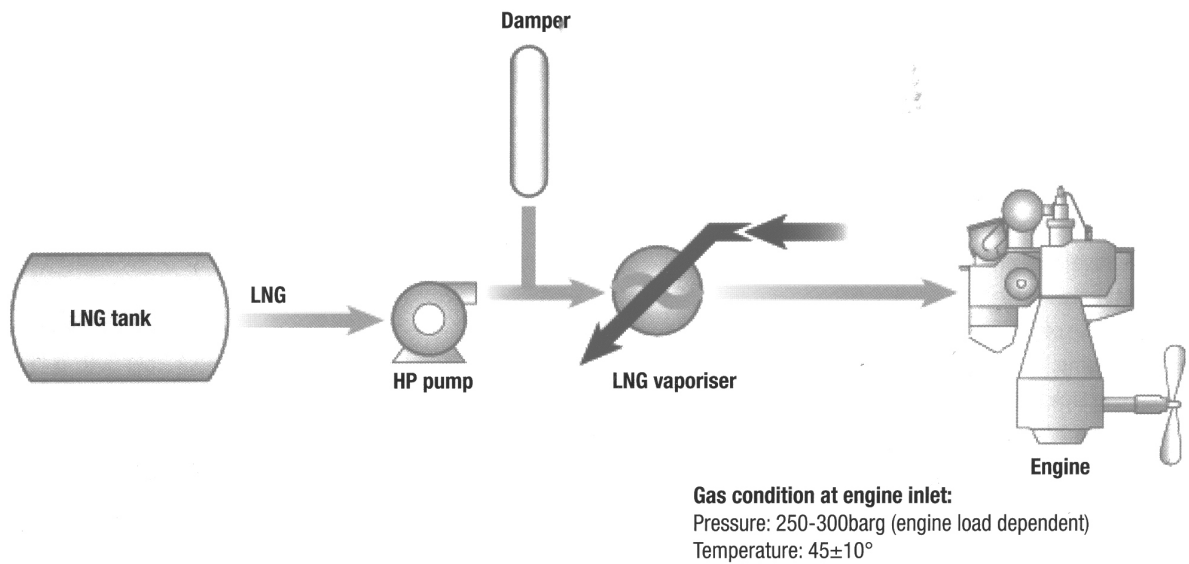


Рис. 3. Схема подачі газу до дизеля (vaporizer – випарювач)

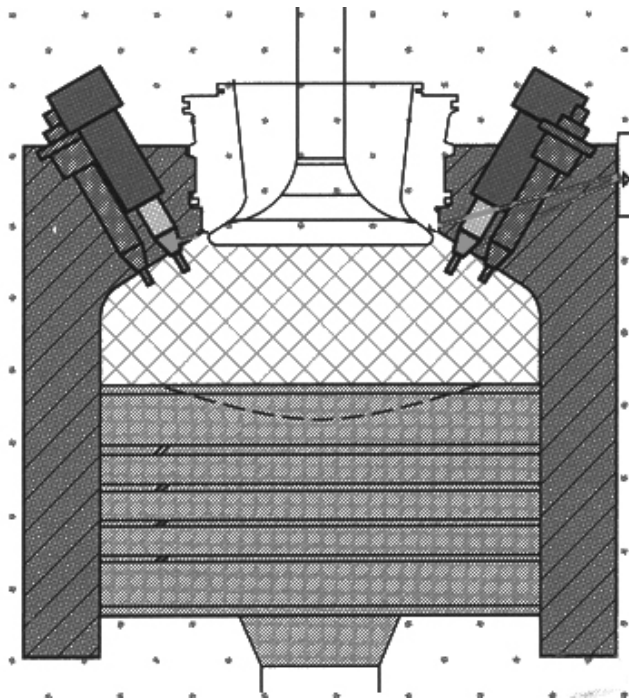


Рис. 4. Схема камери згоряння суднового дизеля ME-GI

Як бачимо з рис. 4 паливна система високого тиску має подвійний комплект форсунок – основна газова форсунка та дизельна форсунка для запального палива.

Використання газу замість важкого нафтового палива значно сприяло зменшенню шкідливих викидів в відпрацьованих газах (рис. 5).

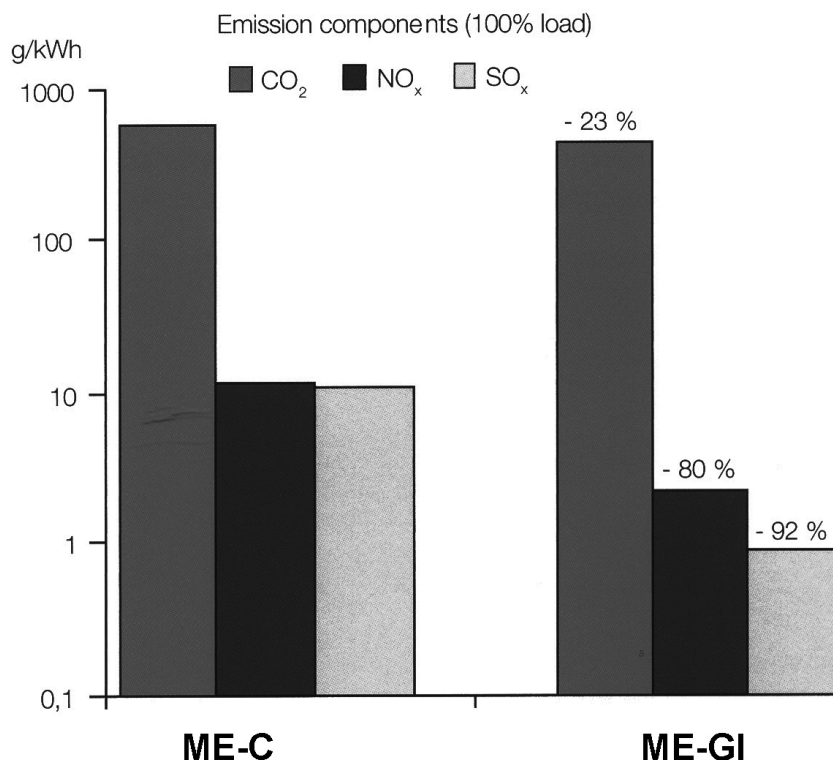


Рис. 5. Порівняння емісії шкідливих компонентів в відпрацьованих газах дизелів фірми MAN-B&W, які працюють на важкому паливі (дизель ME-C) та природному газі (дизель ME-GI)

З цього графіку витікає, що відбулося зниження оксидів вуглеводню, азоту та сірки відповідно на 23, 80 та 92 відсотків. Крім того спостерігалось зниження шуму при роботі дизеля.

Таким чином, успішне серійне переведення суднового дизеля на газ є зразковим прикладом для роботи ДВЗ на інших видах альтернативних палив.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Занько О.Н., Калугин В.Н., Логишев И.В. Технологии использования рабочих веществ в судовых энергетических установках: учебник. – Одесса: Феникс, 2015.
2. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ). Кн. III : пересмотр. изд. – С-Пб.: ЗАО «ЦНИИМФ», 2009.
3. Сомов В.А., Ищук Ю.Г. Судовые многотопливные двигатели. – Л.: Судостроение, 1984.
4. ME-GI Gas-ready Ship. – MAN Diesel&Turbo, 2015.

Кирилюк Є. І., кер.доц. Калугин В.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Аналіз роботи суднових енергетичних установок в районах обмежень викидів забруднень в атмосферу

Анотація

Розглянуто конструктивні та експлуатаційні засоби адаптації суднових дизельних і котельних установок до роботи на паливах з низьким вмістом сірки.

Переважаюча частина експлуатаційних витрат морських суден становить паливна складова, що змушує судновласників та менеджерів судноплавних компаній віддавати перевагу суднам із найбільш ефективними енергетичними установками, розробці раціональних технологічних процесів і інших заходів, що забезпечують мінімізацію цих витрат.

Ефективна експлуатація суднової енергетичної установки (СЕУ) може бути досягнута при умові раціонального використання палив та мастил, при безумовному забезпеченні надійної й економічної роботи усіх компонентів СЕУ а також забезпечення вимог щодо запобігання забруднення навколишнього середовища.

При вирішенні проблем з експлуатаційними витратами, судновласники, менеджери судноплавних компаній і ті що фрахтують судна повинні враховувати особливі вимоги до використання палив при роботі суден в районах контролю викидів шкідливих речовин в атмосферу з суден (Emission Control Area - ECA), до яких відносяться Північноамериканська, Європейська і Китайська ECA. У всіх сортах палива, які використовуються суднами у портах країн, що входять до складу Євросоюзу, портах Туреччини їх територіальних водах не повинен перевищувати 0,1% по масі. Слід зазначити, що у відповідності з вимогами Додатка VI міжнародної Конвенції МАРПОЛ, з 01 січня 2015 року в усіх районах ECA використовуються лише палива з вмістом сірки менше ніж 0,1%, тобто дистилатні сорти.

Слід враховувати, що робота дизельних і котельних установок сучасних морських суден на основних експлуатаційних режимах, розрахована для роботи на важких залишкових сортах палива і вони не пристосовані для тривалої роботи на дистилатних сортах палива. Особливу увагу слід звернути на такі проблеми при використанні палива з низьким вмістом сірки, як їх недостатня змащуваність, яка визначається низькими значеннями їх в'язкості. Недостатня змащуваність спричиняє знижування працездатності та пошкодження компонентів паливних систем і паливної апаратури суднових двигунів внутрішнього згорання (СДВЗ) і котлів. В свою чергу, це призводить до порушень процесів впорскування палива та його згорання, що спричиняє їх відмови. Тому на часі стає реалізація конструктивних та експлуатаційних засобів адаптації останніх до роботи на паливах з низьким вмістом сірки.

До конструктивних методів адаптації відносяться:

- роздільне зберігання та перекачування на судні важких сортів палива (HFO) та дистильованих сортів палива (MGO);
- обладнання суден окремими від HFO відстійними та витратними цистернами MGO, останнє забезпечує уникання проблем з несумісністю палив;
- обладнання додатковими цистернами, призначеними для зберігання циліндрових мастил двотактних дизелів та циркуляційних мастил для допоміжних двигунів;
- обладнання паливних насосів високого тиску СДВЗ модифікованих конструкцій, які мають твердосплавне покриття рухомих прецизійних вузлів;
- обладнання паливних систем холодильними установками, в яких для цілей охолодження може бути реалізований парокомпресорний цикл або цикл абсорбційного охолодження;
- обладнання дизелів діагностичними системами контролю якості впорскування та згоряння палива в циліндрах;
- обладнання котельних установок пристроями контролю полум'я;
- пристосування різних типів форсунок до роботи на різних категоріях палива.

До експлуатаційних методів адаптації відносяться:

- розробка належних безпечних процедур переведення роботи з HFO на MGO і навпаки;
- використання циркуляційних мастил, лужне число яких відповідає вмісту сірки в паливі, та їх дозування;
- виключення утворення твердих відкладень на головках поршнів, основу яких складає кальцій з присадок до циліндрових мастил;
- відповідне регулювання устаткування, яке використовується в системах контролю і управління;
- регулювання подачі палива до циліндрів ДВЗ у відповідності до палива, що використовується;
- налаштування системі обробки палива на ефективне видалення абразивних часток якими є каталізатори процесу переробки нафти.

Практична реалізація вище наведених досліджень дозволить забезпечити безпечну роботу та високий рівень працездатного технічного стану СДВЗ і котлів, та допоміжного устаткування їх паливних систем.

Виконані дослідження присвячено реалізації нормативних вимог Додатка VI міжнародної Конвенції МАРПОЛ та погоджується із Директивою **Євросоюзу** 2005/33/ЕС.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ), Книга III, пересмотренное издание = International Convention for Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), Book III, revised edition – СПб.: ЗАО «ЦНИИМФ», 2009.–304 с.
2. For use of and switching to low sulphur marine gas oil in auxiliary boilers and associated equipment on board tankers to meet requirements of the EU Sulphur Directive 2005/33/ EC: Guidance for hazard identification. INTERTANKO and OCIMF Guidelines, December 2009. – 9 pp.
3. Use of low sulfur marine fuel for main and auxiliary diesel engines: Royal Belgian Institute of Marine Engineers. December 2009. – 4 pp.

УДК:656.085: 621.431.74:621.431.74.052:621.515

Мошковський Є. Є., кер.доц. Калугин В.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

Забезпечення ефективної роботи газотурбокомпресорів суднових дизелів

Анотація

Розглянуто особливості формування нестійких режимів роботи газотурбокомпресорів (ГТК) суднових дизельних установок (СДУ). Виконано аналіз факторів, що роблять визначальний вплив на виникнення нестійких режимів. Запропоновано засоби усунення нестійких режимів ГТК в процесі експлуатації СДУ.

1. Формування та динаміка потоку повітря в міжлопаткових каналах робочого колеса компресору

Потік повітря в міжлопаткових каналах колеса компресору (КК) напіввідкритого типу з радіальними лопатками, як в'язкого стисливого середовища, має складний просторовий характер. Формальний опис такої течії пов'язано з серйозними математичними труднощами. У зв'язку з цим в інженерній практиці часто користуються коректними спрощеними припущеннями, які, принципово, не змінюючи загального характеру течії, дозволяють з достатньою для практичних цілей точністю вирішити поставлені завдання. Основне припущення в даному випадку – відсутність в'язкості робочого середовища, тобто повітря. Вплив стислості враховується тільки при визначенні параметрів повітря й при високих швидкостях потоку.

Абсолютний рух частинки потоку повітря в каналі КК розглядається як сума переносного (обертання разом з колесом) і відносного (по відношенню до стінок каналу) руху. Переносний рух є обертання з окружною швидкістю $u = \omega r$, спрямованої перпендикулярно радіусу (r). Відносний рух повітря представляється у вигляді двох складових рухів обумовлених течією визначеної маси повітря через канал і течією викликаною обертанням КК.

Останнє викликає розподілення тисків у каналі КК. Наявність перепаду тисків на всіх лопатках колеса спричиняє появу на них моменту від сил тиску i , отже, визначає здатність колеса повідомляти повітря енергію, що підтверджується фізичними уявленнями про взаємодію КК з повітрям.

Встановлено, що характер зміни відносної швидкості уздовж осі каналу і епюри відносних швидкостей у поперечних перерізах справляють істотний вплив на ефективність роботи компресору. Зокрема, якщо циркуляційна складова відносної швидкості w , у передньої стінки лопатки буде більше витратної, то в міжлопатковому каналі КК виникає зворотна течія потоку, як це зображено на рисунку 1.

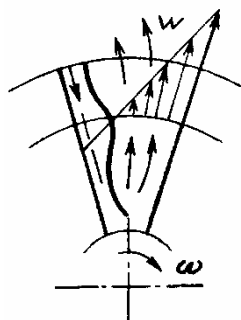


Рис. 1. Відносний рух потоку в каналі КК – від’ємна циркуляція

Розвиток зони зворотної течії повітря в прохідному перерізі каналу КК призводить до рециркуляції повітря в міжлопаткових каналах і порушення напрямленого руху повітря в КК зі сторони всмоктування на нагнітання, яке можна називати «перекиданням циркуляції». Це порушує стійкість роботи компресора і є однією з причин виникнення помпажу.

2. Формування нестійких режимів роботи компресору ГТК та їх усунення

Режим роботи компресору в загальному випадку визначається умовами на вході (тиск і температура повітря), частотою обертання і продуктивністю. Залежно від поєднання цих параметрів компресор буде розвивати ту чи іншу ступінь підвищення тиску, і споживати різну потужність.

Оцінка основних даних роботи компресора на будь-якому режимі виконується по його характеристиці (рис. 2).

При витраті повітря через компресор нижче певної величини стійкість роботи компресора порушується.

У загальному випадку, помпаж компресору, що працює у складі дизеля викликається розузгодженням гідродинамічних характеристик ГТК і повітря-газового тракту (ПГТ) дизеля. Внаслідок утворення протитоку в робочих каналах КК, рух повітря змінюється на протилежний – з боку нагнітання на сторону всмоктування.

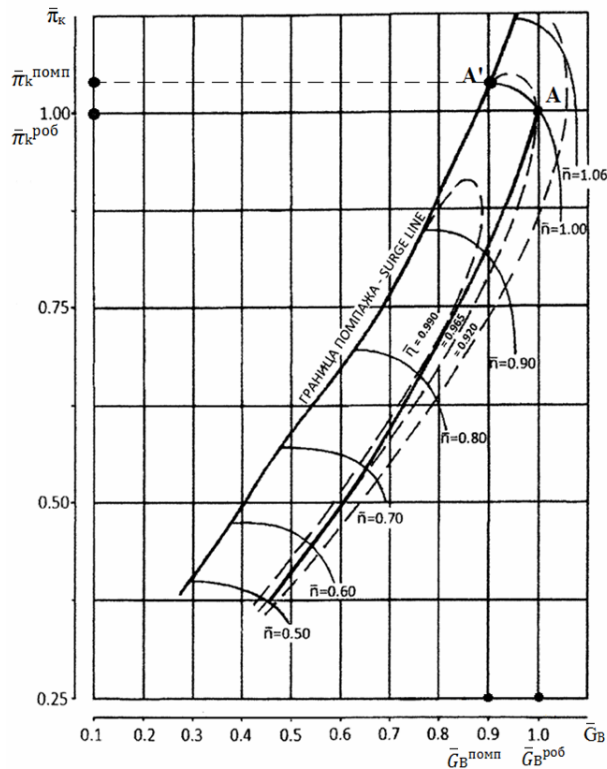


Рис. 2. Визначення запасу стійкості ГТК і дизеля

Причинами цього може бути:

- «перекидання циркуляції»;
- збільшення опору ПГТ дизеля;
- перевищення витрати повітря, що подається компресором в порівнянні з тим, що можуть спожити циліндри дизеля;
- виникнення автоколивань в ПГТ у зв'язку з поперемінним відкриттям і закриттям впускних органів дизеля.

Надійність роботи компресору в складі дизеля, розташування розрахункової точки його роботи щодо межі помпажної зони оцінюють коефіцієнтом запасу стійкості $K_{ст}$. Під цим коефіцієнтом розуміють відношення ступеня підвищення тиску π_k до витрати повітря G_v , визначеними при однаковій частоті обертання на межі помпажу і в точці, що відповідає режиму спільної роботи з дизелем,

$$K_{ст} = \left(\frac{G_v^{роб}}{G_v^{помп}} \cdot \frac{\pi_k^{помп}}{\pi_k^{роб}} - 1 \right) \cdot 100\%,$$

де : $\pi_k^{помп}$ і $G_v^{помп}$ – ступінь підвищення тиску і витрата повітря в точці перетину лінії постійної частоти обертання компресора (точка А' на рис.2) з межею помпажу;

$\pi_k^{роб}$ і $G_v^{роб}$ – ступінь підвищення тиску і витрата повітря в точці спільної роботи компресора з дизелем (точка А на рис. 2).

Мінімальне значення коефіцієнта запасу стійкості - $K_{ст}$, при самих несприятливих умовах експлуатації, повинне бути більше 8%.

Для двухтактных дизелей «Sulzer» на номинальном режиме работы, рекомендується значення $K_{ст} \geq 15\%$.

Характерні ознаки нестійкої помпажної роботи компресора – різкі звукові удари і вібрація корпусу. Експлуатація ГТК в помпажній зоні може призвести до зачіпання ротора об статор, поломки робочих лопаток турбіни і компресора, виходу з ладу підшипників. Тому експлуатація двигуна на такому режимі, коли виникає помпаж компресора, неприпустима. На основі аналізу показників роботи двигуна і ГТК (температура випускних газів, тиск наддування, частота обертання) необхідно встановити причину помпажу і усунути її.

У тих випадках, коли (незважаючи на помпаж компресору) неможливо зупинити двигун або навіть зменшити частоту його обертання (проходження судна в вузькості, штормові умови і т.п.), необхідно перепускати частину повітря повз ПГТ двигуна, розвантажуючи тим самим опір ПГТ, що дозволяє збільшити зону сталої роботи компресору і усувати помпаж. Для цієї мети необхідно встановлювати розвантажний пристрій (клапан) на постачанні повітря компресором. При визначенні пропускного перерізу клапану (умовного діаметра) слід визначити кількість повітря, яке необхідно перепустити повз ПГТ, що забезпечить ефективну роботу ГТК в складі дизеля. При цьому температура випускних газів перед турбіною ГТК не повинна перевищувати допустиму.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Зайцев В.И., Грицай Л.Л., Моисеев А.А. Судовые паровые и газовые турбины. – М.: Транспорт, 1981. – 312 с.
2. Калугин В.Н. Анализ опыта эксплуатации газотурбокомпрессоров судовых дизелей. – ООП ОУС, 1989 – 36 с.
3. Main Engine Damage Study 2012 [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.swedishclub.com>.

