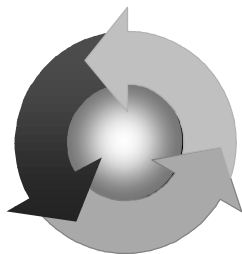


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 34

Одесса
2014

ББК 39.46
С 197
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 34. – Одесса: ОНМА, 2014. –197 с.

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

Для научных работников и специалистов.

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

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

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

e-mail: zhuravlov.y@ya.ru

Компьютерная вёрстка Журавлев Ю.И.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол №4 от 27.11.14.

© Одесская национальная морская академия, 2014

Содержание

<i>Кардашев Д.Л., Артеменко О.С.</i> Радіальна вібрація компресійних поршне- вих кілець судових малооборотних дизелів	5
<i>Донской В. Г., Ивановский В.Г.</i> Критерии оптимизации объемов централи- зованного контроля судовых энергетических установок	11
<i>Журавлев Ю.И.</i> Прогнозирование износа сопряжений «вал-втулка»	19
<i>Ходарина К.В.</i> Системы обитаемости как фактор экологической безопас- ности речных и морских судов	25
<i>Князь И.А.</i> Влияние выпадающих осадков на радиолокационное обнаружение морских объектов судовыми некогерентными двухканаль- ными РЛС.....	32
<i>Никольский В.В., Очеретяный Ю.А., Танасийчук М.И.</i> Мониторинг судовой холодильной техники с использованием программируемых логических контроллеров (ПЛК)	41
<i>Бойко П.А.</i> Система планирования и управления безопасностью СПГ танкера	53
<i>Голиков В.В., Костенко П.А., Демченко Н.М.</i> Особенности торможения судна с винто-рулевыми колонками в битых льдах неарктического моря ..	60
<i>Бондарь С.А.</i> Характеристика и последствия неравномерности нагрузки по цилиндрам при изменении системы технического обслуживания двигателя.....	65
<i>Заблоцкий Ю.В., Сагин С.В.</i> Исследование эксплуатационных характеристик судовых среднеоборотных дизелей при их работе на различных топливах	80
<i>Печенюк А.В.</i> О повышении эффективности пропульсивного комплекса путем совершенствования формы носовой оконечности судна	87
<i>Лысый А. А.</i> Зависимость ледовых проводок от факторов внешней среды.	98
<i>Половинка Э.М., Мартынов С.В.</i> Процесс впрыскивания ГСВТ на режимах автономного использования аккумуляторного блока	103
<i>Богач В.М., Шебанов А.Н.</i> Исследование процесса маслоподачи двухрядной системой "Puls" без аккумулялирования давления масла	113
<i>Шебанов А.Н.</i> Методика оценки погрешностей результатов измерений показателей работы системы смазывания судового дизеля	121
<i>Солодовников В.Г.</i> Применение двухступенчатой обработки топлива для улучшения рабочих Параметров и эксплуатационных характеристик судового дизеля	130
<i>Гарагуля Б.А.</i> Повышение эффективности эксплуатации мощных судовых паровых турбин	138
<i>Кирис В.А.</i> Тенденции повышения энергоэффективности транспорта	145
<i>Касилов Ю.И., Коштаков В.Д.</i> Источники загрязнения морской среды при добычи железомарганцевых конкреций.....	155
<i>О.А Лепський О. А., О.А. Онищенко.</i> Підвищення енергетичної ефективності судових холодильних установок	160

<i>Ольшамовский В.С., Колиев И.Д., Гоголь Н.И.</i> Пути снижения энергопотребления холодильным оборудованием.....	170
<i>Апчел В.Н., Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.</i> Повышение долговечности головок поршней судовых дизелей путем упрочнения плазменной наплавкой при ремонте.....	175
<i>Шевченко О.И.</i> Целебные свойства омагниченной воды	183
Рефераты	188
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки»	196

УДК 621.822-242.3.001.573:004.43

Кардашев Д.Л., Артеменко О.С.
ОНМА

РАДІАЛЬНА ВІБРАЦІЯ КОМПРЕСІЙНИХ ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ

Постановка проблеми. Практика та досвід експлуатації суднових дизелів, показує, що надійність суднових дизелів в значній мірі залежить від швидкості зношування верхніх компресійних поршневих кілець (ПК). Ресурс верхніх поршневих кілець значно нижче за довговічність інших деталей циліндропоршневої групи (ЦПГ), тому що в процесі роботи вони випробовують значні механічні та теплові навантаження.

Одним, з мало вивчених явищ, що виникають в процесі експлуатації дизелів є вібрація поршневих кілець, яка приводить до поломок ПК і супроводжується задирками і підвищеним зносом циліндрової втулки (ЦВ), проривом газів в простір картера двигуна, пониженням потужності двигуна і збільшенням витрат палива і масла. Таким чином, дослідження вібраційного стану ПК є актуальним як для судноплавних компаній, так і дизелебудівних і судноремонтних підприємств.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основи теорії поршневого кільця надані в роботі Б.Я. Гінцбурга [1]. Серед закордонних дослідників можна також відмітити К. Енгліша, П. Дайкса, М. Евейса. Питанням усунення вібраційного руйнування ПК присвячені експериментальні дослідження світових суднобудівних фірм. Нашу увагу привернули роботи [2,3], оскільки в них частково розглядаються радіальні вібрації ПК тільки для середньооберткових двигунів [2] та повздовжній рух поршневого кільця в поршневій канавці (кепі) [3].