УДК 629.5.015.21

Фалин А.Г., доц. Небеснов В.В.

Одесская национальная морская академия

Использование природного газа для судовой энергетики как альтернативного моторного топлива

Судовые энергетические установки (СЭУ) различных типов (кроме ядерных), наряду с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), являются одними из основных потребителей топлив нефтяного происхождения, запасы которых в отдельных регионах мира весьма ограничены и исчерпываются довольно быстро. По прогнозам западных специалистов, запасов нефти, с уче-

том её запасов на Ближнем Востоке, хватит на 50-60 лет. Следует отметить, что стоимость добычи и переработки нефти непрерывно повышается. Резко обостряются проблемы, связанные с экологией, которые приобретают все большее значение, выходя на первое место. Компенсировать ожидаемый дефицит моторных топлив удастся главным образом за счёт использования альтернативных видов топлива, и в первую очередь компримированного природного газа, на 90 % состоящего из метана. Считается, что природных ресурсов этого горючего хватит более чем на 100 лет.

В соответствии с требованиями Приложения VI МК МАРПОЛ происходит планомерное ужесточение требований к содержанию оксидов серы, азота и углерода, а также твердых частиц в выбросах морских судов [1].

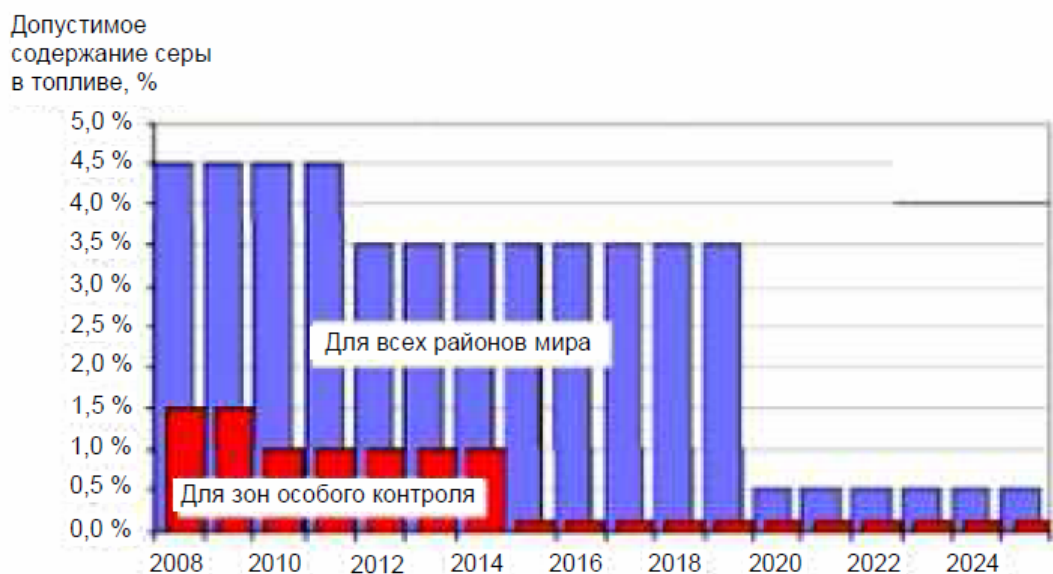


Рис. 1. Требования Приложения VI МК МАРПОЛ к содержанию серы в топливе

Допустимое содержание NO_x , г/(кВт • ч)

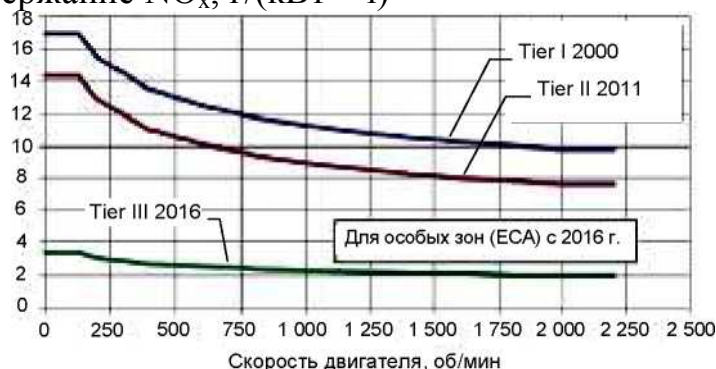


Рис. 2. Требования Приложения VI МК МАРПОЛ к содержанию концентрации NO_x в выбросах

В частности, система международных стандартов устанавливает, что для судов, построенных после 1 января 2011 г., должно быть обеспечено снижение выбросов окислов азота на 20 % по отношению к уровню 2000 г., а для судов, построенных после 1 января 2016 г., — на 80 % [2].

При этом наиболее жесткие требования устанавливаются для районов контроля выбросов (Emission Control Areas - ECA), к числу которых относятся Балтийское и Северное моря, прибрежные воды США и Канады, Карибское море, Средиземное море, побережье Японии, Малаккский пролив и др. В этих районах новые экологические требования поэтапно вводятся в действие в первую очередь.

Выгода по сравнению с другими сортами топлива

Составной частью концепции является экономическое обоснование целесообразности использования сжижаемого природного газа (СПГ) в качестве моторного топлива для основных типоразмеров судов транспортного и обеспечивающего флота.

На основании эксплуатационных показателей работы и бюджета постоянных и переменных затрат были определены основные экономические показатели работы расчетных судов за год при использовании в качестве моторного топлива СПГ и газойля (MGO).

Сравнительный анализ по типу судна, виду топлива и протяженности линии эксплуатации судна должен показать:

- насколько целесообразно использование СПГ в качестве моторного топлива;
- для каких типов судов это наиболее эффективно;
- на каких линиях и при какой цене на СПГ эксплуатация с использованием газомоторного топлива является рентабельной.

Были выбраны различные типы судов и районы их эксплуатации, наиболее востребованные рынком в настоящее время и в перспективе частично проходят в зоне контроля выбросов, что в соответствии с будущими экологическими требованиями определяет необходимость использования в качестве моторного топлива газойля или СПГ либо установку скрубберов.

В качестве экономических показателей были рассчитаны:

- рейсовые расходы и годовые расходы по содержанию судна в эксплуатации;
- доходы от перевозки грузов и пассажиров;
- годовой финансовый результат.

Для экономической оценки целесообразности перехода морских судов на газовое топливо были рассчитаны следующие показатели:

- дополнительные инвестиции для перехода морских судов на газовое топливо (увеличение строительной стоимости);
- экономия годовых эксплуатационных расходов при работе судов на газовом топливе;
- срок окупаемости инвестиций для перехода на газ за счет экономии эксплуатационных расходов.

Анализ полученных результатов показал, что эксплуатация судов, использующих газомоторное топливо, экономически более выгодна, чем экс-

плуатация судов на MGO (850-900 долл./т). При этом максимальное снижение расходов приходится на короткие линии и линии средней дальности.

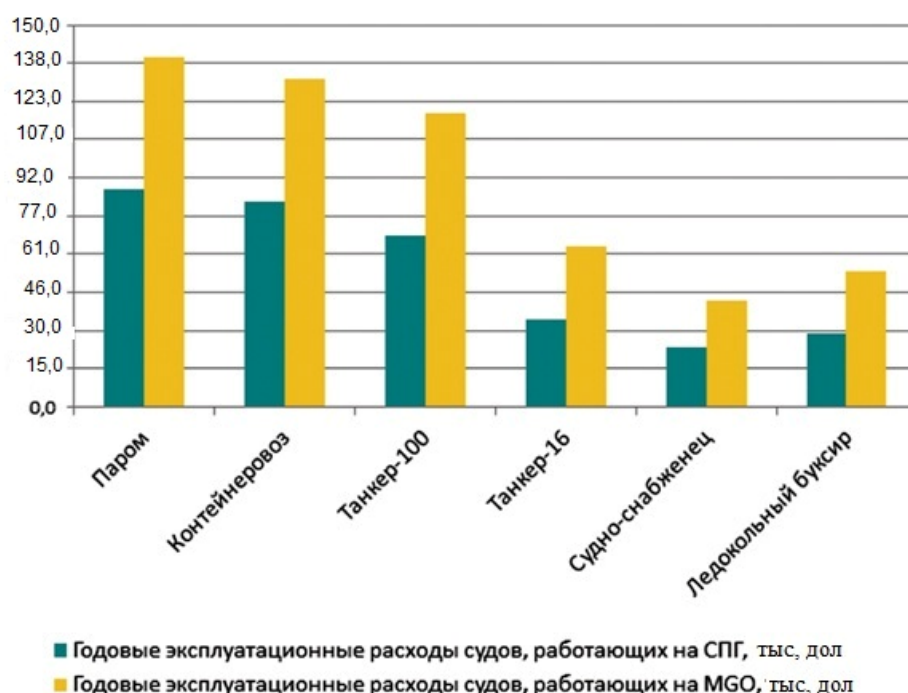


Рис.3. Сравнение годовых эксплуатационных расходов судов, работающих на СПГ и MGO

Таким образом, СПГ при расчетной стоимости 450 долл./т становится привлекательной альтернативой традиционному топливу для судов, эксплуатирующихся в районах контроля выбросов (ЕСА) и в непосредственной близости от мест добычи и транспортировки газа, а также возможных бункеровочных баз, как с технической, так и с экономической стороны. Однако стоит учитывать, что в настоящее время отсутствует нормативно-правовая база для реализации подобных проектов и для осуществления бункеровки газомоторным топливом, отсутствует также и необходимая инфраструктура.

Безусловно, рентабельность работы судов определяется главным образом ценой топлива. Так как цена СПГ как бункерного топлива в настоящее время не определена, необходимо иметь в виду: когда СПГ станет одним из видов моторного топлива, его цена изменится под действием законов спроса и предложения.

Типы СЭУ для применения газовых топлив

Паротурбинные установки (ПТУ). Наиболее просто организовать сжигание газового топлива в судовых котлах ПТУ. Преимущества ПТУ при работе на газе: практически неограниченная агрегатная мощность установки, которая может быть использована для работы на винт непосредственно; двухтопливность и нечувствительность к качеству топлива, как газового, так и жидкого. Опасность, свойственная всем ПТУ, независимо от используемого топлива - наличие высоконагруженных трубопроводов пара высокого давления,

возможность образования газозвоздушной смеси взрывоопасной концентрации при утечке газа в топке неработающего котла, газоходах и воздуховодах.

Газотурбинные установки (ГТУ). В конце 2010 г. судостроительная компания Incat (Австралия) получила контракт на строительство первого в мире высокоскоростного парома- катамарана, рассчитанного на 1000 пассажиров и 153 автомобиля, использующего в качестве топлива сжиженный природный газ. В каждом корпусе катамарана предусмотрена газовая турбина компании General Electric GE Energy LM2500, которая будет служить приводом для водометного движителя Wartsila LJX 1720 [5]. В данном варианте турбина будет модифицирована таким образом, чтобы обеспечивалась возможность использовать либо природный газ, либо нефтяное топливо.

Двигатели внутреннего сгорания. Способ организации рабочего процесса в ДВС, предназначенном для работы на природном газе, влияет на токсичность отработавших газов. Выбор способа образования газозвоздушной смеси (конвертирование) влияет на конструкцию двигателя и связан с его стоимостью. Двигатели на природном газе классифицируют по признакам, приведенным в табл. 2.

Классификация двигателей на природном газе

Двигатели, работающие на природном газе		
По способу смесеобразования	По типу воспламенения топливно-воздушной смеси	По принципу регулирования
Двигатели с внешним смесеобразованием	Газовые двигатели с принудительным воспламенением от электрической искры	Двигатели с количественным регулированием
Двигатели с внутренним смесеобразованием (раздельная подача газа и воздуха в цилиндрах)	Газовые двигатели с форкамерно-факельным зажиганием	Двигатели с качественным регулированием
	Газодизели с самовоспламенением от запальной дозы дизельного топлива	Двигатели со смешанным регулированием

Фирма Energy Conversion указывает на то, что дизель может работать в двухтопливном режиме, на котором используется природный газ с незначительным количеством дизельного топлива в качестве запального [6].

Проблема возможной детонации, ограничивающей возможность сжатия газозвоздушной смеси в цилиндре, решается путем использования обедненной газозвоздушной смеси - чем беднее газозвоздушная смесь, тем большее сжатие допустимо в цилиндре. Фирма Rolls-Royce предлагает двигатели внутреннего сгорания, работающие по циклу Отто на «бедной» смеси с внешним источником воспламенения (форкамерно-факельный процесс). Это позволяет значительно увеличить цилиндговую мощность двигателя при высоких значениях экономичности [7].

После того как дизелестроительные фирмы организовали производство двухтопливных ДВС, работающих на природном газе по циклу Дизеля с воспламенением топлива в цилиндре от сжатия, этот тип двигателя стал получать все большее распространение на судах-газовозах, а затем - и на судах других типов, использующих газ в качестве топлива. Существенным преимуществом газодизельного цикла является то, что мощность источника зажигания в нем значительно больше, чем в двигателе с искровым зажиганием,

кроме того, рабочая смесь поджигается не в одной точке у холодной стенки, а в центре заряда. Благодаря этому одной из важных особенностей газодизельного процесса является возможность надежной работы двигателя на обедненной рабочей смеси.

При таком способе сохраняется возможность быстрого перехода с газового топлива на дизельное и обратно. У быстроходных дизельных двигателей расход жидкого топлива, используемого для воспламенения и полного сгорания газозвдушной смеси, составляет 10-20 % количества, расходуемого при обычном дизельном процессе. В средне- и малооборотных двигателях требуется лишь 5-8 % дизельного топлива для воспламенения. В настоящее время уже есть опытные модели двигателей, использующие 1 % пилотного топлива, и ведутся работы по дальнейшему уменьшению его количества. Именно такой способ воспламенения реализован фирмой Wartsila в двухтопливном двигателе 20DF.

Газодизельный процесс при внутреннем смесеобразовании с непосредственным впрыском газа в цилиндр реализован фирмой MAN в двигателе L51/60DF. В конструкции двигателя L51/60DF предусмотрен впрыск в цилиндр газового топлива и жидкого дизельного топлива, причем минимальное необходимое количество жидкого топлива зажигания (пилотного) уменьшено до 1 % от общего потребления. Помимо экономии жидкого топлива уменьшение пилотного топлива очень важно для уменьшения выбросов NO_x . Так, при работе на газовом топливе двигатель L51/60DF выделяет всего 1,5 г/(кВт • ч) NO_x , что полностью соответствует требованиям Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 (уровень Tier III) для особых районов контроля выбросов NO_x . Аналогичный показатель для двигателей с 6 % пилотного топлива составляет 14 г/(кВт • ч) NO_x .

Заключение

Экономические и экологические преимущества газового топлива очевидны, однако при его использовании на обычных судах возникают опасности, связанные с его хранением и использованием, имевшие место ранее только на судах-газовозах. Вследствие этого при разработке нормативных документов классификационными обществами по использованию такого топлива необходимо учитывать опыт и статистику аварий на газовозах. При этом, безусловно, необходимо учитывать особенности энергетических установок и способы размещения топлива на таких судах, но хотя объем топливных танков СПГ значительно меньше объема грузовых танков газовозов, можно предположить, что все основные опасности сохраняются.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Епифанов В. С. Применение природного газа в судовых энергетических установках // Речной транспорт. - 2008. - № 4. - С. 77-84.
2. Гальшиев Ю. В., Магидович Л. Е., Новичков М. Ю. Принципы анализа рабочих процессов газовых двигателей // Двигателестроение. - 2003. - № 2. -

Прил. 1. Материалы Всерос. конгресса двигателестроителей. - СПб., 2003. - С. 3.

3. *DNV class for first ever LNG-fuelled high speed light craft / LNG update / Managing risk DNV.* - 2010. - № 1.

4. *Лиханов В. А.* Природный газ как моторное топливо для тракторных дизелей. - Киров: ГИПП «Вятка», 2002. - 277 с.

5. *Епифанов В. С.* Эксплуатация судовых энергетических установок на природном газе. - М.: ТрансЛит, 2010. - 216 с.

6. *Переоборудование* энергоустановок речных теплоходов городских линий Московского региона (на примере теплохода пр. Р 51 «Москва») для работы на сжатом природном газе.: Отчет о НИР. Центр. гос. регистр. 01.97.0004875 / Моск. гос. акад. водного транспорта; рук. В. И. Толшин; отв. исп. В. С. Епифанов, исп. А. А. Фомин и др. - М., 1997. - 105 с.

7. *Анкаров И. А., Колосов К. К.* Внешние показатели различных способов смесеобразования в малоразмерных судовых дизелях // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. - 2011. - № 2. - С. 55-58.

УДК 629.5.015.21

Болгар В.В., кер. доц. Солодовников В.Г.

Забезпечення безпечної експлуатації нафтоналивних суден шляхом оптимізації роботи системи інертних газів

Динаміка змін танкерного флоту на загальносвітовому рівні диктується станом економіки і пов'язаним з цим відношенням попиту і пропозиції на нафту і нафтопродукти. Економічна криза негативно вплинула на світовий танкерний флот. По прогнозах Lloyd's Register — Fairplay, чисельність флоту танкерів в наступні п'ять років зростатиме в середньому на 1,9% в рік, проте тоннаж щорік скорочуватиметься на 5,7%.

Обсяг нових замовлень на танкери до кінця 2013 року складе 76 млн. т, що на 60% менше, ніж за попередні п'ять років. Основними постачальниками танкерів на світовий ринок стали суднобудівельні компанії Південної Кореї, Китаю і Японії. Їх доля в світовому танкеробудуванні складає 90% по тоннажу і 65% — по кількості суден. Європейські суднобудівельні компанії займають близько 8% світових замовлень на будівництво танкерів.

Ще одним чинником змін в танкерному флоті стало посилення екологічних вимог відносно зменшення ризиків забруднення морських акваторій в результаті аварій танкерів. У 2003 році на сесії Комітету із захисту морського середовища ІМО резолюцією МЕРС ІІІ були прийняті поправки по прискореному виводу з експлуатації однокорпусних танкерів і до змін правил перевезення нафти важких сортів. Поправки набрали чинності з 5.04.2005 року.

В рамках посилення екологічної безпеки і зниження ризику аварій танкерів Туреччина прийняла рішення про зміну режиму проходження суден

по чорноморським протокам. Не допускається прохід крупних танкерів через протоки в нічний час.

Проте, за прогнозами Charles R Weber, танкерні судновласники, що працюють в чотирьох основних сегментах танкерного ринку, — VLCC, suezmax, aframax і panamax — мають бути готові в 2011 році до нижчого рівня ставок, ніж в 2010 році. Перш за все, унаслідок достатньо великого введення в експлуатацію танкерів-новобудов.

Головний фахівець Charles R Weber з танкерного ринку Дж. Лос упевнений, що поліпшить ситуацію те, що не всі заплановані на 2011 рік постачання будуть здійснені. Для сектора VLCC, на його думку, близько 22% поставок суден-новобудов буде перенесено на пізніші терміни. Також дуже швидкому зростанню сектору протистоятиме вивід з експлуатації 34 однокорпусних суден протягом 2011 року.

Проте, динаміка зміни сумарного тоннажу сектора все одно залишається позитивною.

Як відзначає В. Шевченко, замісник директора регіональної філії НІСІ в Одесі, танкерні компанії, намагаючись втриматися в традиційному секторі перевезень, активно оновлюють свій флот. Показова в цьому відношенні практика РФ і Азербайджану, які працюють в акваторії Азовського, Каспійського і Чорного Моря.

Як крупний постачальник вуглеводнів, РФ зацікавлена в тому, щоб розширити сферу свого монопольного впливу на видобуток, транспортування і продаж вуглеводнів на внутрішньому ринку країн-споживачів. Цим пояснюється діяльність російських урядових і ділових структур в реорганізації управління, розробці і впорядкуванні законодавства, оновленні танкерного флоту і портової інфраструктури. Важливе місце в загальній стратегії розвитку морського флоту РФ займає Національна програма розвитку суднобудування.

Система інертних газів може застосовуватися як основний засіб пожежогасіння в суховантажних трюмах, як засіб застереження виникнення пожежі шляхом створення і постійної підтримки у вантажних танках незаймистої атмосфери.

Згідно вимогам Конвенції SOLAS-74, система інертних газів є обов'язковою для танкерів дедвейтом 20000 рег.т і більше. Вона повинна підтримувати в будь-якій частині вантажного танка атмосферу з вмістом кисню не більше 8% за об'ємом і надлишковим тиском, що перешкоджає вступу повітря (як правило, цей тиск не перевищує 20 кПа). Згідно з Правилами Регістра, у вантажні танки повинен подаватися інертний газ з вмістом кисню не більше 5% за об'ємом.

Температура газу, який поступає в приміщення, що захищається, має бути не більш 65°C для вантажних танків і не більш 50°C для суховантажних трюмів. Система забезпечує подачу інертного газу у вантажні танки в кількості 125% максимальної продуктивності розвантаження судна.

Таким чином здійснюється заповнення об'ємів танків, що звільняються, з врахуванням можливості випаровування деякого об'єму інертного газу. Як інертний газ можуть використовуватися димові гази, що пройшли обробку, від головних або допоміжних котлів.

В даний час набувають поширення спеціальні генератори інертних газів різного типу. Система інертного газу включає джерело інертного газу, скруббер, магістральний трубопровід з відгалуженнями в захищені об'єми, вентилятори, захисні пристрої і арматуру, пристрої контролю і сигналізації.

Як зазначено вище, в якості джерела інертного газу можуть служити головні або допоміжні котли і спеціальні газогенератори. Крім установок такого типу можуть бути використані генератори азоту адсорбційного і мембранного типів.

У першому випадку азот отримують за допомогою речовин, що поглинають гази, які входять до складу повітря, окрім азоту.

У другому випадку використовуються спеціальні фільтри, які дозволяють отримати газ з низьким вмістом кисню. Окрім перерахованих джерел інертного газу судна можуть оснащуватися системами, що містять ємкості з рідким азотом промислового виготовлення. Такий азот в газоподібному стані може досягати чистоти 99,99% і вміст води 5 частин на мільйон (5 p.p.m.), що дуже важливо при гасінні пожеж з вантажами, для яких протипоказана волога. Азотні системи застосовуються на газовозах.

УДК 656 614.3.073.436-27.236+629.543

Маліков І.А., керівник к.т.н., Солодовніков В.Г.

Національний університет «Одеська національна морська академія»

Підвищення ефективності перевезення скрапленого газу морським транспортом

1. Вступ

Скраплений (зріджений) газ – це рідка форма речовини, яка при нормальній температурі та атмосферному тиску перейде у форму газу.

Більшість зкrapлених газів - вуглеродні, і горючість - основна властивість що зробила їх не тільки основним джерелом енергії в світі, а також робить їх за своєю природою вкрай небезпечними. Оскільки ці гази видобуваються та транспортуються в надзвичайно великих кількостях, дуже важливо, щоб соблюдалися усі практичні міри по запобіганню займання.

Сьогодні транспортування газів морем являється найбільш ефективним методом доставки. За останнє століття воно стало зрілою галуззю і сьогодні включає в себе флот з більше ніж 1500 суден, а всесвітня мережа експортних та імпорتنих терміналів залучає до себе робітників з багатим досвідом та знанням.

2. Типи газовозів

Різноманіття газовозів включає в себе як малі суда напірного типу вмістністю від 500 до 6,000 м³ для перевозки пропану, бутану та хімічних газів при нормальній температурі, так і повністю ізольовані судна, та судна з рефрижераторною системою вмістністю до 100,000 м³ для перевізки зрідженого природного або нафтового газу.

Газовози напірного типу перевозять речовину при температурі навколишнього середовища. У зв'язку з цим немає необхідності в системі зрідження грузу, а також теплоізоляції танків. Грузові танки представляють собою циліндричні, або сферичні балони, розраховані в основному на тиск у 17-18 кг/см². Грузовмістність таких суден, як правило, знаходиться в межах 3,500 – 8,000 м³.

Газовози напівнапірного типу дозволяє перевозити зрідженні гази з тиском від 4 до 8 кг/см² і температурою від 0 до -89°C. Їх грузовмістність знаходиться в межах від 2,000 до 25,000 м³.

Газовози рефрижераторного типу використовуються для перевізки повністю зріджених газів при низькій температурі і тиску, максимум на 0,3 бара вище атмосферного. Вантажопідйомність таких газовозів при рівній грузовмістності – вище за рахунок різниці щільності скрапленого газу при температурі кипіння. Такі судна широко використовуються для перевізок великих об'ємів вантажу, таких як СПГ (скраплений природний газ), аміак, хлористий вініл, пропан та бутан на великі відстані. Вантаж перевозиться у незалежних ємкостях з піноізоляцією.

3. Установки для скраплення випарованих газів на судні

Установка для скраплення газів призначена для того, щоб видаляти кількість випарованного газу разом з теплом, які з'являються у зв'язку з різницею температур між вантажем і стінками танків, які нагріваються від навколишнього середовища.

Вантаж у танку має температуру, при якій відбувається кипіння за наявності необхідного тиску. Але коли тепло скрізь стінки танку проникає до вантажу – це викликає прискорене кипіння і випарування. Щоб уникнути надмірного тиску, випаруваний газ проходить через установку для зрідження, де він віддає тепло і стискається до рідини для повернення у танк.

Одноступенева система скраплення газів включає в себе грузовий танк, випаровування з якого проходять через відокремлювач рідини і всасуються компресором. Далі, скраплені у компресорі випаровування направляються у конденсатор, де вони охолоджуються та конденсуються в результаті теплообміну з морською водою. Утворений рідкий конденсат вантажу накопичу-

ється у сбірнику рідини, або ресівері, після чого через регулюючий вентиль, дроселюється до тиску у танку та повертається назад у танк.

4. Тенденції розвитку та майбутнє ринку СПГ

В майбутньому на світовому ринку газу буде домінувати саме скрапленний природний газ. Так, за оцінкою Міжнародного газового союзу (МГС), з 2000 року по 2030 рік у розвиток індустрії СПГ буде інвестовано близько 300 млрд. долл., що дозволе перетворити цей носій енергії майже у такий самий мобільний вид палива, як і нафта. Сьогодні сектор СПГ являється одним із самих динамічних в енергетичній галузі: світове споживання скрапленого газу підвищується на 10 відсотків на рік, тоді як звичайного (газопровідного) – лише на 2,4%. Згідно існуючим прогнозам в 2020 р. доля СПГ у світовій торгівлі газом буде становити 35%. У 2030 р. на долю СПГ надійде вже 60% торгівлі природним газом, що буде становити 18-20 % від загального об'єму природного газу, споживаного на Землі.

5. Методи підвищення ефективності перевезення СПГ

Головними факторами, впливаючими на підвищення ефективності перевезення СПГ морем являється дотримання усіх норм та правил експлуатації суднового обладнання які установлені судовласником. А саме своєчасні інспекції вантажних танків, заміна відроботаних клапанів та олива на компресорах, чистка морської частини грузових конденсаторів, перевірки усіх вантажних трубопроводів на герметичність. Усі ці міри направленні на забезпечення максимально безпечних перевізків СПГ як для людини, так і для навколишнього середовища. Найважливішим документом, регулюючим якість та безпеку перевезення СПГ являється кодекс IGC, який застосовується до нових газозовів. Це міжнародний кодекс, відповідно до поправок до Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі (СОЛАС), є обов'язковим для всіх нових суден. Як доказ того, що судно відповідає Кодексу, Міжнародне свідоцтво про придатність судна для перевезення зріджених газів наливом повинні знаходитися на борту судна.

Економічність транспортування природного газу морем порівняно з трубопровідним транспортом підвищується по мірі збільшення корисної вантажопідйомності танкерів-метановозів та підвищення коефіцієнта загрузки цих танкерів. В наш час за кордоном вже побудовані та експлуатуються 49 терміналів по регазифікації СПГ потужністю 232,61 млрд м³ і ще 25 терміналів потужністю 158,13 млрд м³ знаходяться на стадії будування. Після здачі останніх у експлуатацію загальна потужність терміналів у світі становитиме 390,70 млрд м³, що фактично на 40,0 млрд м³ перевищує очікувану до цього часу потужність установок по скрапленню природного газу.

Головними тенденціями на покращення транспортування СПГ морем буде спрямовано на збільшення загальної вантажопідйомності майбутніх суден.

Це сприятиме загальному здешевленню перевізок СПГ. На сьогоднішній день вже робляться важливі кроки у будівництві новітніх газовозів.

СПИСОК ВИКОРИСТОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. The International Code of the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk (IGCCode)
<http://www.imo.org/en/OurWork/Safety/Cargoes/CargoesInBulk/Pages/IGC-Code.aspx>
2. Баскаков С.П. Специализированная подготовка персонала газовозов. Курс лекций. г. Санкт-Петербург 2000 год

СУДНОВА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА І ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 629.5.068.4

Бабій І.В., кер. проф. Кіріс О.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

Дослідження впливу режимних параметрів суднового опріснювача на його продуктивність

Оскільки ціна прісної води під заказ неймовірно висока (в деяких портах західної Африки, таких як Камерун чи Габон вона досягає 130 доларів США за кубічний метр), раціональне використання і обслуговування водоопріснювальної установки має дуже велике значення. Саме тому підтримка правильного температурного режиму, і, особливо, різності температур – одна із найважливіших умов продуктивної роботи водоопріснювальної установки.

Перебуваючи на практиці на судні m/v «NordicWismar» в мене була можливість спостерігати за впливом режимних параметрів, таких як, наприклад, температура заборотної води і температура випаровування, на продуктивність установки. Головною ціллю моєї роботи, а також її висновком буде встановлений мною максимально правильний температурний режим для цієї установки в даних умовах та в даних районах плавання.

Всі дослідження проводились на водоопріснювальній установці пластинчатого типу, моделі SWD 25-80 jacketwater із паспортною продуктивністю 25 кубічних метрів на добу. Установки такого типу та з такою продуктивністю широко розповсюджені на суднах транспортного флоту.

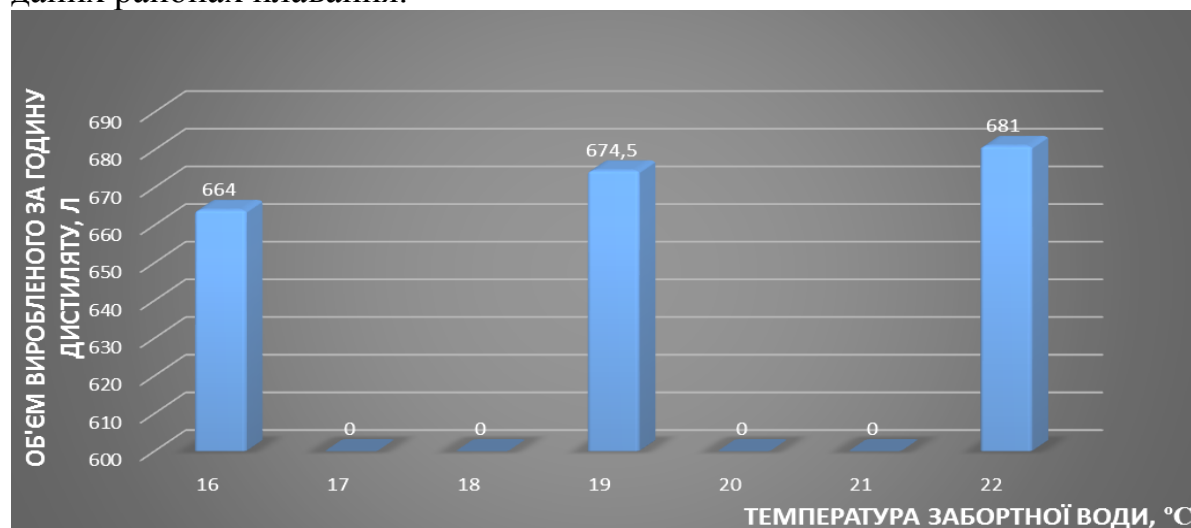
Першою хотілось би продемонструвати встановлену мною залежність продуктивності опріснювача від температури заборотної води для даної установки при таких параметрах: температура випаровування = 43 °С; температура води, охолоджуючої головний двигун, на вході в опріснювач = 88 °С; на виході = 57 °С; тиск живильної води = 3.05 бар; тиск перед ежектором = 3.25 бар; тиск після ежектору = 0.6 бар; вакуум = -0.9 бар. Із графіку видно, що при збільшенні температури заборотної води продуктивність опріснювача зростає. А також солоність отримуваної води при температурах 22 °С дорівнювала 3.3 частки на мільйон, при температурі 19 °С – 4.0, а при температурі 16 °С – 4.1.

Друга залежність – продуктивності опріснювача від температури випаровування. Параметри вдалося зберегти ті ж самі, що дає можливість більш точно встановити бажану залежність. Із графіку видно, що при зменшенні температури випаровування продуктивність опріснювача зросла. Солоність отримуваної води не змінилася.

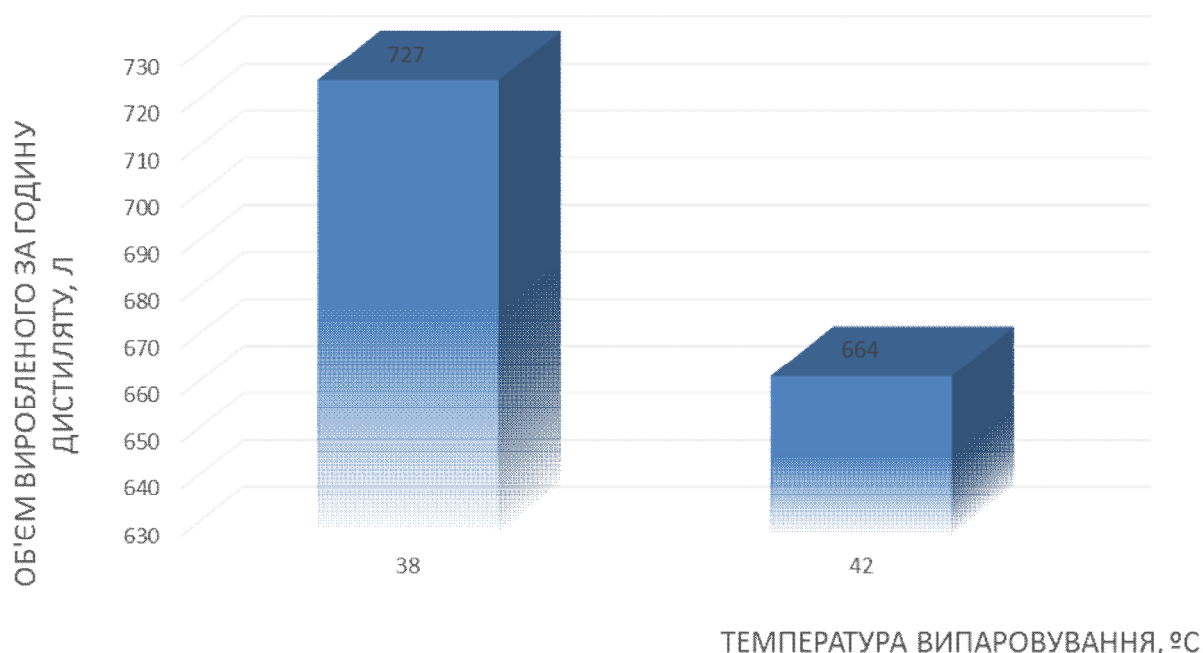
Слід зробити висновок: підвищення температури заборотної води з +16 до +22 °С прямо-пропорційно впливає на продуктивність даного опріснювача, а також підвищує якість отриманого дистилату (мал.1);

з пониженням температури випаровування від +42 до +38 °С продуктивність опріснювача зростає без погіршення якості отриманого дистилату, що дуже важливо (мал. 2).

Але температуру заборотної води в умовах плавання змінити неможливо, тому регулювати слід саме температуру випаровування відповідно до інших параметрів. Отже для даної установки максимально правильною є температура випаровування 38 °С при вище вказаних інших параметрах установки в даних районах плавання.



Мал. 1 Залежність продуктивності опріснювача від температури заборотної води



Мал. 2 Залежність продуктивності опріснювача від температури випаровування

Ганусов І.Е., кер. доц.. Козьмініх М.А.
Національний університет "Одеська морська академія"

Особливості експлуатації суднової холодильної установки судна LNG з використанням циклу Брайтона

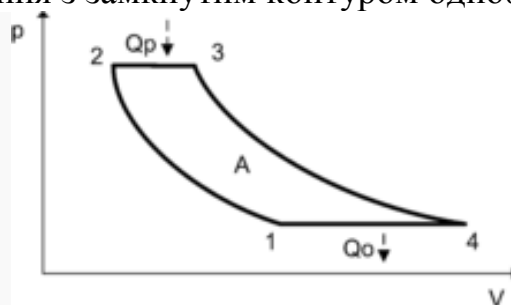
У даній роботі коротко розглянуто способи транспортування газу, і надано аналіз суднових установок для скраплення газу на прикладі судна для перевезення зрідженого газу типу LNG.

Кількість і вартість газу що випаровується за період транспортування морем досить значні. У зв'язку з цим найбільш раціональний і ефективний метод утилізації парів вантажу - повторне скраплення. Аналіз діючих і запланованих для будівництва в 2015-2016 рр. суден для перевезення СНГ та СПГ підтверджує, що установка повторного скраплення газів (УПСГ) повинна обов'язково входити до складу сучасного газовоза. Однак ці установки маловивчені в експлуатації, та немає досить даних про їх надійність.

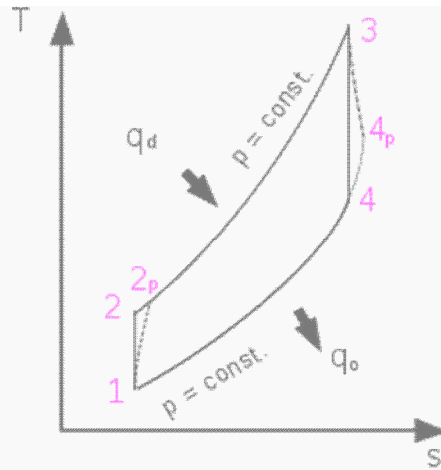
УПСГ є елементом складної технічної системи енергетичного комплексу. Наслідком відмови цього елемента буде неконтрольоване підвищення тиску в вантажних танках, що викличе спрацювання запобіжних клапанів і втрату частини вантажу, а в деяких випадках - руйнування танка.

Зараз проблеми надійності та експлуатації УПСГ набули великого значення для морських судів, оскільки від їх показників залежить безпека і ефективність транспортування газу морем. У зв'язку зі стрімким розвитком даного флоту важливо підтримувати безпеку УПСГ на належному рівні, передбачити і попереджати її можливі відмови і їх наслідки, що дозволить підвищити надійність системи повторного скраплення.

Цикл Брайтона/Джоуля — термодинамічний цикл, що описує робочі процеси газотурбінного, турбореактивного й прямоточне повітряно-реактивного двигунів внутрішнього згорання, а також газотурбінних двигунів зовнішнього згорання з замкнутим контуром однофазного робочого тіла



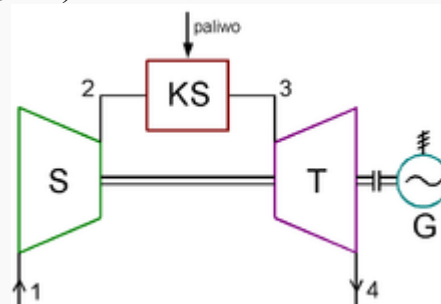
P — V діаграма циклу Брайтона



I — S (T — S) діаграма циклу Брайтона

Ідеального (1—2—3—4—1)

Реального (1—2_p—3—4_p—1)



Ідеальний цикл Брайтона складається з процесів

- 1—2 Ізоентропічне стискання.
- 2—3 Ізобарний підвід теплоти.
- 3—4 Ізоентропічне розширення .
- 4—1 Ізобарний відвід теплоти.

З обліком реальних адіабатичних процесів розширення і стискання від ізоентропічних, будується цикл Брайтона (1—2_p—3—4_p—1 на T-S діаграмі)

У судновій установці повторного зрідження, що працює по циклу Брайтона (рис. 3.1), випарується з вантажних танків природний газ відсмоктується компресором 5 нижнього каскаду і проводиться через рекуперативний теплообмінник 6, водяний охолоджувач 4. Проходячи конденсатор 3, газ дросселирується і накопичується в сепараторі-ресивері 9, звідки рідка фракція вантажу за допомогою насоса 8 надходить у вантажний танк 7. Пароподібна фракція вантажу, проходячи рекуперативний теплообмінник 6, направляється або на установку скраплення інертного газу, або в котел, що працює на рідкому і газоподібному сортах палива.