Невирішені частини проблеми. Малооберткові двигуни з частотою обертання колінчатого вала до 120 об/хв (≈ 2 Гц) мають значний діаметр поршня від 35 до 108 см, тому власні частоти коливань поршневих кілець можуть попадати в робочій діапазон. Не вирішеними залишаються умови збудження та демпфірування вимушених коливань ПК.

Метою дослідження є оцінка власних частот вільних радіальних коливань компресійних кілець, врахування збуджуючих сил та умов демпфірування вимушених коливань ПК для малооберткових дизелів.


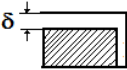



Основні результати дослідження. Як відомо, основне призначення компресійних кілець - забезпечення ущільнення між камерою згорання і картером. При зносі поршневого кільця зростає прорив газів в картер, що зменшує потужність двигуна, збільшує димність відпрацьованих газів, збільшує можливість корозії поверхонь, що контактують з вихлопними газами, погіршує пускові властивості двигуна. Верхнє компресійне кільце під час роботи дизеля випробовує напругу стискування від тиску відпрацьованих газів, напругу вигину, вібраційні навантаження і тертя об втулку циліндра і поршневу канавку.

Власні частоти. Задача знаходження власних частот виникає при розгляді рухів поршневого кільця поблизу вібруючої поверхні циліндрової втулки розділених шаром мастила. Власні частоти коливань циліндрової втулки дуже високі. Але при вібрації корпусу двигуна ці коливання передаються без зміни через рідину (модуль об'ємної пружності складає порядку 1300 -1700 МПа) і впливають на рух поршневого кільця. При збіганні власних частот кільця та примушуючої сили з боку циліндрової втулки можливе виникнення резонансних явищ.

Результати розрахунку власних частот трьох перших форм радіальних коливань поршневих кілець для найбільш поширених двигунів фірми MAN B&W для поршнів різного діаметру наведені в таблиці 1. Поперечний переріз вважався прямокутним розміри якого наведені в другому стовпчику (в дужках-мінімальна допустима радіальна ширина кільця). В третьому стовпчику наведені мінімальний та максимальний допустимий вертикальні зазори між поверхнею ПК та верхньою поверхнею поршневої канавки.

Можна бачити, що частоти першої форми коливань для кілець діаметром 70,90 та 98 см попадають в область подвійної робочої частоти малообертового двигуна (приблизно 4 Гц). Тому потрібне додаткове дослідження на предмет можливості виникнення резонансу. Частоти вищих форм коливань лежать за межами робочого діапазону двигуна.

Таблиця 1. Результати розрахунку власних частот трьох перших форм радіальних коливань поршневого кільця.

Діаметр поршня D, см	Розміри поперечного перерізу ПК bхh, мм	Допустимий вертикальний зазор δ , мм	Резонансна частота, Гц	Резонансна частота, Гц	Резонансна частота, Гц
					
35	12,5(10,0)х9,5	0,3-0,5	8,0	22,7	43,6
50	17,2(14,2)х12,4	0,36-0,87	5,4	15,3	29,4
60	20,2(17,0)х14	0,4-0,6	4,4	12,5	23,9
70	23,3(20,3)х15,9	0,42-0,92	3,7	10,6	20,3
90	28(24)х19,4	0,47-0,97	2,7	7,7	14,8
98	30,5(26)х22,8	0,6-1,0	2,5	7,1	13,6

Модель коливальної системи. Взагалі, будь яка коливальна система на яку діють збурюючі зовнішні сили, зокрема тіла, яке здійснює коливальні рухи складається із пружних та дисипативних елементів (не завжди лінійних). На рисунку 1 показана фізична модель та її схематичний аналог. В моделі не враховувалась кінетика протікання газу в закільцевому просторі.

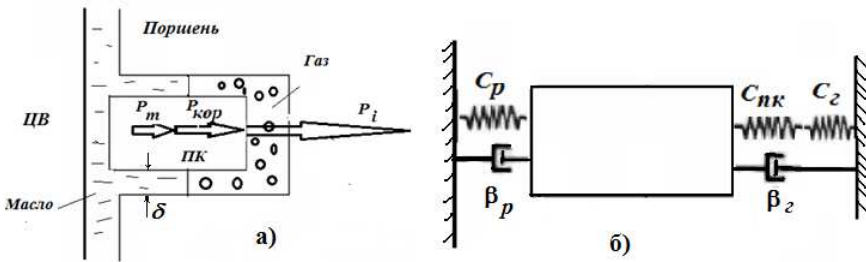


Рис. 1. Модель коливальної системи: а) фізична, б) схематична.