Контур верхнього азотного каскаду з конденсатором 3 може бути розглянутий як установка повторного зрідження, що діє за схемою непрямого повного скраплення. Підтискає багатоступінчастий азотний турбокомпресор I верхнього каскаду, дотискає - турбокомпресор 15, що працює спільно з турбодетанатором 10, охолоджувачем 13 і рекуперативним теплообмінником. Підтискає турбокомпресор 1 працює спільно з охолоджувачем 2, що використовують морську воду. Пристрій регулювання холодильної потужності

верхнього каскаду складається з буферної ємності 12, автоматичного регулятора тиску 14 у вантажному танку 7 і автоматично керованих клапанів. Буферна ємність з клапанами з'єднує дві магістралі: одну, що йде від компресора 15 і охолоджувача 13, і іншу, що йде від конденсатора 3 до теплообмінника 11. Азотний турбокомпресор верхнього каскаду забезпечується байпасом 5.

Установки повторного зрідження природного газу можуть функціонувати за модифікованим циклу Брайтона. В цьому випадку в схему установки включається контур верхнього азотного каскаду відділення та часткового зрідження азоту. Концентрація азоту в зрідженому природному газі не перевищує 0,7%. Установки повторного зрідження, що працюють відповідно до модифікованим циклом Брайтона, можуть мати різне виконання - відокремлюють зріджений азот і невідокремлювані азота від зрідженого газу. Азот надходить з установки повторного зрідження разом з парами природного газу. У замкнутому контурі (рис. 3.1) газоподібного азоту передбачається його двоступенева стиснення з наступним охолодженням морською водою в охолоджувачах 2 і 3. Стиснення здійснюється компресорами 1 та 4. Після того як азот пройде через теплообмінник 6, газ розширюється в турбіні 5, де і охолоджується.

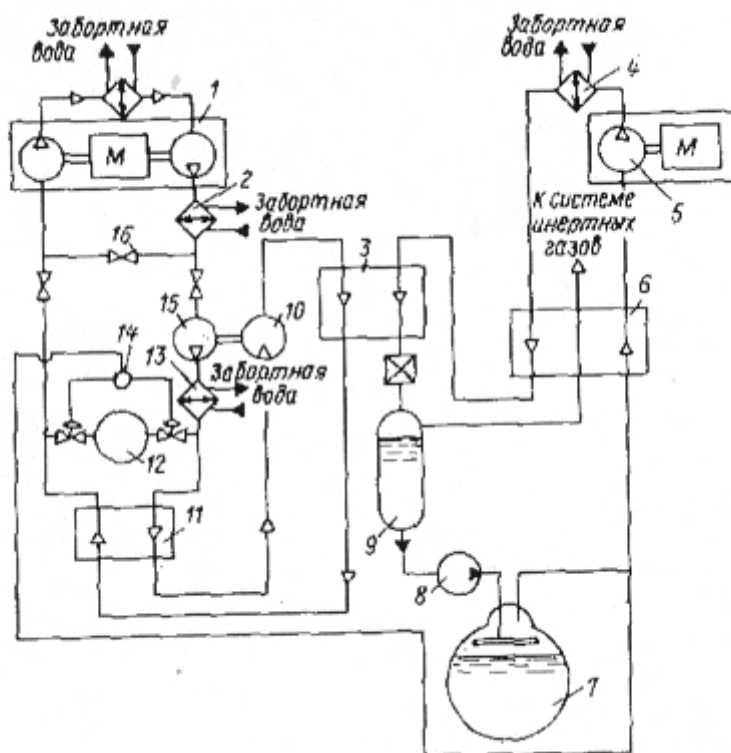


Рис. 1. Схема установки повторного скраплення, що працює по циклу Брайтона

Механічна енергія, що утворюється при обертанні розширювальної турбіни 5, використовується для обертання компресора 4 що визначає досить високу економічність установки повторного зрідження розглянутого типу. У конденсаторі 7 попередньо стиснений компресором 9 природний газ, охо-

лоджуваний в охолоджувачі № 1 в теплообміннику 8, віддає теплоту конденсації рідкого азоту. Азот ж підігрівається в теплообміннику 8 перед його подачею в компресор 1. Якщо потрібно отделить рідкий азот, то ці функції виконує сепаратор 4.

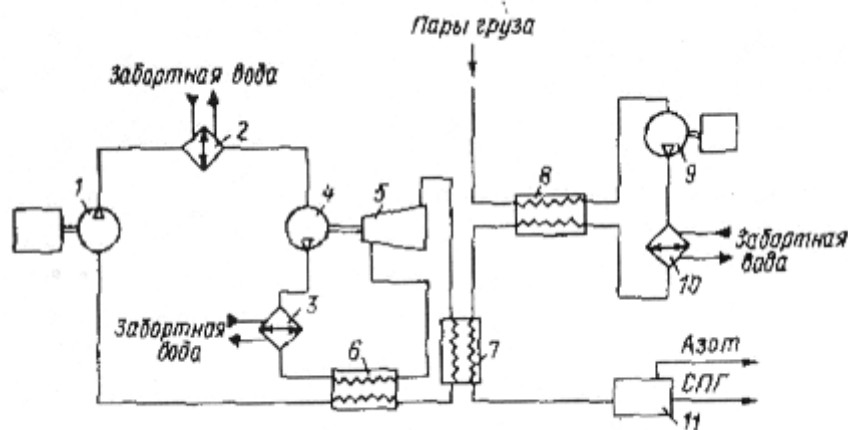


Рис.2. Схема, установки повторного зрідження природного газу, що працює за модифікованим циклу Брайтона

Часто повторно СПГ подається у вантажні танки спільно зі скрапленням азотом. Азот необхідно відокремити від зрідженого газу, то він частково конденсується і використовується для задоволення суднових потреб, таких як інертизації трюмних приміщень і межбар'єрних просторів, продування вантажних трубопроводів. Газова фракція не сконденсувавшигося азоту випускається в атмосферу. Спеціальні пристрої переохолодження дозволяють уникнути негативного впливу імпульсного ефекту при поверненні скрапленого газу та азоту в вантажні танки.

Установки повторного зрідження, що працюють за модифікованому циклу Брайтона, можуть бути використані для скраплення і нафтових газів. Пропускна здатність установки на метановоеах місткістю 125 тис. М³ - приблизно 5 г / год, вміст азоту в сжіженом природному газі - до 1,2%, температура на вході в установку -125 ° С, потужність установки - 5,8 МВт, Такі установки повністю автоматизовані, мають порівняно невелика витрата потужності, використовують дешевий і розповсюджений холодоагент.

Якщо необхідні суднові запаси рідини азоту поповнені, то установки повторного зрідження можуть виділений азот викидати в атмосферу. При цьому конденсується тільки необхідне кількість азоту, а надлишок знову випаровується, поглинаючи тепло, У згаданому вище прикладі постачання метановозами місткістю 125 тис. М³ мощность установки повторного зрідження при рівноцінному виділення парів того ж складу знижується до 4,75 МВт.

Установки вторинного зрідження природного газу можуть бути використані при захолажуванні вантажних танків перед прийомом скрапленого вантажу. При цьому передбачається, наприклад , що в порту вивантаження тан-

ки будуть звільнятися від газоподібного метану. Пространство вантажних танків при цьому заповнюється зрідженим азотом. При нагріванні вантажних танків метановозами до температури -133°C включається холодильна машина, що працює на азоті, і зазначена температура підтримується протягом всього наступного баластного переходу. Серед переваг такого варіанту заохолодження вантажних танків вбачає безпеку судна, а також можливість використання в якості приводу холодильного турбокомпресорного агрегату відпрацьованого авіаційного газотурбінного двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. AS Hamworthy Gas Systems BG LNG Reliquefaction // Technical Specification. - 2009 г.
2. AS Hamworthy Gas Systems Control system functional design specification // Technical Specification. - 2009 г.
3. Chang Kwang Pil, Marvin Rausand, Jørn Vatn Reliability assessment of reliquefaction systems on LNG carriers [Книга]. - [б.м.] : Science Direct, Reliability Engineering and System Safety, 2008.
4. Manfred Küver Chris Clucas, Nils Fuhrmann GASTECH [Конференція] // EVALUATION OF PROPULSION OPTIONS FOR LNG CARRIERS. - 2002.
5. R.F. Barron Cryogenics systems [Книга]. - [б.м.] : Oxford University Press, 1985.
6. В.А. Острейковский Теория надежности [Книга]. - Москва : Высшая школа, 2003.
7. Зайцев В.В. Коробанов Ю.Н. Суда – газовозы [Книга]. - Ленинград : Судостроение, 1990.
8. Половко А.М. Гуров С.В. Основы теории надежности [Книга]. - Санкт-Петербург : "БХВ-Петербург", 2006.

УДК 629.12.565.3

Фененко М.А, кер.доц. Козьмініх М.А.

Національний університет «Одеська морська академія»

Інтенсифікація процесу теплопередачі в теплообмінних апаратах систем кондиціонування повітря

Вибір напряму досліджень обумовлен на важливості проблем зниження енергозатрат під час експлуатації суднових холодильних установок взагалі, зокрема систем комфортного кондиціонування повітря.

В якості об'єкту визначеного для детального розгляду обрано питання технічної експлуатації зі зниженням енерговитрат.

Ефективність та економічність експлуатації систем кондиціювання повітря залежить від режимів роботи теплообмінних апаратів, які являються найбільш металоємними елементами цих систем. Інтенсифікація процесу теплопередачі дозволить понизити їх металоємність, енергозатрати, поліпшити економічні та габаритні характеристики.

Коефіцієнт теплопередачі повній зовнішній поверхні повітроохолоджувача кондиціонера k представимо формулою:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n \xi_n E_n}\right) \left[\left(\frac{1}{\alpha_a}\right) + \left(\frac{\delta_s}{\lambda_s}\right)\right] \beta} \quad (1)$$

Де α_n – коефіцієнт теплопередачі від повітря до зовнішній обрешетини поверхні, Вт/(м² * К); ξ_n – коефіцієнт волого випадання; E_n – коефіцієнт ефективності ребристої поверхні; α_a – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до хладагенту, Вт/(м² * К); δ_s – товщина забруднень, м; λ_s – коефіцієнт теплопровідності забруднень, Вт/(м * К); β – міра обрешетини.

Значення β , λ_s , δ_s , E_n , ξ_n визначаються конструктивними особливостями теплообмінного апарату та станом зовнішнього середовища. Інтенсифікація процесу теплообміну можлива шляхом збільшення α_a та α_n . В умовах експлуатації контроль зміни α_a важкий через відсутність відповідної виміральної апаратури.

Значно простіше вирішується завдання збільшення α_n , який визначається залежно від конструктивних характеристик теплообмінного апарату, швидкості та теплофізичних характеристик зовнішнього середовища.

Як параметр управління вибираємо швидкість зовнішнього середовища. Представимо α_n як функцію від дискретно вибраних швидкості зовнішнього середовища.

$$\alpha_n = f(V_1, V_2, \dots, V_i, \dots, V_n), \quad (2)$$

Де V_1, V_2, V_i, V_n – різні значення швидкості зовнішнього середовища, м/с.

При фіксованій швидкості α_n залежить від геометричних характеристик прохідного перетину теплообмінного апарату.

На підставі експериментальних або розрахункових залежностей $\alpha_n = f(L/d_s)$, де (L/d_s) – відношення довжини каналу до еквівалентного діаметру живого перетину, що є геометричною характеристикою теплообмінного апарату, можна побудувати характеристику $\alpha_n = f(V)$ для заданого значення L/d_s . Таким чином отримано сімейство кривих $\alpha_n = f(V)$ для різних конструктивних типів теплообмінних апаратів.

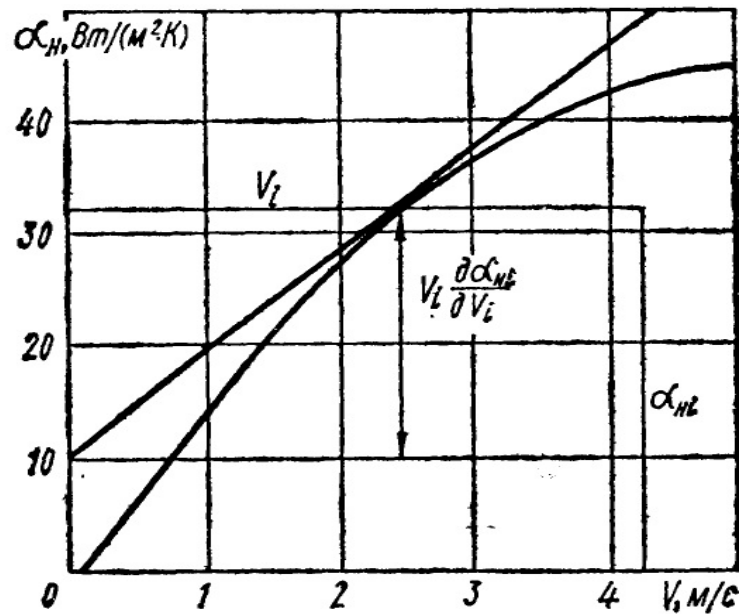


Рис. 1. Графічний метод визначення показників θ_i .

Функція багатьох змінних (2) матиме екстремум при виконанні наступної умови:

$$d\alpha_n = 0 \quad (3)$$

та максимум

$$d^2 \alpha_n < 0 \quad (4)$$

Повну похідну функцію можна записати в наступному вигляді :

$$d\alpha_n = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \alpha_{ni}}{\partial V_i} dV_i = 0 \quad (5)$$

По фізичному сенсу приріст V не може дорівнювати нулю, отже для знаходження екстремуму необхідно виконання умов

$$\frac{\alpha_{n1}}{\partial V_1} = 0, \quad \frac{\alpha_{n2}}{\partial V_2} = 0, \dots, \quad \frac{\alpha_{ni}}{\partial V_i} = 0, \dots, \quad \frac{\alpha_{nn}}{\partial V_n} = 0.$$

При різних геометричних характеристиках прохідного перетину теплообмінного апарату точки перетину характеристик $\alpha_n = f(V)$, екстремуми не збігатимуться. Для виконання умови (3) необхідно і достатньо получить равенство

$$\theta_1 = \theta_2 = \theta_i \dots = \theta_n, \quad (6)$$

де

$$\theta_i = \alpha_{ni} + V_i \frac{\partial \alpha_{ni}}{\partial V_i} \quad (7)$$

(Тут i – варіант геометрії прохідного перетину).

Формула (7) получена з допомогою класичного варіаційного числення при знаходженні екстремуму функції багатьох змінних. Величину θ_i визначити графічно (Рис 1.) для будь-якої точки функції $\alpha_{ni} = f(V_i)$ або розрахунковим методом.

Функціями $\alpha_{hi} = f(V_i)$ для різних геометричних характеристик, неважко побудувати функції $\theta_i = f(V_i)$ та знайти умови, що задовольняють рівність (6), вибрати швидкість при заданій геометрії прохідного перетину теплообмінного апарату. При цьому враховуються умови (3).

Для виконання оптимальної умови набуття максимального значення α_{hi} , достатньою буде умова (4). Так як умова (4) є залежністю в квадратичній формі, для того, щоб вона була визначеною і негативною, необхідно використовувати нерівності Сильвестра, які задовольняють лише за умови отримателі похідної показника θ_i за швидкістю V_i :

$$\frac{\partial \theta_i}{\partial V_i} < 0 \quad (8)$$

Виконання цієї умови легко встановити по графіках $\theta_i = f(V_i)$.

При проектуванні систем кондиціонування повітря вибирають типи обрешітки і геометричну компоновку поверхні воздухоохолоджувачів, що охолоджує. У Теплообмінних апаратах цього типу можливе вживання суцільних пластинчастих і круглих ребер. Аналіз наявний в літературі даних свідчить про те, що меншим значенням відношення L/d_s відповідають великі значення α_{hi} . У зв'язку з цим як приклад вживання пропонованого методу обмежимося розглядом випадків $L/d_s = 5$ та $L/d_s = 10$, для пластинчастих ребер и $L/d_s = 7$ - для круглих.

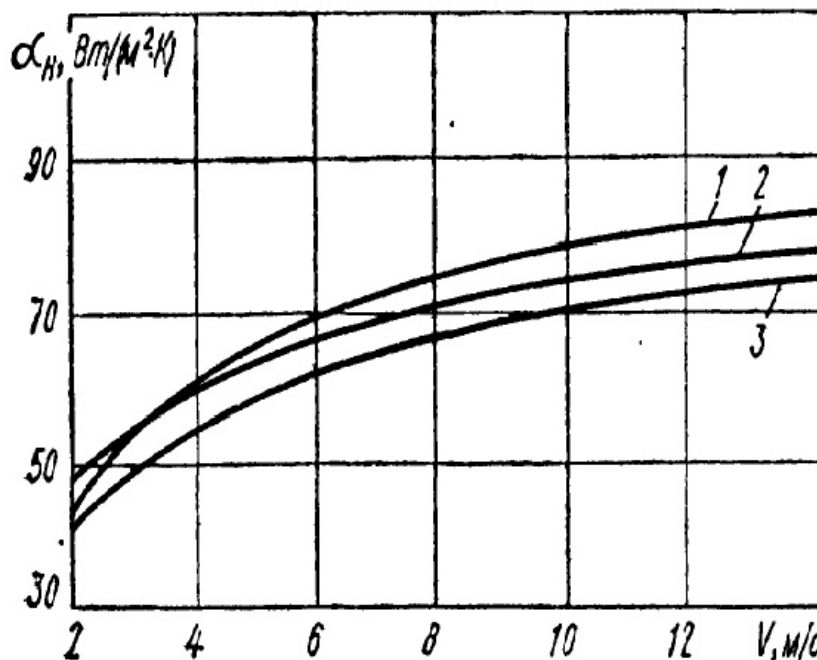


Рис. 2. Графіки залежності коефіцієнта тепловіддачі від повітря до зовнішньої обрешітаної поверхні від швидкості повітря:

1 – круглі ребра, $L/d_s=7$; 2, 3 - Суцільні пластинчасті ребра, L/d_s рівно відповідно 10 та 5.

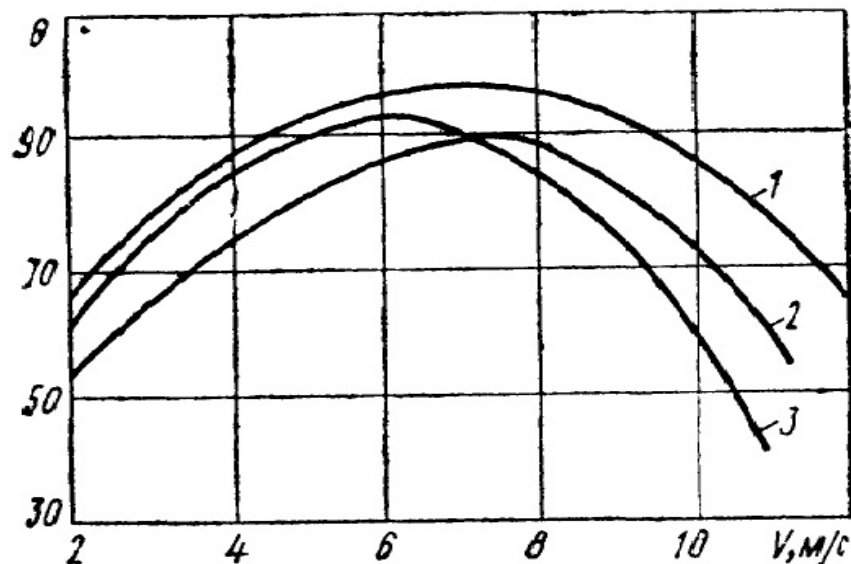


Рис. 3. Графіки залежності показника θ від швидкості повітря:

1 – круглі ребра, $L/d_3=7$; 2, 3 – Суцільні пластинчасті ребра, L/d_3 рівно відповідно 5 та 10.

Графічні залежності $\alpha_{\text{нв}} = f(V)$ для даних типів порхностей представлені Рис. 2. Побудувавши графіки $\theta = f(V)$ для кожного з даних варіантів (Рис. 3.) можемо зробити вивід про те, що виконання рівності (6) і умови (8) можливо в наступних випадках: $\theta < 90$; для пластинчатого обребрення при $L/d_3=5$ $V < 7$ м/с, при $L/d_3=10$ $V < 7,5$, для круглих ребер при $L/d_3=7$ $V < 9,7$ м/с.

Пропонований метод може бути застосований при виборі конструкції теплообмінних апаратів з врахуванням заданих меж зміни швидкості зовнішнього середовища; при виборі швидкості хладоносителя (повітря) в разі зміни гідравлічних характеристик експлуатованого теплообмінного апарату; при виборі оптимальних швидкостей хладоносителя в теплообмінних апаратах з різними характеристиками при їх спільній експлуатації, а також для автоматичного управління швидкістю хладоносителя по сигналу про зміну гідравлічного опору теплообмінного апарату.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Годиенко А. В. Исследование интенсификации теплообмена в горизонтально-трубных аппаратах. - Холодил. Техника и технология : Респ. Межвед. Науч.-техн. Сб., 1976, вып.22, с. 20-24.
2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – Л. : Судостроение, 1979-584 с.
3. Захаров Ю.В., Чегринцев Ф.А., Андреев Л.М. Выбор оптимальных параметров систем кондиционирования воздуха. – Судостроение, 1972, №5, с. 25-29.
4. Отраслевой стандарт на фреоновые воздухоохладители для судовых систем кондиционирования / А.Д. Кузнецов, Л.Д. Кротт, З. И. Лободенко, В.Н. Базаров. – Холодил. Техника, 1976, №2, с 29-33.

5. Хьюинт Дж., Холл-Тэйлор Н. Кольцевые двухфазные течения. – М. : Энергия, 1974.-408 с.

УДК 621.431.74

Сидько М.С., кер. доц. Кардаш В. П., доц. Солодовніков В. Г.
Національний університет “Одеська морська академія”

**Двопаливні двигуни, їх розвиток та майбутнє на світовому
торгівельному флоті**

ЛИСТ СКОРОЧЕНЬ

СПГ - Сскраплений природний газ
ЕСА - Emission Control Area
ІМО - International Maritime Organisation
СЕУ - суднова енергетична установка
ГТК - газовий турбо-компресор
ЕКПГ - Електронний клапан подачі газу
ЕВтГЗ - Електронний вікончатє та газове закриття

1. ПЕРЕДУМОВИ ПОЯВИ ДВОПАЛИВНИХ ДВИГУНІВ

Все більше захоплення суднобудівників і судновласників двигунами на скрапленому природному газі (СПГ) пояснюється тим, що на початку поточного року вступили в силу нові, більш суворі правила Додатка VI MARPOL, що стосуються Зон контролю викидів (Emission Control Area - ЕСА).

Зокрема, максимальний дозволений вміст сірки в пальному судна, що входить в зону ЕСА, має становити 0,1%. А з 2020 вимоги до вмісту сірки в обсязі 0,5% будуть застосовуватися до всіх зон і поза ЕСА. Таким чином, за час своєї служби від 80% до 90% цивільних суден потраплять в зони ЕСА, яких незабаром стане дуже багато в Середземномор'ї і на Далекому Сході [3].

Цей крок є одним із низки елементів боротьби за зниження шкоди навколишньому середовищу, яку завдають викиди в атмосферу від суднових енергетичних установок. Адже вплив шкідливих викидів суднових дизелів на глобальний екологічний стан повітряного басейну оцінюється в 5-7 % від загальної кількості викидів шкідливих речовин стаціонарними енергетичними установками та сухопутними транспортними засобами [5].



Рис 1. Наявний приклад шкідливих викидів з торгівельного судна

Великі судновласники вже виступили з заявами, щодо додержання нових правил буде коштувати їм приблизно 50 млрд \$ на рік, але вони все одно підтримують цю ініціативу International Maritime Organisation (IMO).

Звичайно ж перехідним варіантом може бути перевод суднових енергетичних установок (СЕУ) з важких палив на дизельні, що, при теперішньому рівні цін на нафту, не завдасть їм такого важкого фінансового вдару. Але, все одно, рівень паливних витрат значно зросте.

Саме тому концепція двопаливних двигунів стає такою цікавою і вигідною для судновласників. Основа цього типа двигунів полягає в тому, що вони можуть працювати як на дизельному паливі так і на спалюванні в камері стгоряння бідних сумішей природного газу.

В результаті все більше суднобудівних компаній спускають на воду судна або повністю працюють на СПГ, або використовують комбіновані варіанти з дизелем. В даний час близько 70 суден всіх розмірів у всьому світі мають СПГ-двигуни, а всього два роки тому їх було трохи більше 40, а до 2020 року кількість таких суден може досягти 1 тис [3].

Наприклад фірма Wartsila отримала в 2014 і 2015 роках замовлення на поставку двопаливного суднових двигунів для 16 нових танкерів-газовозів, що будуються на японських верфях для японських власників, повідомляє прес-служба фінської компанії [2].

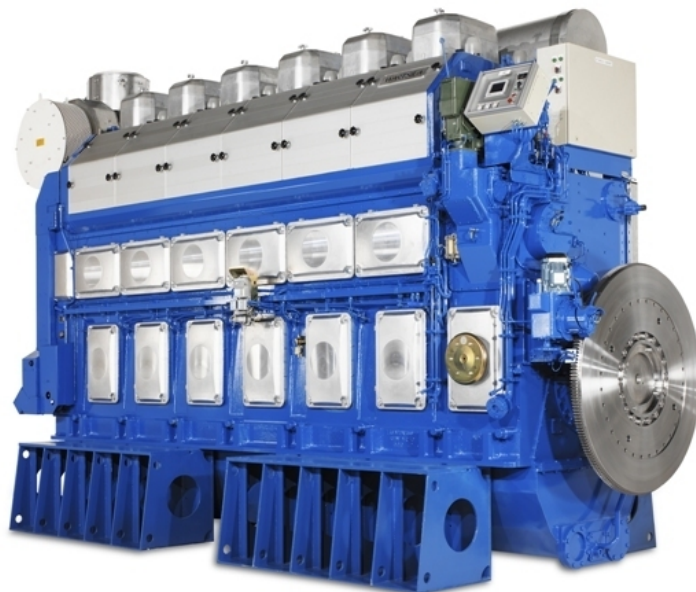


Рис. 2 Зовнішній вигляд двопаливного двигуна марки MAN-GI

Компанія MAN Diesel & Turbo оголосила про успішне завершення випробувань екологічно чистого двопаливного суднового двигуна ME-GI. Як повідомляє інформресурс LNG World News, тести пройшли у виробничій зоні японської верфі Mitsui Engineering & Shipbuilding.

Даний двигун, схвалений до експлуатації судновим класифікатором Der Norske Veritas, буде встановлюватися на комбіновані контейнеровози типу ConRo місткістю 2400 контейнерів 20-футового еквівалента плюс 400 вантажних транспортних засобів. Варто зазначити, що більша частина вантажу на цих судах буде розміщуватися не на палубі, а у трюмному просторі.

Два таких судна зараз будуються на верфі VT Halter Marine (США) на замовлення корпорації Crowley Maritime. Вони отримають назви El Coquí і Taíno і будуть здані замовнику в другому і четвертому кварталах 2017 року [3].

Низька ціна на природний газ, його велика кількість в надрах нашої планети, її практично повна відсутність шкідливих елементів в продуктах його згоряння робить його ідеальним паливом для світового торговельного флоту. Однак конструкція цих двигунів та їх паливної апаратури дещо відрізняється від стандартних дизельних машин, на яких оперується більша частина суден.

2. КОНСТРУКЦІЯ ДВОПАЛИВНИХ ДВИГУНІВ

Як уже зазначалося, **низкою** фірм були розроблені і промислово освоєні двигуни, що працюють на природному газі **за циклом** Отто. Двигуни нового покоління забезпечують ще більшу надійність, ще більш тривалий ресурс і більш економічну роботу. Компактна конструкція дозволяє швидко і просто

Особливе місце в ряду суднових двигунів займає двигун L32DF (Dual - Fuel), що представляє двопаливний варіант двигуна Вяртсиля L32, який працює по дизельному циклу з використанням як дизельного палива, так і газоподібного палива з ефективним ккд 44% [1].

Перехід двигуна з одного виду палива на інший здійснюється автоматично і, практично, миттєво, незалежно від режиму, на якому він працює. Важливою особливістю двигуна є те, що він працює на бідних газових сумішах, повітря в циліндрі орієнтовно в два рази більше, ніж потрібно для повного згорання.

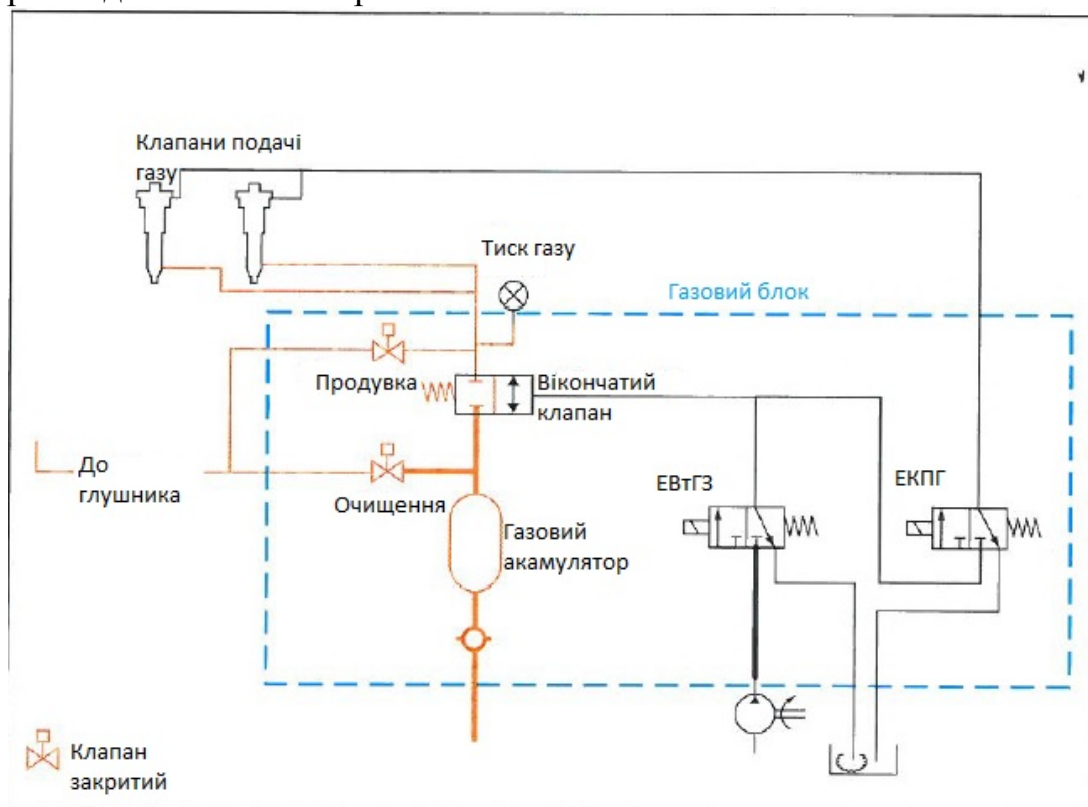


Рис. 3 Загальний вигляд системи паливоподачі двопаливного двигуна

Тому велика кількість тепла витрачається на нагрівання повітря, а це, звісно, сприяє суттєвому зниженню пікових значень температур згоряння і різкому зменшенню утворення NOx. Головне ж завдання - уникнути вибухового згоряння (детонації), яке відбувається при багатих сумішах.

У той же самий час дуже низький вміст газу призводить до, характерного для газових двигунів, пропуску спалахів в циліндрах. Тому за всіх навантажень і швидкісних режимів значення коефіцієнта надлишку повітря мають лежати у відносно вузькому діапазоні. Регулювання співвідношення повітря-газ здійснюється автоматично на всіх режимах шляхом зміни продуктивності газового турбо-компресора (ГТК) за допомогою байпасування вихлопних газів (частина їх направляється минаючи ГТК).

Перед двигуном газ фільтрується, стискається в залежності від навантаження двигуна до тисків (3,5 бар на повному навантаженні), величина яких залежить від режиму двигуна. Далі газ прямує до головного впускного клапана, що встановлюється на кришці кожного циліндра. Керуючі імпульси на клапани подаються від електронного блоку управління, який, в свою чергу, отримує інформацію від датчиків обертів, навантаження, тиску і температури наддувочного повітря і датчика контролю згоряння в кожному циліндрі [1].

Головний газовий клапан відкривається і закривається в задані моменти часу і подає необхідну кількість газу у впускний патрубок кришки циліндра. Газ надходить в циліндр в процесі його наповнення повітрям. Подача здійснюється через головний гідравлічно керований клапан, встановлений у впускному патрубку циліндра. Відкриття клапана здійснюється маслом, стисненим до 370 бар. Фази відкриття і закриття клапана визначаються електронним блоком управління, який подає струм на соленоїд клапана.

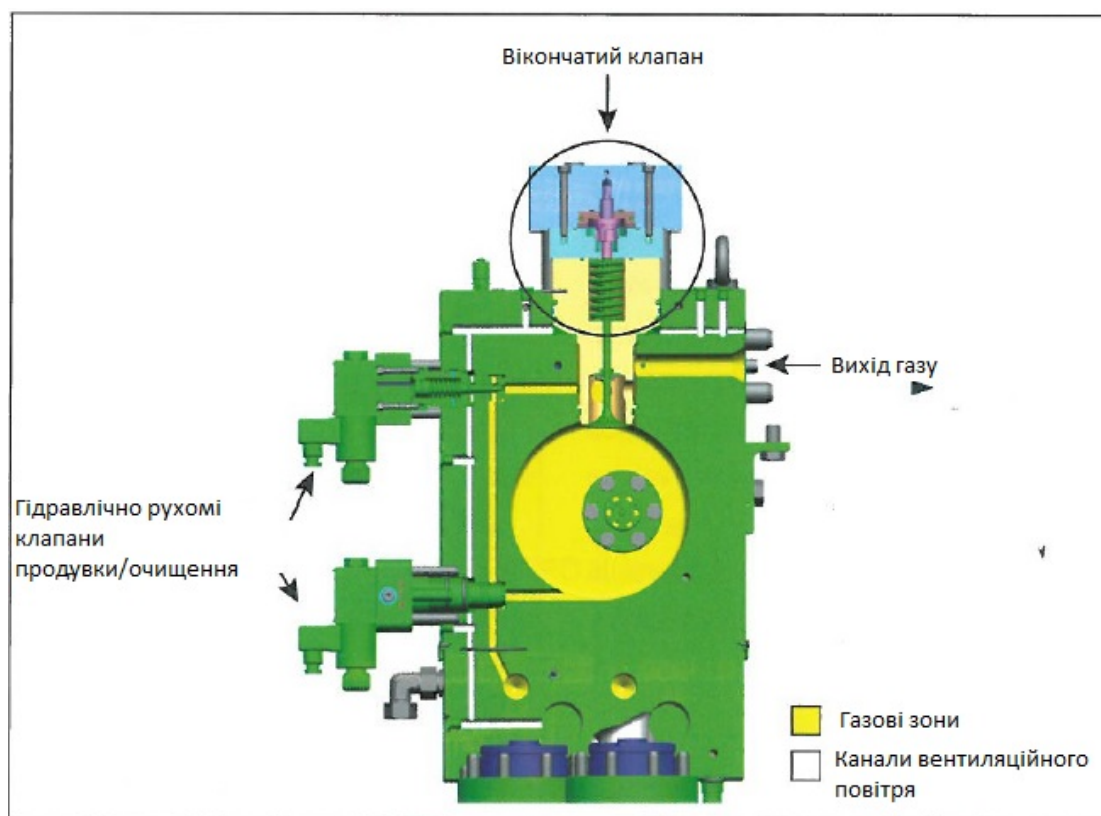


Рис. 4 Газовий клапан двопаливного двигуна

Займання бідної суміші «газ-повітря» ініціюється полум'ям, виникаючим при самозайманні заздалегідь впорскуваної в камеру згоряння невеликої кількості палива (pilot-injection). Подача дизельного палива на двигун здійснюється двома шляхами. Паливо для предвпорискування стискається окремим скальчатим насосом до 1000 бар і направляється в акумулятор, в якому

підтримується постійний тиск. З акумулятора паливо надходить до форсунок [6].

Кожна форсунка має два сопла і дві голки. Мала голка для pilot-injection і велика - для основної подачі при роботі двигуна на дизельному паливі. Момент і тривалість відкриття малої голки визначається відкриттям і закриттям встановленого в форсунки клапана, керованого соленоидом. Струм на соленоїд надходить від загального електронного блоку управління [6].

Велика голка є гідродинамічно керованою, кут випередження і кількість палива, що подається задаються паливними насосами високого тиску в його звичайному для дизелів варіанті. Витрата дизельного палива на предвпорискування не перевищує $1 \text{ г} / \text{кВт год}$.

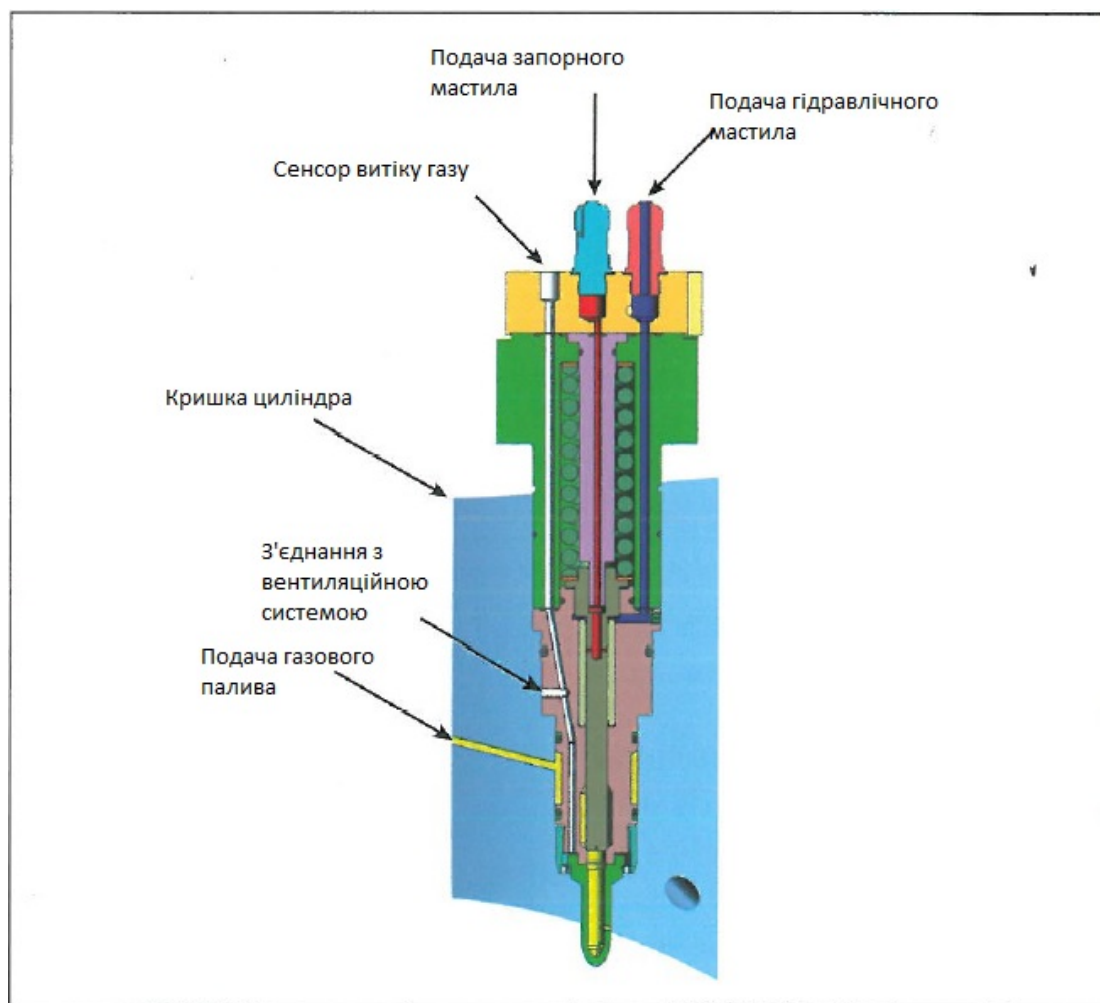


Рис. 5 Подвійна форсунка двопаливного двигуна

Паливна система такого типа двигуна, встановленого не на борту судна транспортуючого СПГ включає в себе встановлення газового кріотанку з системою підвода газу до двигуна.

Уся система газогонів як до станції скралення так и після неї має бути телескопічною. Це технічне рішення приймається для того, щоб знизити ризик вибуху у разі витіку газу, щоб він поступав не у приміщення трюмів чи машинного відділення, а у другу трубу, що обгортає собою первинну.