Пружні елементи. В якості пружних елементів можна виділити: шар масла, який розділяє поверхні ЦВ та ПК, об'єм відпрацьованих газів, які проникають в закільцевий простір за рахунок "лабіринтового ефекту", та пружність поршневого кільця. Пружність рідини наба-

гато перевищує пружності газу та ПК. При визначенні жорсткості "газової" пружини ми вважали що процес її стиснення був ізотермічним. Жорсткості поршневого кільця та "газової" пружини можна вважати з'єднаними послідовно.

Дисипативні елементи. Зокрема пружності масло та газ володіють дисипативними властивостями, але коефіцієнт демпфірування рідини набагато перевищує коефіцієнт згасання газу. Тому останнім можна нехтувати. Коефіцієнт демпфірування рідини розраховувалася за законом Пуазейля для ламінарного проникнення масла між верхньою та нижньою поверхнями поршневого кільця та відповідними поверхнями поршневої канавки.

Змушуючі сили. Для крейцкопфних двигунів нормальна складова сил тиску газів та інерції діє на підшипник крейцкопфного механізму та передається на паралелі. Тому силами які збуджують вимушені коливання ПК є: сила тяжіння, яка залежить від кута нахилу корпусу дизеля; сила інерції Коріоліса, яка залежить від кутової швидкості розгойдування дизеля та сила інерції, яка залежить від кутового прискорення корпусу дизеля при його розгойдуванні. Ці сили залежать від частоти (та подвійної частоти) обертання колінчастого валу двигуна. Амплітуди цих сил невеликі (приблизно дорівнюють силі пружності ПК) та залежать від положення поршня відносно циліндрової втулки.

На рисунку 2 наведені результати розрахунку коефіцієнтів динамічності системи для поршневого кільця діаметром 90 см в залежності від величини вертикального зазору δ між поверхнею ПК та верхньою поверхнею поршневої канавки. Мінімальний зазор для нового кільця дорівнює 0,47 мм, а максимально допустимий 0,97 мм (табл.1).

З цього рисунка можна бачити, що величина цього зазору є керуючим параметром. При великих значеннях якого імовірність виникнення резонансних радіальних коливань ПК значно збільшується. Іншим параметром є радіальна ширина поршневого кільця. При його зменшенні, внаслідок зношення, зменшується пружність поршневого кільця, та внаслідок цього зменшується і частота його власних радіальних коливань.

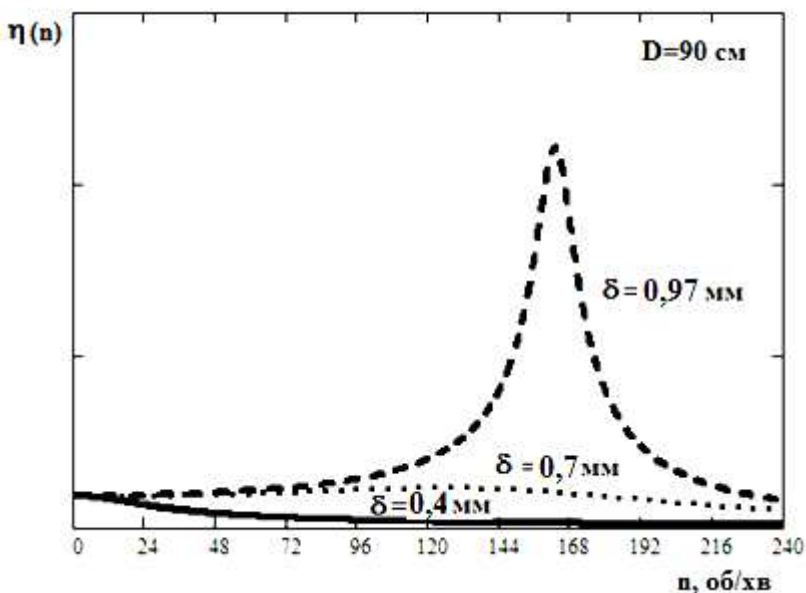


Рис. 2. Коефіцієнт динамічності радіальних коливань ПК.

Висновки. Аналізуючи вищевикладене, можна зробити наступні висновки:

- При збільшенні вертикального зазору між горизонтальними поверхнями ПК та поршневої канавки імовірність виникнення резонансних радіальних коливань збільшується;
- Зменшення радіальної ширини ПК зменшує частоту власних радіальних коливань яка може попасти в діапазон максимальної тривалої потужності двигуна;
- При огляді стану ПК треба звертати увагу на допустимі значення вищенаведених параметрів.

Питання виникнення вібрацій поршневих кілець потребують подальшого розгляду з більш детальним врахуванням діючих факторів, що допоможе в пошуках шляхів збільшення їх ресурсу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. Гинцбург Б.Я. Теория поршневого кольца / Б. Я. Гинцбург. М.: Машиностроение, 1979. - 247 с.

2. Загайко С.А. Имитационное моделирование изнашивания поршневого кольца двигателя внутреннего сгорания / Вестник УГАТУ, Машиностроение, тепловые двигатели, т.11, №2(29).- С.84-89.