Також в усіх приміщеннях, в яких є можливим витік газу має бути встановлення вентиляційна апаратура, яка гарантує, у разі необхідності, забезпечити десятикратну циркуляцію повітря, щоб гарантувати швидке видалення витіку в атмосферу.

3. ПІСЛЯМОВА

Враховуючи все вище сказане можна сміливо робити висновок, що розвиток та розповсюдження двопаливних двигунів вже сьогодні є об'єктивним майбутнім світового торговельного флоту. Вважаючи взятий світовою спільнотою курс на виправлення екологічної ситуації на нашій планеті, а саме категоричне забруднення повітря та водних басейнів. На боротьбу з яким і направлені критерії конвенції MARPOL. Саме вони є найефективнішим і найдієвішим рішенням суднової індустрії.

У той же час є один момент, який ускладнює швидке зростання суднового сектора з СПГ-двигунами. Вартість їх будівництва на 10% - 25% вище, ніж суден з традиційними двигунами, в зв'язку з чим буде потрібно від п'яти до восьми років, щоб окупити їх будівництво [4].

Головна проблема - складні у виробництві баки для СПГ-палива. Їх вартість для одного судна - близько 40 млн доларів, включаючи пов'язані системи. Однак надзвичайно низькі ціни на газ можуть пом'якшити такий удар по гаманцю.

Але, не зважаючи на це відсутність яких-небудь інших дієвих альтернатив цьому типу двигунів не залишає вибору судновластникам на шляху додержання екологічних норм встановлених світовими керуючими організаціями.

Врешті решт саме цей тип двигунів можна вважати наступною сходинкою після "інтелектуальних" двигунів, а значить - об'єктивним прогресом технологій

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Двухтопливные двигатели (Dual Fuel) [Електронний ресурс]: режим доступу: <http://seaspirit.ru/sudomexaniki/shipengine/dvuxtoplivnye-dvigateli-dual-fuel.html> (дата звернення 18.11.2016 р). – Назва з екрана
2. PortNews на информационной волне [Електронний ресурс] <http://portnews.ru/news/214399/> (дата звернення 18.11.2016 р). – Назва з екрана
3. ТехноБлог информационный ресурс [Електронний ресурс] <http://teknoblog.ru/2015/10/05/48011> (дата звернення 18.09.2012 р). – Назва з екрана

4. Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників “Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт”, 18.12.2013.-Одеса: ОНМА, 2013.-105с.
5. Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників “Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт”, 19.12.2012.-Одеса: ОНМА, 2012.-162с.
6. MAN-GI Dual Fuel MAN B&W Engines. A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas, 29 с.

УДК 629.12+621.69

Подгорный А.В., рук. доц. Гарагуля Б.А.
Національний університет “Одеська морська академія”

Столкновение судов, следующих параллельными курсами

В морской и, особенно, речной практике известно много случаев столкновения судов при их расхождении при движении параллельными курсами на относительно небольшом расстоянии друг от друга, объяснение которым можно найти с помощью уравнения Бернулли. Так, например, в октябре 1911 г. на внешнем рейде Саутгемптона в Англии произошла одна из крупнейших аварий. Катастрофа произошла следующим образом. Пассажирский пароход «Олимпик» водоизмещением 52 тыс. т, длиной 260 м, шириной ок. 30 м, с осадкой 10 м шел в одном направлении с английским крейсером «Хаук» (водоизмещение 7 500 т, длина 110 м, ширина 18,3 м, осадка 7,2 м). «Хаук», обгоняя «Олимпик», имел скорость 34 км/ч, а «Олимпик» - 25 км/ч. Расстояние между судами не превышало 110 м. После того как передняя часть крейсера «Хаук» сравнялось с кормой «Олимпики», крейсер быстро отклонился в сторону парохода и ударил его в правый борт, несмотря на то, что руль должен был повернуть его в противоположную сторону. Оба корабля получили серьезные повреждения.

В октябре 1942 года лайнер «Куин Мери» (водоизмещение 81 тыс. т, длина 314 м) шел из США в Англию, имея на борту около 15 тысяч американских солдат. Лайнер следовал под конвоем крейсера «Кюрасоа» (водоизмещение 4290 т, длина 137 м) и шести эскадренных миноносцев. Внезапно крейсер «Кюрасоа», шедший параллельным курсом, резко повернул влево, подставил себя под форштевень лайнера и был разрезан на две части.

На этих судах работал очень опытный экипаж, поэтому объяснить эти катастрофы некомпетентностью нельзя. Причину следует искать в законах гидромеханики.

Для объяснения описанных случаев рассмотрим картину течения воды возле двух судов (рис.1). Вдали от судов скорость воды всюду постоянная, неизменным будет и давление в любой горизонтальной плоскости. Между судами жидкость, стесненная бортами, будет вынуждена двигаться быстрее.

Запишем уравнение Бернулли для точек 1 и 2, лежащих на перпендикуляре к оси межбортового пространства (далее «канала») между двумя сближившимися судами. Точка 1 находится в еще невозмущенной части потока, а точка 2 — в наиболее узком сечении межбортового канала:

$$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \quad (1)$$

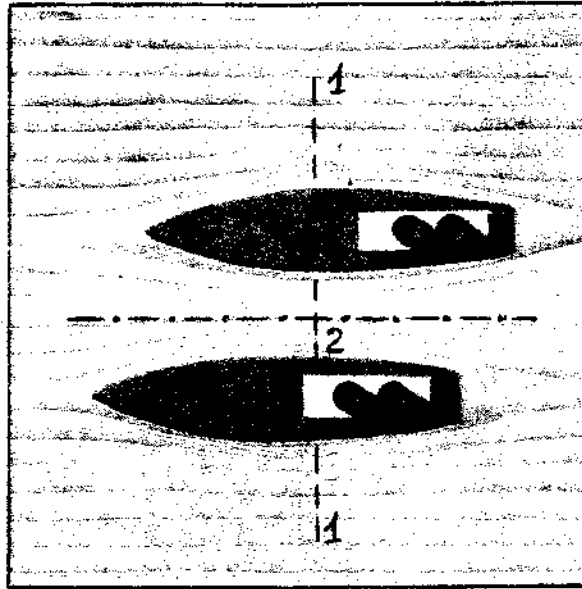


Рис.1. Картина течения воды возле двух судов

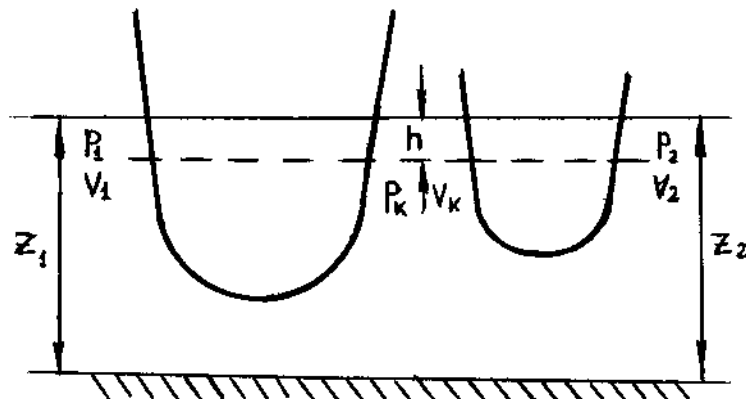


Рис.2. Межбортовой канал между судами

В соответствии с уравнением Бернулли увеличение скорости между судами ведет к гидродинамическому притяжению судов на параллельных курсах. Такое явление называется присасыванием судов. Причина такого присасывания, следующего из (1), в различных источниках трактуется по-разному. В соответствии с первой точкой зрения в точках 1 и 2 давление будет одинаково и равно атмосферному. Поэтому

$$gz_1 + \frac{V_1^2}{2} = gz_2 + \frac{V_2^2}{2} \text{ или } (z_1 - z_2) = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (2)$$

Следовательно, в той точке, где скорость больше (т.2), уровень воды будет меньше (т.1). Разность уровней с внешней и внутренней сторон судов и вызывает их стремительное сближение.

Пусть средний уровень воды между судами понизился всего на 20 см [1]. При длине корабля 137 м это приведет к появлению дополнительной боковой силы, сближающей суда: $\Delta P = p \cdot S$, где p — давление воды на глубине 20 см, равное $p = \rho gh = 1960$ Па, $S = 137 \text{ м} \times 0,2 \text{ м} = 27,4 \text{ м}^2$. В этом случае $\Delta P = 53700 \text{ Н}$.

С другой точки зрения, увеличение скорости между судами ведет к уменьшению давления между ними (p_k) по сравнению с давлением с наружных бортов (p_1 и p_2), рис.2. Допустим, что расстояние от плоскости дна до уровня свободной поверхности одинаково как с внешней, так и с внутренней сторон судов (т. е. $Z_1 = Z_2$), и с этой позиции оценим силу гидродинамического притяжения, вызванную увеличением скорости между судами. Примем значение скоростей $V_1 = 36$ км/ч и $V_2 = 24$ км/ч (аналогично скоростям V_1 и V_2 в I варианте), а $V_k = 45$ км/ч для судов, следующих параллельными курсами в одном направлении. Отметим, что при движении судов встречными курсами при сближении на такое же расстояние, скорость V_k в наиболее узком сечении межбортового канала будет больше, чем принятая выше V_k , как минимум, в 1,5 раза. Сравним количественно силу воздействия различных факторов (ΔZ и Δp) на присасывание судов с двух точек зрения. Примем во внимание, что суда имеют определенную осадку и, следовательно, между судами образуется суживающийся канал, по крайней мере, до глубины $h = 1$ м от свободной поверхности (рис.2). Основываясь на этом, оценим силу гидродинамического присасывания, вызванную разностью давлений с внешней и внутренней сторон судов. Сделаем допущение, что скорость потока в прибортовом слое на $h = 1$ м для рассматриваемых судов составляют соответственно V_1 (для большего по размерам судна) и V_2 - для меньшего. Также допустим, что суда сблизились на расстояние, соответствующее увеличению скорости в наиболее узком поперечном сечении межбортового канала до V_k . В этом случае уравнение Бернулли (учитывая, что $Z_1 = Z_2$) запишется в виде

$$\frac{P_{1,2}}{\rho} + \frac{V_{1,2}^2}{2} = \frac{P_k}{\rho} + \frac{V_k^2}{2} \quad \text{или} \quad (P_{1,2} - P_k) = \frac{\rho(V_k^2 - V_{1,2}^2)}{2} \quad (3)$$

Расчеты показывают, что $\Delta p_1 = p_1 - p_k = 28000$ Па, а $\Delta p_2 = p_2 - p_k = 55500$ Па. Эти значения Δp соответствуют силам присасывания на длине 137 м - $= 3863000 \text{ Н}$ (для большего судна) и $\Delta p_2 = 7603500 \text{ Н}$ (для меньшего судна), что указывает на то, что присасывание судов возрастает с увеличением разницы в размерах корпусов и сильнее действует на судно меньшей массы.

При сравнении обоих вариантов оказывается, что сила присасывания судов ΔP , вызванная разностью давлений примерно в 50 раз и превышает ту же силу, вызванную разностью уровней с внешней и внутренней сторон судов. Даже если принять $h = \Delta Z = 0,2$ м как в первом варианте расчетов), то пре-

вышение силы ΔP составит 10 раз. По нашему мнению обе причины присасывания судов обоснованы. В первом варианте из-за понижения уровня воды между судами кроме сближения судов у каждого из них появляется крен в сторону другого судна. Попытка отвернуть нос судна с помощью рулей в этом случае приводит к появлению дополнительной силы, сближающей корабли.

Основные правила обгона и расхождения судов следующие:

- при обгоне и расхождении суда должны проходить возможно дальше друг от друга. Целесообразно выходить на обгон меньшим судном большего, предварительно выйдя из зоны волнообразования обгоняемого судна на расстоянии, не меньшем, чем одна длина корпуса обгоняемого судна;
- в узких фарватерах суда должны снижать скорость до самой малой;
- при первом признаке присасывания между двумя судами следует остановить ход.

Надо помнить, что при присасывании судно плохо слушается руля, если даже руль положен на борт.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Меркулов В.И. Гидродинамика: знакомое и незнакомое. - М: Наука, 1989. - 136 с.

УДК 621. 565

Січкаренко Р.В., кер. доц. Ярошенко В.М.

Національний університет «Одеська національна морська академія»

Ефективність холодильних циклів з рекуперативними процесами проміжного тиску

Одним з методів підвищення експлуатаційної надійності та стабільної роботи холодильних установок є застосування рекуперативних теплообмінників (РТО), за допомогою яких забезпечується внутрішній теплообмін між рідинним холодильним агентом високого тиску і паром або парорідиною сумішшю низького тиску.

При застосуванні класичних РТО в холодильних установках, як правило вирішуються тільки завдання, пов'язані в першу чергу з експлуатаційною надійністю процесів в основних елементах установки.

Якщо з експлуатаційної точки зору використання РТО в деяких випадках є безспірним та обов'язковим, то з точки зору енергетичної ефективності це далеко не так. Для деяких холодильних агентів (наприклад, аміак, деякі фреони) перегрів пари на всмоктуванні істотно підвищує роботу стиснення, а отже знижує холодильний коефіцієнт циклу [1]. Для більшості холодильних агентів вплив рекуперативних процесів на холодильний коефіцієнт не є однозначним. Залежно від термодинамічних параметрів холодильного циклу і

властивостей холодильного агента, рекуперативні процеси можуть обумовлювати, як підвищення так і зниження холодильного коефіцієнта.

Як відомо, застосування РТО відноситься до холодильних установок невеликої продуктивності, робочими тілами яких є переважно фреони, в яких відсутнє допоміжне обладнання, що використовується для поділу і перегріву парів холодильного агента (відділювачі рідини, сепаратори, переохолоджувачі, проміжні посудини та ін.).

Практична реалізація рекуперативних процесів в першу чергу забезпечує додаткове переохолодження холодильного агента високого тиску за рахунок теплообміну в РТО перед адіабатичним дроселюванням, що сприяє більш ефективному заповненню випарної системи рідким холодильним агентом низького тиску, за рахунок зменшення кількості баластної пари в процесі дроселювання. При цьому підвищується питома холодопродуктивність за рахунок зниження рівня сухості пари після дроселювання.

Крім того, в більшості випадків, застосування РТО, забезпечує так званий «сухий хід» компресора в наслідок перегріву пари холодильного агента на всмоктуванні, що суттєво знижує ризик всмоктування рідинного холодильного агента в компресор.

Експлуатаційна доцільність застосування РТО знижується в холодильних машинах з герметичними і без сальниковими компресорами, в яких перегрів пари обумовлюється теплотою електродвигуна.

Як відомо, для деяких холодильних агентів застосування РТО являється недоцільним, так як перегрів пари при всмоктуванні компресором обумовлює підвищення кінцевої температури стиснення пари (температури нагнітання), що обумовлює зростання роботи циклу, а іноді лімітує надійну експлуатацію компресора і холодильної установки в цілому.

Зростання температури кінця стиснення, як відомо, може обумовлюватися підвищенням температури зовнішнього середовища і, як наслідок, температури конденсації, підвищенням перегрівом пари при всмоктуванні холодоагенту або при погіршенні технічного стану компресорного устаткування і попадання в циркуляційний контур холодоагенту повітря та інших домішок.

При цьому різко знижуються енергетичні характеристики машини і експлуатаційні характеристики мастила, що може обумовлювати аварійну зупинку. Температури кінця стиснення для більшості холодильних агентів є обмеженими, наприклад, для аміаку максимальна температура дорівнює 155°C, для фреону R410A - 90 ° C.

Особливо це має відношення до холодильних систем, що працюють в тропічних умовах, а також суднових холодильних установок, зовнішні умови експлуатації яких залежать від районів плавання.

Провідними фірмами, що продукують холодильне обладнання, пропонуються різні варіанти практичної реалізації експлуатаційної надійності та стійкості холодильних машин в екстремальних умовах роботи, що направлено в першу чергу на зниження температури нагнітання.

З розвитком компресоробудування і впровадженням у томучислі спіральних компресорів рядом фірм запропоновано унікальну можливість практичної реалізації холодильного циклу, в якому одночасно застосовується принцип рекуперативного теплообміну пари між рідиною високого тиску та паром проміжного тиску з уприскуванням її агента в компресор.

Конструктивно така схема технічно найбільш просто реалізується в спіральних компресорах.

Схема установки фірми Copeland[3] і відповідний холодильний цикл з рекуперативним теплообмінником (РТО, який іноді його називають економайзером) показані на рис. 1.1. і 1.2.

Частина холодильного агента високого тиску ΔG після конденсатора (або РТО) направляється до дросельного вентиля де відбувається дроселювання до проміжного тиску P_{01} . В РТО відбувається рекуперативний теплообмін між основним потоком рідини високого тиску G та вологою парою ΔG , що обумовлює переохолодження рідини (процес 7-6) за рахунок процесу випаровування 8-5). Пара проміжного тиску всмоктується компресором де змішується із основним потоком пари (процес 5-2) та стискується до тиску конденсації.

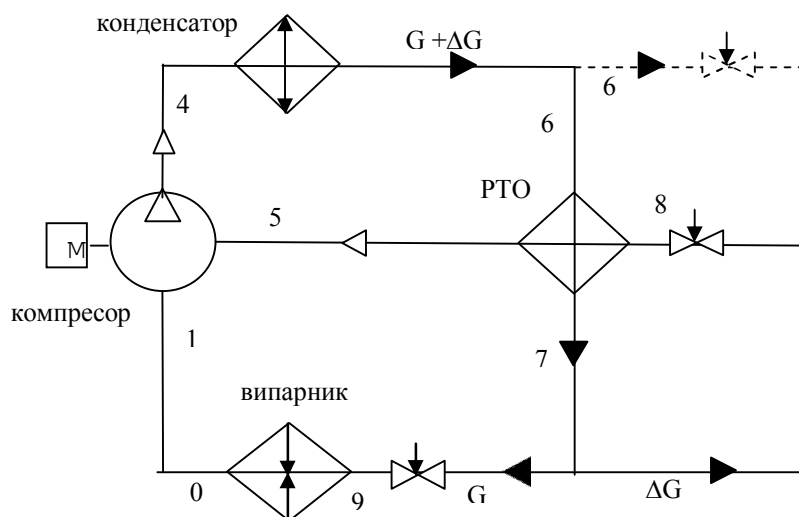


Рис. 1.1. Схема холодильної машини з РТО проміжного тиску. Пунктиром показано варіант включення РТО з подачею рідини високого тиску від конденсатора.

Таким чином умовно реалізується схема двоступеневого стиснення, що дозволяє зменшити температуру нагнітання холодильного агента. Але при цьому має місце додаткова затрата роботи в компресорі в наслідок збільшення масової витрати на ΔG . Спіральний компресор комплектується спеціальним патрубком вприскування пари, яка підключається до РТО.

Умовний цикл холодильної машини з РТО, показаний на рис.1.2. може розглядатись як цикл двохступеневого стиснення з проміжним охолодженням. Ця обставина свідчить про те, що з однієї сторони, питома робота стиснення дещо знижується по відношенню до одноступінєвого стиснення, але

при цьому робота компресору зростає за рахунок збільшення масової витрати холодильного агента.

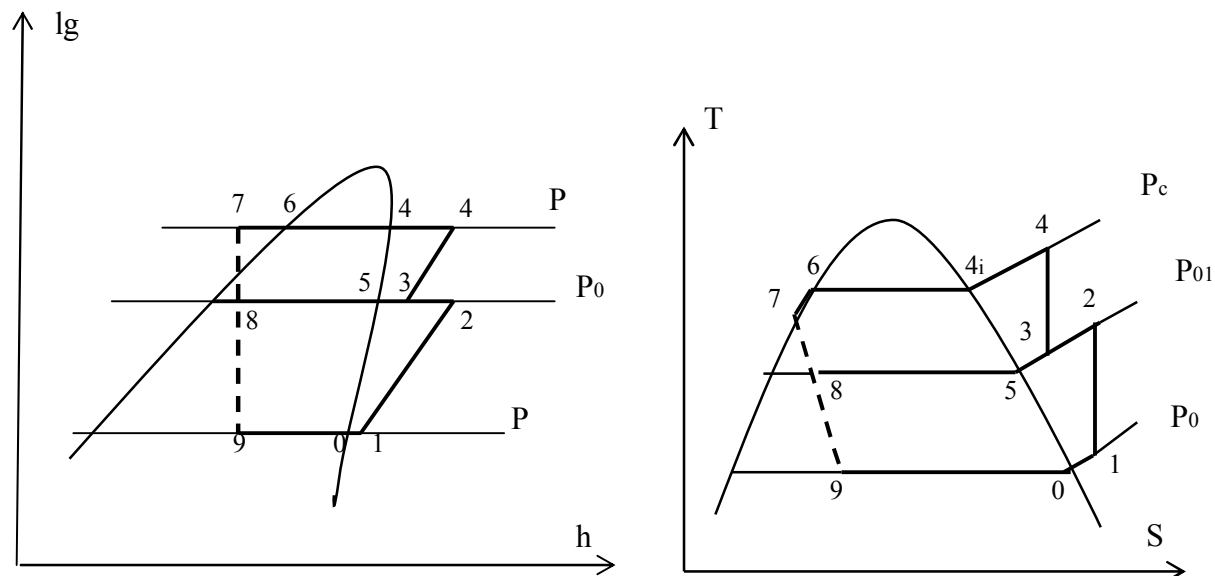


Рис.1.2. Цикл холодильної машини з РТО

При цьому забезпечується додаткове переохолодження холодоагенту перед його надходженням у випарник, що у підсумку, забезпечує приріст холодопродуктивності всієї системи і збільшує ступінь заповнення випарника рідиною; зниження температури стиснення холодильного агента (температури нагнітання).