3. Мяконьков М.Б. Совершенствование технологии нанесения износостойких покрытий на поршневые кольца судовых дизелей с учетом вибрационного и напряженно-деформированного состояния / Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук, 05.08.05 "Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные); 05.08.04. "Технология судостроения и судоремонта, организация судостроительного производства", Санкт Петербург, 2012, Усл.-печ.л.1,16.- С.20

4. Сур'янов М.Г., Дашенко О.Ф., Білоус П.О., Оборський Г.О. Теоретичні основи динаміки машин. -Одеса: Астропринт,2008.-416 с.

УДК 629.12 – 52(07)

Донской В. Г.,
ОНМА
Ивановский В.Г.,
ОНМУ

КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ ОБЪЕМОВ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО КОНТРОЛЯ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Судовая система автоматического контроля (САК), она же и система централизованного контроля (СЦК) СЭУ, образует совместно с механиком- оператором эргатическую систему, т. е. человеко-машинную. Оператор обладает определенным порогом восприятия с точки зрения принятия правильных решений. Контролируемые параметры и величины СЭУ обладают свойствами отклоняться от допустимых значений с различной скоростью и ускорением. Для повышения вероятности безаварийной работы оператора необходимо, прежде всего, обосновать количество предоставляемой ему информации в качественном отношении, а затем решать задачу о средствах, методах и динамике ее восприятия. В рассматриваемом случае необходимо обосновать наименьший максимум (MIN MAX) контролируемых величин из центрального поста управления (ЦПУ) машинного отделения (МО). Имея определенный исходный перечень контролируемых величин (например, по результатам статических исследований действующих судов), определить их оптимальное количество для проектирования можно, задавшись системой критериев, адекватных по своим свойствам признакам контролируемых событий. Далее рассматриваются свойства каждого из возможных критериев сравнения, используемых для определения степени значимости («весомости») контролируемой величины в определенном исходном (статистическом) множестве [1,2,4,7].

1. Пропускная способность оператора (K1).

Между количеством сигналов в единицу времени и их информативностью отсутствует точное (аналитическое) соотношение. В большей мере имеет место стохастическая связь между моментом возникновения сигнала и его обработкой (квотированием) оператором.

Воспринимаемая оператором информация имеет различные характеристики, а именно: 1) статистическую; 2) прагматическую; 3) ценность; 4) значимость; 5) семантическую; 6) гносеологическую.

Важнейшими характеристиками являются прагматическая, не имеющая однозначного аналитического обобщения; семантическая, отражающая смысловое содержание и структурно-логические свойства информации;

гносеологическая, отражающая объективное и субъективное в содержании информации.

Количество правильно оцениваемых показателей (параметров) оператором ЦПУ МО в каждой ситуации может быть различным, а порог (предел) его восприятия зависит не столько от количества величин контроля, сколько от их индивидуальной информативности и придаваемой им значимости, а также от квалификации и психофизиологического состояния человека.

Из-за большой неопределенности и невозможности формализации критерий К1 не может быть принят во внимание (в расчет) при решении проблемы оптимизации объема централизованного контроля СЭУ из ЦПУ.

1.Динамическая характеристика контролируемой величины (К2).

Под критерием К2 подразумевается время безаварийного выбега j -го параметра за пределы нормированного (расчетом или эксплуатацией) поля допуска его изменений. Критерий К2 характеризует динамические свойства объекта контроля и зависит от ряда факторов, основными из которых являются: 1) аккумулирующая способность объекта контроля (постоянная времени); 2) величина динамики возмущений (от 0 до 100 %) внешних факторов, воздействующих на рабочий процесс объекта контроля; 3) безопасный (безаварийный) диапазон (поле допуска) изменения контролируемой величины на экстремальных расчетных режимах работы объекта контроля.

Критический К2 может определяться расчетным и вероятностным (статистическим) методами. Величина этого критерия тесно коррелирует с понятиями о легких, средних и тяжелых отказах. Этот критерий следует учитывать при решении проблемы оптимизации объема централизованного контроля.

3. Стоимостный критерий (К3).

Этот критерий характеризует интегральную величину экономических потерь, связанных с восстановлением отказавших элементов технической системы по J-му параметру контроля.

$$S_j = S1_j + S2_j + S3_j, \quad (1)$$

где $S1_j$ - трудозатраты на восстановление отказавших элементов, формирующих j - ый параметр контроля;

$S2_j$ - стоимость расходуемых материалов и сменно-запасных частей по группе

технических элементов, формирующих j - ый параметр контроля;

$S3_j$ - экономические потери по j - ому параметру контроля, связанные с проектом технической системы за определенный период времени восстановления.

4. Надежностный критерий (К4).

К основным показателям надежности относятся вероятность отказа устройства, относительный коэффициент отказов коэффициент готовности, наработка на отказ. Наиболее удобным для использования является относительный коэффициент отказов, определяемый по статистическим данным за 2,5...3 года работы СЭУ, что соответствует примерно 15000...20000 часам ходового времени.

Надежностный критерий по j-ой контролируемой величине определяется выражением:

$$Q_j = \sum_{i=1}^f ni, \quad (2)$$

где ni - число отказов i - го элемента технической системы за определенный промежуток времени, формирующего j-ю величину контроля;

f - число элементов технической системы, формирующих j-ю величину контроля.

Значимость («вес») j-ой контролируемой величины определяется выражением:

$$\lambda_j = \frac{Q_j}{n}, \quad (3)$$

где n - общее число отказов всех элементов технической системы,

формирующих рассматриваемое исходное множество величин контроля, за одинаковый промежуток времени.

Сбор статистической информации следует проводить после стабилизации физических износов, т.е. спустя 1...2 года после ввода судна в эксплуатацию. Этим исключаются случайные отказы в период приработки механизмов и систем. Период установившихся износов составляет около 85...90 % от амортизационного срока эксплуатации судна.

5. Информационный критерий (K5)

Этот вид критерия характеризует качество и ценность информации. Он основан на применении энтропии дискретных распределений значений показателей системы. Он удовлетворяет требованию всеобщности и универсальности.

Обобщенная система контроля по j -ому параметру состоит из следующих основных компонентов: контролируемый объект, физический датчик, канал связи, преобразовательно- усилительное устройство, контрольный прибор, пост управления, контур управления (связь между постом управления и объектом).

Величина энтропии (степени неопределенности в причине аварийного выбега j -го параметра за пределы поля допуска) представляет собой сумму энтропий технического состояния элементов системы. Информационный критерий учитывающий статистический аспект информации по j -ой величине контроля определяется [6]:

$$I_c = \sum_{i=1}^m H_{ij} \cdot \lambda_{oi} = \sum_{i=1}^m \left[P_i \log_2 P_i + (1 - P_i) \log_2 (1 - P_i) \right] \lambda_{oi}, \quad (4)$$

где H_{ij} - энтропия, обусловленная внезапным отказом i -го элемента технической системы формирующего j -ю величину контроля;

λ_{oi} - обобщенная значимость («весомость») i -го элемента в технической системе;

P_i - вероятность внезапного отказа i -го элемента технической системы, формирующего j -ю величину контроля.

Критерий I_c (4) содержит статистическую характеристику информации (H_{ji}) и прагматическую (λ_{oi}), характеризующую ценность (значимость) статистической характеристики.

В качестве λ_{oi} используется соотношение :

$$\lambda_{oi} = (\lambda_{\phi} + \lambda_s + \lambda_q) i \left[\sum_{i=1}^m (\lambda_{\phi} + \lambda_s + \lambda_q) i \right]^{-1}, \quad (5)$$

$$\text{или} \quad \lambda_{oi} = \lambda_{\phi i} \cdot \lambda_{si} \cdot \lambda_{qi}, \quad (6)$$

где $\lambda_{\phi i}$ - функциональная значимость i -го элемента в технической системе ;

λ_{si} - тоже стоимостная (по экономическим затратам на постройку и восстановительный ремонт);

λ_{qi} - надежность значимость i -го элемента технической системы.

Семантический (эвристический) информационный критерий, отражающий смысловое содержание и структурно-логические свойства (понятия, их взаимосвязь и т.п.) определяется по выражению [3]

$$I_s = \sum_{f=1}^k \lambda_f \log \left\{ \theta \right\}_i^f, \quad (7)$$

где K - число условных уровней признаков, обуславливающих появление сложного события - «выбег» j -ой контролируемой величины за установленные поля (уставки) допусков;

f - уровень графа-дерева связанных событий ;

$\left\{ \theta \right\}_i^f$ - число признаков θ в условном подмножестве f -го уровня, к которому относится признак i -го события;

λ_f - значимость f -го уровня событий (элементов в технической системе, признаков, свойств и т. п.).

Метрологический критерий определяет количество информации, которое можно получить по j -ой величине контроля в результате измерения [2]:

$$\text{Im} = \log_2 \frac{V_{mi}}{U_j}, \quad (8)$$

где V_{mi} - максимальное допустимое значение j -ой величины ;
 U_j - поле допуска j -ой величины.

Чем меньше поле допуска, тем значимее контролируемая величина. Априорный информационный критерий определяется выражением:

$$I_{an}(K_5) = I_c + I_э + I_m, \quad (9)$$

Критерий (9) уменьшается с ростом надежности технических средств.

6. Скорость изменения контролируемой величины (Кб).

Аварийный «выбег» контролируемой величины за пределы поля допуска может произойти в переходном или даже в установившемся режиме. В качестве информационного критерия может быть принята скорость (ускорение) изменения контролируемой величины:

$$V_{jkr} = \frac{a_j}{\tau_j} ; V'_{jkr} \geq \frac{a_j}{\tau_j^2}, \quad (10)$$

где V_{jkr} - критическая скорость изменения параметра ;
 V'_{jkr} - критическое ускорение, при условии $V_{jkr} = \text{Var}$;
 a_j - поле допуска j -ой величины контроля ;
 τ_j - минимальное время «выбега» j -ой величины за пределы поля допуска.

Критерий Кб можно использовать как датчик АПС. Критерии К2 и Кб можно использовать как равноценные в функциональном отношении.

Контролируемая величина, у которой эти критерии стремятся к минимуму, является наиболее значимой.

Если «весомость» контролируемой величины определяется по ряду критериев сравнения, то обобщенная значимость соответствует выражению:

$$\lambda_{oj} = \sum_{i=1}^F \lambda_{ji} W_i, \quad (11)$$

где λ_{oj} - обобщенная (комплексная, средневзвешенная) значимость j -ой величины контроля;

λ_{jj} - «весомость» j -ой величины контроля, определенная по i -ому критерию сравнения;

$$W_i - \text{весомость } i\text{-го критерия сравнения } \left(\sum_{i=1}^F W_i = 1 \right);$$

F - количество критериев сравнения, принятых для комплексной оценки.

Удельные «весомости» критериев сравнения (W_i) могут быть получены из выражения [1]:

$$W_i = \frac{2(n-i+1)}{n(n+1)}, \quad (12)$$

где n - количество гипотез (критериев); в рассматриваемом варианте

$$n = 4 \text{ (K2, K3, K4, K5);}$$

i - номер гипотезы (критерия) в порядке убывания эвристической значимости (K4-первый; K3-второй; K5-третий; K2-четвертый).

Обобщенная значимость контролируемой величины с учетом выражения (12) может быть записана :

$$\lambda_{oj} = 0,1 \lambda_{jk2} + 0,3 \lambda_{jk3} + 0,4 \lambda_{jk4} + 0,2 \lambda_{jk5}, \quad (13)$$

где λ_{jk2} , λ_{jk3} , λ_{jk4} , λ_{jk5} - весомости j -ой контролируемой величины по критериям сравнения K2, K3, K4, K5.

Определив λ_{oj} , следует ее сопоставить с величиной, у которой $\lambda_{oj} \text{ max}$, после чего решают вопрос о сфере контроля :

$\lambda_{oj} = (0,1 \dots 1,0)$ $\lambda_{oj} \text{ max}$ - контроль из ЦПУ, а также каютная сигнализация ;

$\lambda_{oj} = (0,01 \dots 0,1)$ $\lambda_{oj} \text{ max}$ - контроль с местных постов управления ;

$\lambda_{oj} < 0,01$ $\lambda_{oj} \text{ max}$ — эпизодический контроль в МО переносными приборами, наладочные работы или контроль не требуется.

Описанная методика опробирована на дизелях Брянского завода 5(9) ДКРН 74/160, установленных на теплоходах отечественной постройки. Методика позволяет в значительной степени формализовать процесс проектирования систем контроля СЭУ. Получаемые результаты удовлетворяют требованиям Морского Регистра для судов автоматизированных на класс А1 и А2.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абесгауз Г.Г. и др. Справочник по вероятностным расчетам. Изд. второе, доп. и перераб. М. Военное издательство. 1970 - 536 с.
2. Бешелев С.Д., Гурвич Ф.Г. Математико -статистические методы экспертных оценок. М., Статистика, 1974.- 152 с.
3. Бриллюэн Л. Наука и теория информации. М., Госиздательство физико-математической литературы, - 392 с.
4. Вентцель Е.С. Исследование операций. М., Советское радио, 1972.- 551 с.
5. Гуд Г.Х., Макол Р.Э. Системотехника. Введение в проектирование больших систем. М., Советское радио. 1962.-383 с.
6. Левин М.И. Определение состава контролируемых параметров ДВС на основании информационного критерия.- Судостроение, 1969, №1, с.48- 51.
7. Методика применения экспертных методов для оценки качества продукции. Изд-во стандартов. М., 1973.- 55 с.

УДК 681.085.1

Журавлев Ю.И.
ОНМА

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА СОПРЯЖЕНИЙ «ВАЛ-ВТУЛКА»

Описанный способ относится к методам диагностики узлов трения, в частности подшипников скольжения, на прогнозирование износа их в процессе эксплуатации в условиях запыленной среды и может широко применяться в узлах средств транспорта. Технический результат - снижение износа, повышение эффективности, работоспособности, прочности, надежности сопряжения вал-втулка, повышение достоверности прогнозирования износа подшипников скольжения. Для достижения данного результата в способе дополнительно определяют износ втулки с учетом динамического нагружения и процентного содержания абразивных частиц в пыли расчетным путем.

Известен способ [1] определения износа подшипников скольжения, по которому определяют оценку среднего ресурса \bar{T} , НДГ $T_{0,9}$ при доверительной вероятности q , равной 0.9, точечную оценку среднего срока службы \bar{T}_T согласно зависимостям

$$\bar{T} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i; T_{0,9} = \bar{T} - I_q \cdot \frac{\sigma_T}{\sqrt{N}}; \bar{T}_T = \frac{[U] - \bar{\mu}_1}{\bar{\mu}_2}$$

Причем

$$\sigma_T^2 = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (t_i - \bar{T})^2; \bar{\mu}_1 = \frac{\sum \mu_1}{N_3}; \bar{\mu}_2 = \frac{\mu_{2o} - \bar{\mu}_1}{T}; \mu_{2o} = \frac{\sum \mu_1}{N_3},$$

где N - количество наработок;

t_i - наработка, сутки;

I_q - квантиль нормального распределения, определяемый согласно табличным данным;

σ_T - отклонение;

U - предельно допустимая величина износа, мм;

$\bar{\mu}_1$ - зазор в начальный момент времени, мм;

$\bar{\mu}_2$ - износ в сутки, мм/ сутки;

N_3 - количество замеров;

μ_{20} - зазор через определенный промежуток времени, мм;

T - время работы узла, час;

Недостатком известного способа является учет только статической нагрузки, прикладываемой к узлам механизмов машин, без учета быстро меняющейся во времени динамической нагрузки при наличии ускорений в рассматриваемых узлах механизмов. Оценка выполняется без учета процентного состава пыли, соотношения абразивных частиц различной твердости. В результате, полученные средняя наработка узла и износ за 1 час работы значительно отличаются от промышленных данных.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому эффекту к описываемому способу является способ определения износа подшипников скольжения, по которому расчет износа вала I_1 и втулки I_2 подшипникового узла выполняют согласно зависимостям

$$I_1 = \frac{72 \cdot 10^{-7} \cdot h_1^2 \cdot \left(R - \frac{1}{3} \cdot h_1 \right)}{a \cdot n_{p1} \cdot l} n_a \cdot \omega \cdot T; \quad I_2 = \frac{0,3 \cdot (S_{\max} - d_{cp} + h_1 + h_2) \cdot \varphi}{\pi \cdot n_{p2} \cdot (S_{\max} - S_{\min}) \cdot l} \cdot \left[R^2 \arccos \left(\frac{R - h_2}{R} \right) - (R - h_2) \cdot \sqrt{R^2 - (R - h_2)^2} \right] \cdot n_a \cdot \omega \cdot T,$$

Причем

$$h_{1,2} = \frac{N_a}{\pi R C \sigma_T}; \quad R = \frac{d_{cp}}{2}; \quad \alpha = \left(\frac{3 \cdot N_a \cdot R \cdot (1 - \mu^2)}{4 \cdot E} \right)^{\frac{1}{3}}; \quad n_{p1, p2} = \left(\frac{\sigma_b}{K \cdot \tau} \right)^t;$$

$$n_a = \frac{\varepsilon_{cp} \cdot Q_n \cdot \gamma_M \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot l \cdot 10^{11}}{3 \cdot \pi \cdot d_{cp}^3 \cdot \gamma_a \cdot \omega \cdot \tau_1}; \quad S_{\max} = 2(r_2 - r_1) \cdot 10^{-3}$$

$$d_{ap} = \sqrt{d_{\max} \cdot d_{\min}}; \quad S_{\min} = 2\delta + R_{a1} + R_{a2}; \quad N_a = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot h_i \cdot p_u; \quad \tau = f \cdot \frac{4}{3 \cdot \pi \cdot \theta} \cdot \sqrt{\frac{h_1}{\sqrt{R}}},$$

где h_1, h_2 - глубины внедрения абразивной частицы в поверхность соответственно вала и втулки, мкм;

R - радиус среднего размера абразивной частицы, мкм;

a - радиус пятна контакта в направлении скольжения, мкм;

n_{p1}, n_{p2} - число циклов, приводящих к разрушению соответственно вала и втулки;

l - длина подшипника, мм;

n_a - число одновременно находящихся абразивных частиц в зазоре;

ω - частота вращения вала, c^{-1} ;

S_{\max} , S_{\min} - соответственно максимальный и минимальный размеры частиц в зазоре, мкм;

d_{cp} - средний размер абразивной частицы, мкм;

φ - угол, ограниченный участком износа, рад;

N_a - сила, действующая на единичную абразивную частицу, МПа;

C - коэффициент формы абразивной частицы, учитывающий повышение несущей способности контакта вследствие дополнительных напряжений в перпендикулярных направлениях;

σ_T - предел текучести материала, МПа;

μ - коэффициент трения;

E - постоянная, равная $2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²;

σ_b - прочность пальца, МПа;

K - постоянная, равная по У.А.Икрамову 1.73;

τ - удельная сила трения, МПа;

t - показатель степени, равный по У.А. Икрамову 1,1-1,3;

ε_{cp} - средняя концентрация абразивных частиц в зазоре, %;

Q_n - расход смазки, м³/ч;

γ_m - плотность смазки, г/см³;

k_1 , k_2 - коэффициенты;

γ_a - плотность частиц, г/см³;

r_1 , r_2 - радиусы соответственно вала и втулки, мм;

δ - толщина слоя смазки, мкм;

R_{a1} , R_{a2} - среднее значение высот микронеровностей, мкм;

h_i - глубина внедрения абразивной частицы, мкм;

p_c - твердость абразивной частицы, МПа;

f - коэффициент трения;

ϑ - упругая постоянная материала [2].

Недостатком известного способа является учет только статической нагрузки, прикладываемой к узлам механизмов машин, без учета быстро меняющейся во времени динамической нагрузки и наличия ускорений в рассматриваемых узлах механизмов, принятием ряда допущений о недеформируемости абразивной частицы повышенной твердости при фактически изменяющихся условиях влияния абразивных частиц различной твердости на сопрягаемые поверхности узлов механизмов машин оценка выполняется без учета процентного состава пыли, соотношения абразивных частиц различной твердости.

В результате, полученные средняя наработка узла и износ за 1 час работы также значительно отличаются от промышленных данных.

Технический результат исследования заключается в снижении износа, повышении эффективности, работоспособности, прочности, надежности сопряжения вал-втулка, повышении достоверности прогнозирования износа подшипников скольжения за счет учета при расчете и моделирования процессов прогнозирования износа подшипников скольжения быстро меняющейся во времени динамической нагрузки и наличия ускорений в рассматриваемых узлах механизмов в зависимости от материала вала, втулки, режима работы, содержания абразивной пыли, структуры, твердости абразивных частиц и процентного соотношения видов абразивных частиц различной твердости.

Технический результат предлагаемого исследования достигается тем, что в способе определения износа подшипника скольжения, включающем определение износа втулки И2 за один час работы, дополнительно определяют износ втулки $I_2^{\text{ДМН}}$ с учетом динамического нагружения и процентного содержания абразивных частиц в пыли согласно зависимости

$$I_2^{\text{ДМН}} = \frac{0,3 \cdot (S_{\text{max}}^{\text{ДМН}} - d_{\text{cp}} + h_1^{\text{ДМН}} + h_2^{\text{ДМН}}) \varphi}{\pi \cdot n_{p2} \cdot (S_{\text{max}}^{\text{ДМН}} - S_{\text{min}}) \cdot l} \cdot \left[R \arccos \left(\frac{R - h_2^{\text{ДМН}}}{R} \right) - (R - h_2^{\text{ДМН}}) \cdot \sqrt{R^2 - (R - h_2^{\text{ДМН}})^2} \right] \cdot n_a \cdot \omega \cdot T \cdot K^{0,9 \cdot K_D}$$

причем

$$S_{\text{max}}^{\text{ДМН}} = S_{\text{max}} + f_D; d_{\text{cp}} = \sqrt{d_{\text{max}} \cdot d_{\text{min}}}; h_{1,2}^{\text{ДМН}} = \frac{P_D}{\pi \cdot R \cdot C \cdot \sigma_T}; S_{\text{min}} = 2\delta + R_{a1} + R_{a2};$$

$$n_a = \frac{\varepsilon_{\text{cp}} \cdot Q_n \cdot \gamma_M \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot l \cdot 10^{11}}{3 \cdot \pi \cdot d_{\text{cp}}^3 \cdot \gamma_a \cdot \omega}; K_D = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{\text{cm}}}}; S_{\text{max}} = 2 \cdot (r_2 - r_1) \cdot 10^{-3};$$

$$f_D = K_D \cdot f_{\text{cm}}; P_D = K_D \cdot P_{\text{cm}}; f_{\text{cm}} = \frac{Q \cdot l^3}{48E \cdot j}; j = \frac{\pi \cdot D^4}{64},$$

где $S_{\max}^{\text{дин}}$ - максимальный размер абразивных частиц с учетом динамического прогиба f_d мкм;

$d_{\text{ср}}$ - средний размер абразивной частицы, мкм;

$h_1^{\text{дин}}, h_2^{\text{дин}}$ - глубина внедрения абразивной частицы в поверхность соответственно вала и втулки с учетом динамической нагрузки, мкм;

φ - величина угла, ограниченного участком износа, рад;

n_{p2} - число циклов, приводящих к разрушению втулки;

S_{\max}, S_{\min} - соответственно максимальный и минимальный размер частиц в зазоре, мкм;

l - длина подшипника, мм;

R - радиус среднего размера абразивной частицы, мкм;

n_a - число одновременно находящихся абразивных частиц в зазоре;

ω - частота вращения вала, с^{-1} .

T - время работы узла, час;

K - установленный опытным путем эмпирический поправочный коэффициент, величину которого выбирают в зависимости от процентного соотношения абразивных частиц в пыли;

K_d - динамический коэффициент;

f_d - величина динамического прогиба, мкм;

P_d - величина динамической нагрузки, МПа;

C - коэффициент формы абразивной частицы, учитывающий повышение несущей способности контакта вследствие дополнительных напряжений в перпендикулярных направлениях;

σ_T - предел текучести материала, МПа;

δ - толщина слоя смазки, мкм;

R_{a1}, R_{a2} - среднее значение высот микронеровностей, мкм;

$\varepsilon_{\text{ср}}$ - средняя концентрация абразивных частиц в зазоре, %;

Q_n - расход смазки, $\text{м}^3/\text{ч}$;

γ_m - плотность смазки, $\text{г}/\text{см}^3$;

k_1, k_2 - коэффициенты;

γ_a - плотность частиц, $\text{г}/\text{см}^3$;

r_1, r_2 - радиусы соответственно вала и втулки, мм;

h - расстояние динамического удара, мм;

$f_{\text{ст}}$ - величина статического прогиба, мм;

$P_{\text{см}}$ - статистическая нагрузка, нагруженная к узлу, принимаемая из условий эксплуатации, МПа;

- Q - объем смазки в системе, м³;
E - постоянная, равная $2,1 \cdot 10^5$, Н/