Таким чином основними перевагами такої схеми з РТО є підвищення експлуатаційної надійності холодильної установки у тому числі при підвищених температурах конденсації та інтенсивних навантаженнях випарника.

Виробники рекомендують[3], що для оптимальної роботи РТО необхідно проводити відбір рідкого холодоагенту з основного потоку рідини після конденсатора з водяним відводом теплоти (до теплообмінника). Терморегулюючий вентиль (ТРВ) регулює кількість рідини, попередньо переохолодженою в конденсаторі, що подається в теплообмінник для пароутворення. При цьому рекомендується мінімальне переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі необхідного для стійкої роботи ТРВ, оскільки гарантує відсутність пари на вході в ТРВ, який може викликати нестабільну роботу вентиля.

Тому при реалізації циклів з повітряними конденсаторами доцільно подавати на ТРВ рідину високого тиску після РТО, що до того ж обумовлює зниження її кількості за рахунок зменшення баластного пари після дроселювання.

Аналіз холодильної машини з таким типом РТО виконувався на базі теоретичного циклу [2] з різною відносною кількістю холодильного агента проміжного циклу, при різних температурах кипіння холодильного агента та різними температурами конденсації (30°C та 40°C) для холодильних агентів

R404 А та R410 А. Такі агенти в даний час знаходять широке застосування в суднових холодильних установках як альтернативі традиційним екологічно небезпечним робочим речовинам.

Визначення параметрів в вузлових точках циклу та термодинамічний аналіз виконувався за наступними рекомендаціями:

Параметри рідини після переохолодження в РТО визначаються із рівняння його енергетичного балансу.

$$\Delta G (h_5 - h_7) = (G + \Delta G)(h_6 - h_7)$$

$$h_7 = h_6(1 + g) - g \cdot h_5$$

Параметри пари в точці 3 визначаються із рівняння енергетичного балансу при змішуванні потоків пари в точках 2 і 5.

$$\Delta G \cdot h_5 + G \cdot h_2 = (G + \Delta G) \cdot h_3$$

$$h_3 = \frac{g \cdot h_5 + h_2}{1 + g}$$

Питома холодопродуктивність циклу

$$q_o = h_o - h_7$$

Витрата холодильного агенту

$$G = \frac{Q_o}{q_o}$$

Питома робота циклу

$$l = l_1 + l_2$$

$$l = (h_2 - h_1) + (1 + g)(h_4 - h_3)$$

Коефіцієнт перетворення енергії

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l}$$

Коефіцієнт перетворювання енергії циклу Карно

$$\varepsilon_{\kappa} = \frac{T_o}{T_c - T_o}$$

Рівень термодинамічної досконалості теоретичного циклу

$$\eta_c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\kappa}}$$

Для визначення та розрахунку термодинамічних параметрів холодильних агентів у вузлових точках використовувалась програма.

Результати розрахунків теоретичних циклів з холодильним агентами R404A та R410A при температурах конденсації 40°C та різних температур кипіння приводяться на графіках, які ілюструються на рис. 1.3.-1.6. На деяких графіках показані залежності в порівнянні з традиційним одноступеневим циклом з РТО.

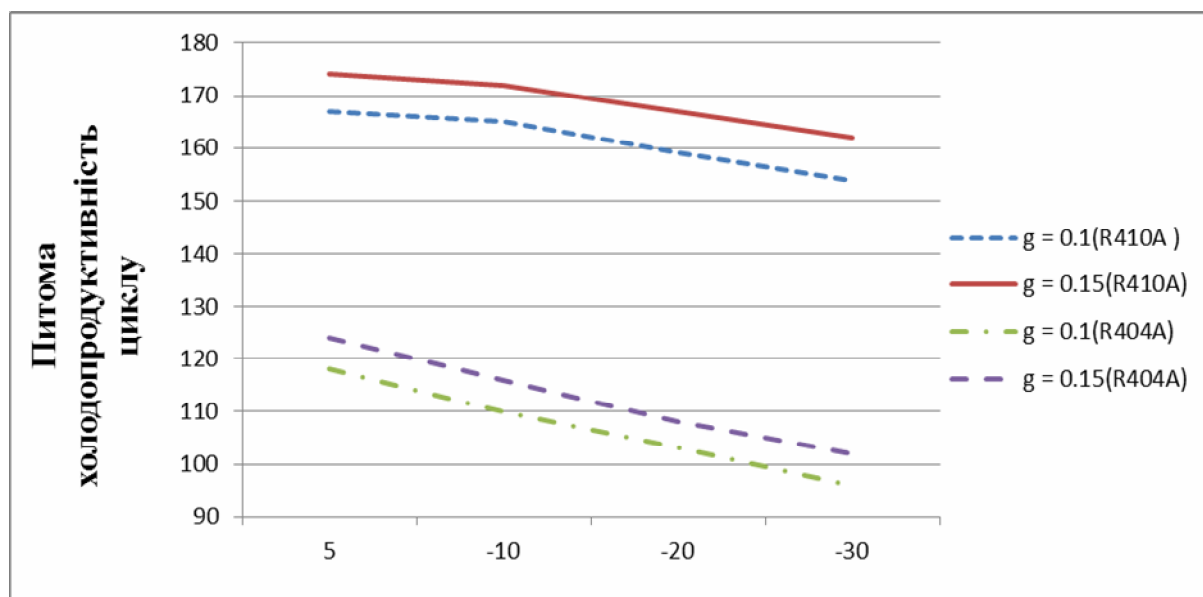


Рис.1.3. Залежність питомої холодопродуктивності від відносної кількості холодинного агента проміжного тиску

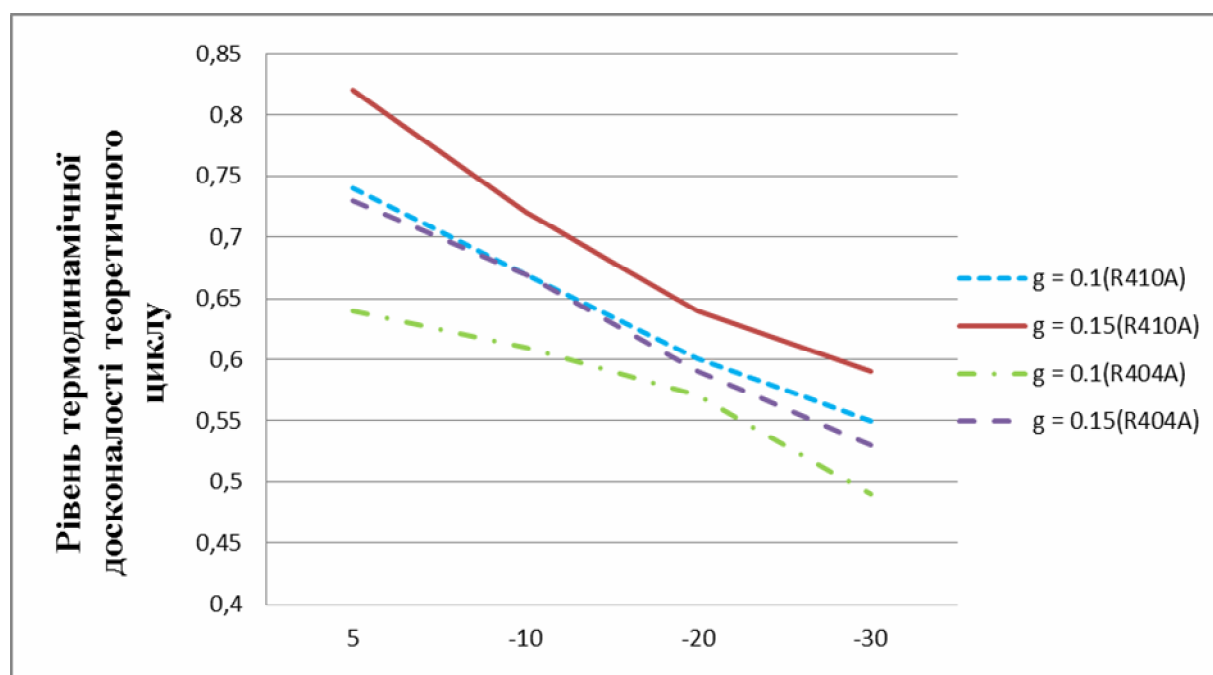


Рис.1.4. Залежність рівня термодинамічної досконалості теоретичного циклу від відносної кількості холодинного агента проміжного тиску

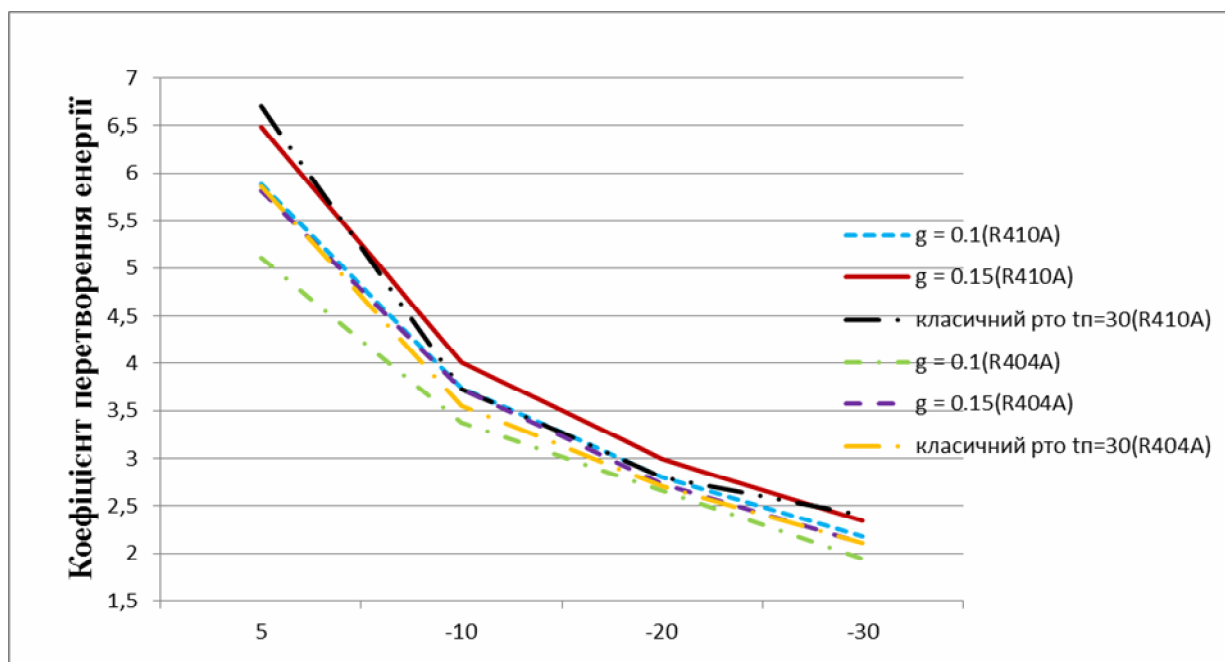


Рис.1.5. Залежність коефіцієнта перетворення енергії від відносної кількості вприскнутого холодильного агента та перегріву.

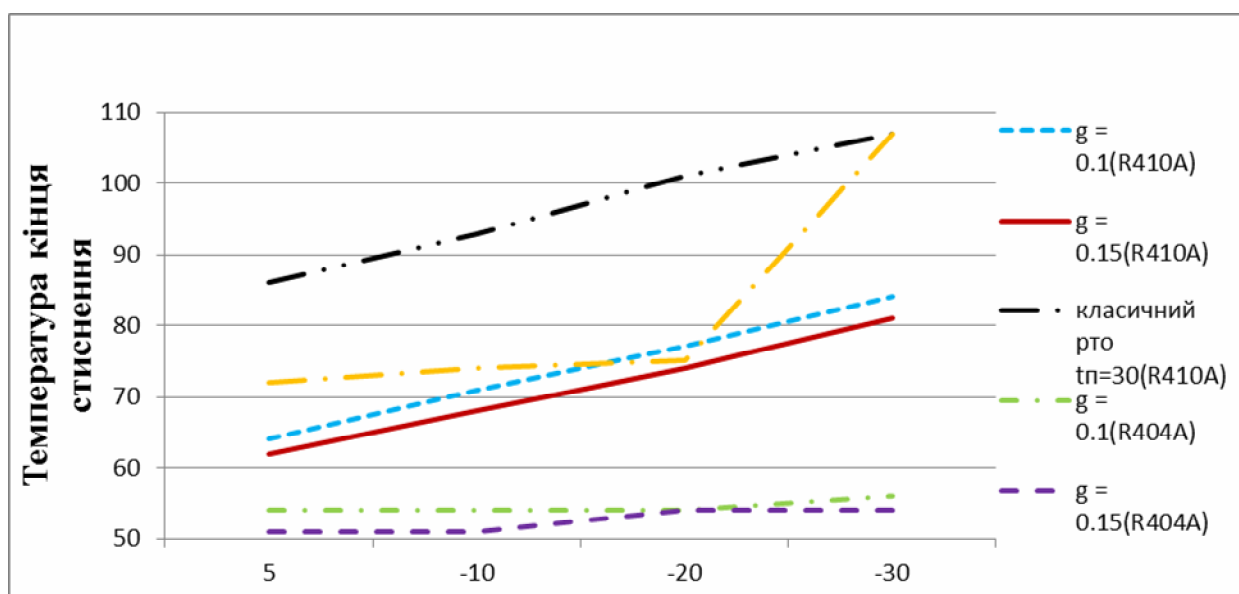


Рис.1.6. Залежність температура кінця стиснення від відносної кількості вприскнутого холодильного агента та перегріву.

При аналізі роботи такої установки необхідно визначити умови найбільш ефективної роботи з визначенням оптимального проміжного тиску, кількості рідинного холодильного агента високого тиску, який дроселюється перед РТО, та вплив цих показників на енергетичну ефективність холодильної машини (коефіцієнт перетворення енергії, як відношення холодопродуктивності до загальної роботи стиснення).

По – перше холодильний цикл, в якому одночасно застосовується принцип рекуперативного теплообміну з проміжним тиском при використанні фреону R410 А та мінусових температурах в холодильних камерах дає змогу вигравати 10-15% у холодильному коефіцієнті для холодильної машини із класичним РТО (залежно від температури перегріву після РТО). Для фреону R404А при -10°C становить 14%. Ці порівняння приведені при відносній кількості холодильного агенту проміжного циклу на рівні 15%(розрахунки виконувались при 5, 10 та 15%).

При збільшенні кількості холодильного агенту з проміжним тиском зростає холодильний коефіцієнт та зменшується температура кінця стиснення, що позитивно впливає на роботу компресора. Але при цьому робота компресору зростає за рахунок збільшення масової витрати холодильного агенту. Незважаючи на те, що уприскування пари проміжного циклу збільшує потужність, споживану компресором, ефективність циклу зростає, оскільки зростання холодопродуктивності за рахунок переохолодження перевищує зростання споживаної потужності.

Застосування РТО з парою проміжного циклу підвищує переохолодження рідини високого тиску та як наслідок зменшує рівень сухості пари холодильного агента в порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО (залежно від температури перегріву після РТО) до 25% для фреону R410 А та до 21% для фреону R404 А. При чому не залежно від температури кипіння. А це в свою чергу покращує ефективність установки в цілому за рахунок інтенсифікації процесу теплообміну в випарнику.

Суттєвою перевагою такої установки є зменшення температури нагнітання (кінця стиснення). У порівнянні з холодильними машинами із класичним РТО, така схема дає змогу зменшити температуру нагнітання до 30% для фреону R410 А та до 50% для фреону R404 А. Ці результати характерні лише для систем з температурою кипіння -30°C градусах, але і для систем з плюсовою температурою досягається зменшення температури до 30% для обох типів фреонів.

В цілому використання принципу рекуперативного теплообміну з насиченою парою проміжного тиску не лише збільшує холодильний коефіцієнт до 15%, але і обумовлює підвищення надійності компресора за рахунок зменшення температури нагнітання. Розрахунки показали, що більш ефективним з точки зору енергоефективності являється R410А в порівнянні з R404А, а підвищення практично по усіх показників циклу підвищується з ростом температури конденсації.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гемелев Ю.А., Мнацаканов Г.К. Энергетическая эффективность теоретических регенеративных циклов компрессионных холодильных машин

на современных холодильных агентах. В сб. холодильная техника и технология, вып. 60, 1999, стр. 90 -94.

2. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. / Одесса, - «Негоциант», -2006, -с.712

3. Каталог фирмы DWM COPELAND. [www. Copeland.com](http://www.Copeland.com).

УДК 629.5.061-233.2

Молчанов С.П., Худенко Г.А., рук. доц. Кардаш В.П.

Национальный университет «Одесская морская академия»

Повышение долговечности исполнительных механизмов судовых устройств

Нормативный срок службы судов колеблется от 20 до 30 лет .В течение этого времени судовые устройства (СУ) не меняют ,а осуществляют непрерывное техническое обслуживание и периодические ремонты. Продолжительность работы, периодичность и сроки ремонтных работ определяются износом наиболее нагруженных узлов трения исполнительных механизмов СУ .Перевод нагруженных узлов трения исполнительных механизмов СУ на жидкостную смазку ведет к резкому снижению трения и, как следствие, уменьшению износа, т.е. увеличению срока службы. (диаграмма Герси-Штрибека).

Выбор необходимого типоразмера подшипника качения производится по упрощенной схеме оценочных расчетов :вычисляется эквивалентная нагрузка предварительно выбранного типа подшипника. Долговечность определяется исходя из контактной выносливости рабочих поверхностей подшипника. Выход из строя подшипника по причинам, не имеющим отношение к контактной усталости – расчету не поддаются .

По расчетным зависимостям находят необходимую динамическую грузоподъемность и по ней выбирают конкретный типоразмер и его габариты по каталогам .

Для повышения безопасности мореплавания наибольшее значение имеет навигационная безопасность плавания ,что нашло свое отражение в ряде международных и национальных документов (Резолюция ИМО 893(21)/37, глава v СОЛАС «Безопасность мореплавания», кодекс торгового мореплавания Украины, Конвенция ПДНВ – 78/95.)

В современном судостроении значительное количество СУ оборудуется исполнительными механизмами, в которых используются подшипники качения в качестве устройств, обеспечивающих поддержание и стабилизацию положения осей валов СУ.

Несущая способность рабочих поверхностей трущихся узлов определяется: удельным давлением на площадь контакта, минимальной толщиной масляной пленки между выступающими гребнями шероховатых поверхно-

стей трущихся деталей, вязкостью масла а также зависит от формы входных поверхностей ,образующих смазочный зазор. Нагрузка на рабочие поверхности носит динамический характер ,что приводит к уменьшению масляного слоя и ,как следствие –выходу из строя подшипниковых узлов.

Поэтому надо искать новые способы повышения нагрузочной способности узлов, в частности отдаление одной поверхности от другой ,что увеличивает толщину масляной пленки или повышение ее несущей способности .

В настоящее время один из эффективных способов для повышения износостойкости узлов трения : на поверхность деталей наносят тонкие пленки, организованные в результате химической или адгезионной связи. Присутствие в зоне трения тонкой пленки существенно изменяет протекающие в ней триботехнические процессы.

Основными механизмами воздействия тонкой пленки можно считать следующие:

- создается положительный градиент механических свойств по толщине пленки, сдвиг материала в пленке происходит с небольшим сопротивлением;
- изменяется характер смачивания и растекания смазочных материалов;
- большинство неметаллических покрытий, представляющие собой сложные неорганические соединения, являются ориентантами, упорядочивающими и создающими структуру в смазочном материале.

В работе исследовались пары трения покрытые пленками фторорганических соединений - перфторкислотой ТУ6-02-2-610-95 . Высокомолекулярное фтористое соединение ТУ6-02-2-610-95 растворяется в хладоне - 113 в концентрации от 0,005% до 0,5%. Оно имеет вязкость $\nu = 800$ сСт, плотность 1,9150 г/см³, коэффициент преломления $n = 1,3054$.

Создание пленки на предварительно обезжиренной поверхности детали происходит на рабочих поверхностях деталей узлов трения непосредственно путем окунания детали в раствор на время 3 минуты. По истечении указанного времени деталь извлекалась из раствора и сушилась в воздушной среде при комнатной температуре. Через 10 мин на рабочую поверхность наносился смазочный материал и деталь поступала на сборку узла.

Для исследования кинетики слоя покрытий на сталях, измерения толщины осажденной на стальной поверхности, производилась эллипсометрическим методом.

Для исследования процессов хемосорбции перфторкислоты на стальных поверхностях были приготовлены образцы из стали ШХ-15 в виде дисков с диаметром 10 мм рабочая поверхность которых доводилась до состояния «оптически» полированной поверхности. Образцы одновременно погружались в перфторкислоту. Далее с интервалом 30 с образцы извлекались из раствора и после сушки на воздухе толщина пленки измерялась на эллипсометрической установке. Результаты этих измерений приведены на рис. 1. Как следует из рисунка после выдержки в растворе в течении 180 с толщина пленки стабилизируется и составляет $h = 15 \pm 2$ нм.

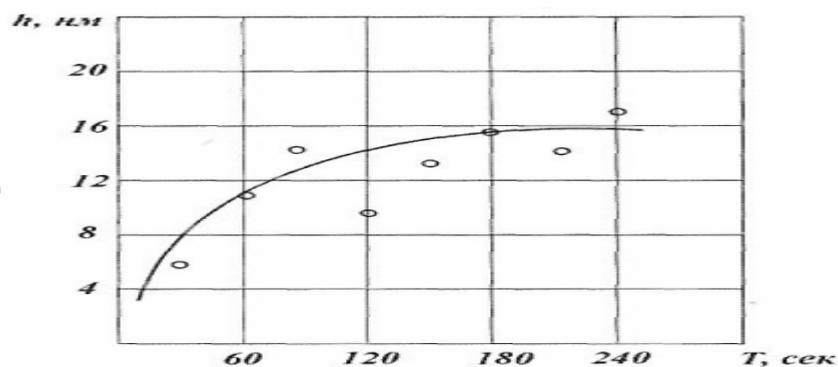


Рис. 1. Зависимость толщины пленки от времени выдержки в растворе

На следующем этапе исследовалось изменение энергетических характеристик поверхности после нанесения покрытия путем измерения работы выхода электрона из металла.

Выходу электрона из металла препятствуют силы взаимодействия с кристаллической решеткой, т.е. на поверхности металла имеется поверхностный молекулярный барьер. Покинуть металл могут лишь те электроны, которые имеют энергию, достаточную чтобы преодолеть эти силы. Эта энергия и названа работой выхода электрона из металла.

Величина работы выхода электрона является одной из фундаментальных характеристик физико-химических свойств металлов. Эту величину широко используют при изучении явлений адсорбции и десорбции.

В процессе опытов установлено, что величина контактной разности потенциалов несколько изменялась и ее среднее значение составляло на чистых образцах $32 \pm 4 \text{ mV}$ и на образцах с покрытием $30 \pm 4 \text{ mV}$.

Измерение контактной разности потенциалов указывает на то, что величина энергии кристаллической решетки поверхностных слоев стали, покрытой слоем фторорганики, убывает.

Для определения энергетических характеристик поверхности металлов производилось измерение краевого угла смачивания. Методом краевого угла смачивания поверхностная энергия материала определяется по измерениям растекания капли масла с известной поверхностной энергией. Схема измерительной ячейки приведена на рис. 2.

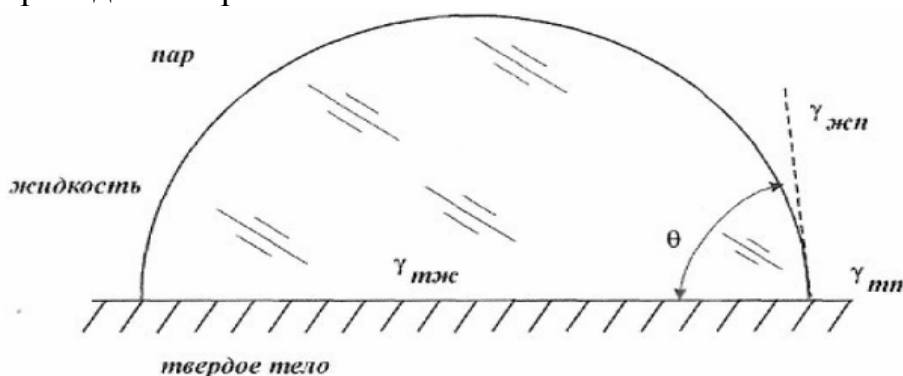


Рис.2.Схема измерительной ячейки для измерения краевого угла смачивания

Измерительная ячейка с нанесенной на ее поверхность каплей строго дозированного объема помещалась между точечным источником света и экраном. На экране производились измерения характеристик капли, ее высота и диаметр смачиваемой поверхности. На основании этих измерений производился расчет краевого угла смачивания в предположении, что капля имеет форму правильной сферы. Это допущение справедливо при нанесении капель очень малого объема, когда силы гравитации значительно меньше сил поверхностного натяжения.

В табл. 1. приведены результаты расчета поверхностной энергии в среде воздуха при комнатной температуре и нормальном давлении для обезжиренной поверхности и поверхности покрытой слоем пленки перфторкислоты толщиной 15 нм.

Таблица 1. Влияние пленочного покрытия перфторкислоты на поверхностную энергию стали ШХ-15

Поверхность стали	Высота капли, мм	Диаметр капли, мм	Краевой угол, град	Поверхностная энергия, Дж/м ²
Чистая	0,06	3,48	3,704	129,246
Покрываая слоем пленки толщиной 15 нм	1,14	2,29	89,873	64,684

Как следует из табл. 1., пленка перфторкислоты снимает поверхностную энергию стали ШХ-15. Выполненные исследования указывают на то, что исследуемое покрытие является эффективным барьерным покрытием, которое препятствует вытеканию смазочных материалов из зоны трения, выполненной из стальных деталей, покрытых перфторкислотой(рис.3). Эти выводы также отображены в работе [1] .

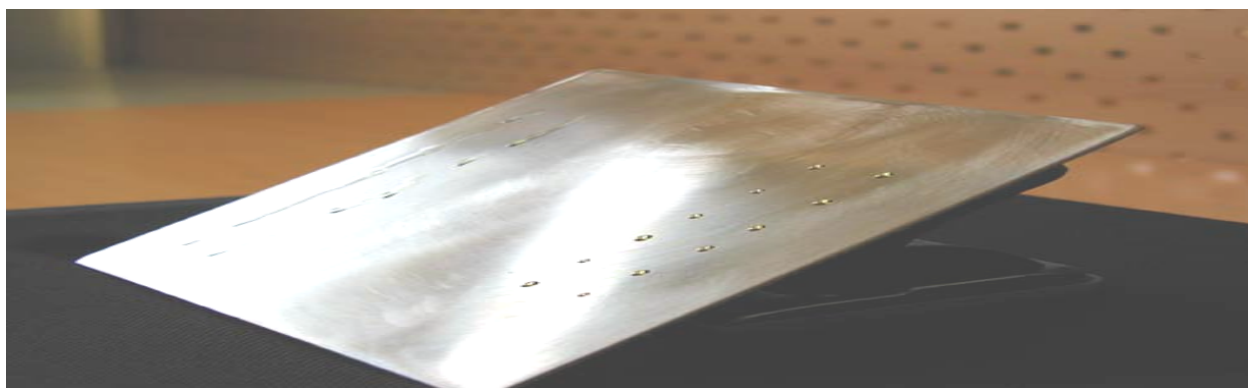


Рис.3. На эпиламированной поверхности капли масла удерживаются, на неэпиламированной – стекают

В связи с этим необходимо исследовать вопрос влияния на граничный смазочный слой покрытия металла тонким слоем перфторкислоты. Наличие поверхностного слоя жидкости определенной толщины обеспечивают меж-

молекулярные силы. Обычно толщина поверхностного слоя жидкости составляет несколько молекул.

Чем больше межмолекулярные силы, тем на меньшее расстояние молекула может диффундировать с поверхности, тем меньше толщина поверхностного слоя.

Внутренняя граница слоя соответствует началу изменения структуры жидкости в объеме. Стремление поверхности уменьшить свою энергию обуславливает и стремление к снижению поверхностного натяжения. Твердые тела, как правило, уменьшают свою поверхностную энергию за счет этой составляющей благодаря адсорбции других веществ.

К этому способны и жидкости, на поверхности которых, благодаря стремлению уменьшить поверхностную энергию, происходит, кроме того, определенное ориентирование молекул.

Ориентированность молекул особенно характерна для веществ, имеющих несимметричные молекулы. Находясь на поверхности они ориентируются таким образом чтобы в сторону, например газовой фазы была обращена та часть молекулы, которая обеспечивает меньшее поверхностное натяжение. Для обеспечения линейной поверхностной энергии молекулы находятся на поверхности, а функциональная группа внутри фазы. Ориентирование поверхностных молекул, безусловно, снижает энтропийную составляющую внутренней энергии поверхностного слоя, так как обеспечивает определенную упорядоченность молекул на поверхности. Таким образом, структура поверхностного слоя формируется в результате самопроизвольного уменьшения поверхностной энергии.

Такое состояние вещества принято считать жидкокристаллическим. Жидкие кристаллы существуют в двух различных состояниях: нематическом и смектическом, зависящих, определенным образом, от распределения атомных групп в молекулах. В нематическом состоянии силы притяжения распределены равномерно по всей длине молекулы. В смектической фазе проявляются заметные центры притяжения.

Только среди органических соединений известны вещества, образующие жидкокристаллическое состояние. Четкого представления о молекулах, способных образовать жидкие кристаллы, пока не имеется. Однако, некоторые общие вопросы относительно их морфологии, типах связей между молекулами и способности веществ находится в состоянии мезофазы хорошо изучены.

В результате выполненного анализа выдвинута гипотеза о жидкокристаллическом состоянии граничных смазочных слоев жидкости, которая подвергалась нами экспериментальной проверке путем исследования оптической и диэлектрической анизотропии граничных смазочных слоев [5].

Ориентационная упорядоченность молекул граничного смазочного слоя приводит к анизотропии их физических, в том числе оптических свойств. В частности, такие упорядоченные фазы обладают оптической анизотропией, знак которой определяется типом ориентационной упорядоченности молекул, а величина зависит от степени ориентационной упорядоченности среды.

Создание гомеотропной структуры пристенного слоя смазочного материала позволяет снизить интенсивность изнашивания до $I_h=10^{-12}$, что увеличивает долговечность подшипниковых узлов в три раза, обеспечивает гидрофобные свойства, а также снижает эксплуатационные затраты на обслуживание и ремонт СУ [6].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Сидоров Е.А. //По материалам с сайта www.cnczone.ru.
2. Ханмамедов С.А., Заблоцкий Ю.В., Поповский Ю.М. Связь ориентационной упорядоченности в пристенных слоях со «смазочной способностью»// Вопросы физики формообразования и фазовых превращений. Калинин : КГУ, 1989. С. 49-57.
3. Ханмамедов С.А., Алтоиз Б.А., Пыжов Е.В., Народицкая Т.В. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые машины и механизмы : научн.-техн. сб. Одесса: ОНМА, 2003 №8 С.45-49.
4. Поповский Ю.М., Ханмамедов С.А., Сагин С.В. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовая энергетика : научн.- техн. сб. Одесса : ОГМА, 1994, №3. С.26-27.
5. Дерягин Б.В., Поповский Ю.М. Жидкокристаллическое состояние граничных слоев некоторых полярных жидкостей // Коллоид журн. 1982. Т. 44. №5. С. 863-870.
6. Кардаш В.П., Ханмамедов С.А. Повышение эффективности эксплуатации судовых устройств // Судовые энергетические установки : научн.- техн. сб. Одесса : ОНМА, 2007. Вып. 18. С.70-77.

УДК 629.5.061-233.2

Ковальчук Е.О., рук. доц. Мальчевский В.П.,
Национальный университет «Одесская морская академия»

Усовершенствование системы охлаждения судовых дизелей

Необходимость усовершенствования систем охлаждения судовых энергетических установок объясняется увеличением тепловых нагрузок в деталях цилиндропоршневой группы. В качестве возможных причин рассматривается как форсирование двигателя, так и повышение требований к ресурсам и экологии, которые предъявляются комплексам судовых энергетических установок.

Одними из возможных путей реализации улучшения систем охлаждения могут быть:

- Улучшение автоматики системы охлаждения (управление параметрами и наддува);

- Высокотемпературное охлаждение;
- Регулирование свойств охлаждающей жидкости.

Исходя из многочисленных исследований и полученных результатов, можно сделать вывод, что вышеперечисленные варианты улучшения системы охлаждения судовых двигателей позволяют сделать их работу более экономичной и надежной. К тому же, такая модернизация способна уменьшить пагубное влияние комплекса СЭУ на окружающую среду.

Можно утверждать, что сегодня одними из ключевых факторов, которые влияют на пути развития судовых энергетических установок, есть уменьшение количества потребляемого топлива, повышение степени надежности механизмов и соблюдение требований/нормативов Международной Морской Организации (ИМО).

Для того чтобы повысить экономичность работы судовой энергетической установки необходимо снизить удельный эффективный расход топлива. В случае с главными и вспомогательными двигателями это может быть осуществлено путем повышения давления наддува и среднего эффективного давления рабочего цикла. Данные действия приводят к тому, что повышается тепловая и механическая нагрузка в деталях и узлах двигателя.

Если же говорить об обеспечении надежности работы двигателей, то оно осуществимо при том условии, что будут соблюдены безопасные температурные уровни деталей ЦПГ (цилиндропоршневой группы). Сильное влияние на рабочий цикл оказывают температурное состояние деталей ЦПГ двигателя, что отражается как на индикаторных, так и на эффективных показателях его работы, в том числе и на экономичности. За состояние этих деталей отвечает надлежащее функционирование системы охлаждения.

Неотъемлемой частью программы форсирования судовых двигателей считается необходимость модернизации системы охлаждения. Задачей этих систем является обеспечение оптимального и стабильного температурного состояния деталей и узлов СЭУ. Под оптимальным температурным уровнем подразумевается тот, при котором свойства прочности материалов, из которых изготовлены детали, могут быть сохранены. Что касается моторных масел, то их смазывающая и несущая способности должны оставаться на высоком уровне. Оптимальный температурный уровень характеризуется минимальными потерями теплоты через систему охлаждения.

В большинстве современных судовых дизелей используется система охлаждения жидкостью. Такая система обеспечивает необходимые качества и интенсивность теплоотвода, с ее помощью можно провести регулирование теплового состояния двигателя. В ходе испытаний было установлено, что путем снижения тепловых потерь (речь идет о переходе на высокотемпературное охлаждение) можно добиться улучшения эффективных показателей работы двигателя.

Перспективным направлением для исследования и улучшения систем охлаждения является высокотемпературное охлаждение. В таких системах

применяется охлаждающая жидкость с температурой более 100 градусов Цельсия. Если обратиться к результатам исследований, которые рассматривали влияние такой системы на показатели рабочего цикла дизеля, можно увидеть следующее: за счет увеличения механического КПД незначительно снижается индикаторный КПД, при этом эффективный КПД повышается. К тому же, наблюдается перераспределение тепловых потоков, а именно: потери с отработавшими газами становятся больше, а вот часть потерь с охлаждающей жидкостью уменьшается.

Внедрение ВТО становится возможным благодаря повышению давления внутреннего контура системы охлаждения. В таком случае, исследователи предлагают поддерживать заданное постоянное давление с помощью воздействия на охлаждающую жидкость сжатого воздуха.

При переходе на высокотемпературное охлаждение наблюдается следующее:

- Повышается температура стенок камеры сгорания и сокращается период задержки воспламенения. Благодаря этому условия, в которых происходит рабочий цикл дизеля, становятся более благоприятными. Наблюдается улучшение индикаторных показателей во время эксплуатации на частичной нагрузке;

- Уменьшается вязкость масла на цилиндровом зеркале. Как следствие, повышается механический КПД двигателя (это касается всего диапазона нагрузки);

- Тепловой баланс подвергается некоторому перераспределению. Это связано с ростом доли теплоты, которая превращается в механическую работу, и с величиной потерь теплоты с отработавшими газами. Одновременно с этим уменьшается относительный отвод теплоты в охлаждающую жидкость. Благодаря чему энергия в системах газотурбинного наддува может быть утилизирована более рационально. К тому же, это позволяет теплообменным аппаратам систем смазки и охлаждения двигателя стать более компактными;

- Температурные поля деталей цилиндропоршневой группы стабилизируются. Хотя их средняя температура и повышается, но наблюдается уменьшение термического напряжения в деталях и узлах.

До этого были перечислены положительные стороны перехода на ВТО, но, как не обходится и без «подводных камней». Например, при использовании высокотемпературного охлаждения ужесточатся условия эксплуатации (это касается повышенных требований к качеству регулирования теплового состояния дизеля). Это связано с тем, что отклонения от предписанного режима охлаждения сразу становится причиной перегрева двигателя.

Во время эксплуатации жидкостных систем охлаждения, компоненты системы подвергаются воздействию кавитации и коррозии, что приводит не только к разрушению элементов, но и к образованию слоя отложений на поверхности. Данные процессы лишь усиливаются во время форсирования двигателей и с возрастанием нагрузок (тепловые, механические). Дабы в бу-

дущем избежать таких пагубных последствий и улучшить режим охлаждения, стоит уделить больше внимания изучению и совершенствованию охлаждающих жидкостей, их эксплуатационных свойств. Кроме того, необходимо следить и обеспечивать их надлежащее качество во время работы.

Исследования в области совершенствования работы жидкостных систем охлаждения двигателей взаимосвязаны и со следующими задачами:

- 1) С определением наиболее существенных параметров охлаждения, которые существенно влияют на работу двигателя (его эффективность и надежность);
- 2) Различным скоростным и нагрузочным режимам двигателя должны быть обоснованно определены параметры охлаждения;
- 3) Улучшение работы системы авторегулирования теплового состояния дизеля (параметры систем охлаждения и наддува);
- 4) Для обеспечения автоматического контроля и регулирования параметров охлаждения и наддува следует разработать специальные устройства.

Работу жидкостных систем охлаждения обычно описывают с помощью двух наборов параметров: 1) режимные, 2) водно-химические.

К группе первых принадлежат следующие параметры:

$T_{ож}$ – температура охлаждающей жидкости; ΔT – перепад температур в контуре охлаждения; $q_{охл}$ – определяет плотность теплового потока; $Q_{охл}$ – количество теплоты, которое отводится через СО.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Денисов В. П. Управление системой охлаждения двигателей внутреннего сгорания на основе нечеткого логического вывода / В. П. Денисов, И. И. Матяш, О. О. Мироничева // Вестник СибАДИ. — 2012. — Т. 3. — № 25. — С. 11–17.
2. Жуков В. А. Перспективы высокотемпературного охлаждения транспортных ДВС / В. А. Жуков // Автомобильная промышленность. — 2011. — № 5. — С. 7–10.
3. Разуваев А. В. Повышение эффективности энергетических установок / А. В. Разуваев, Е. А. Соколова, Е. А. Разуваева // Вестник Саратовского гос. техн. ун-та. — 2010. — Т. 3. — № 1. — С. 150–159.
4. Дорохов П. А. Теоретическое исследование теплопереноса и распределения теплоты в судовом двигателе внутреннего сгорания / П. А. Дорохов, А. Ф. Дорохов // Вестник Астраханского гос. техн. ун-та. Серия: Морская техника и технология. — 2011. — № 1. — С. 101–104.
5. Конкс Г. А. Мировое судовое двигателестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. — М.: Машиностроение, 2005.

Матеріали
науково-технічної конференції молодих вчених
"Суднова енергетика: технічні засоби та автоматизація",
21.12.2016

Підписано до друку 16.03.2012. Формат 60×84/16.
Обл.-вид. арк. 9,85. Тираж 100. Зам. № И14-12-29.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свідоцтво ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одеса, вул. Дідрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua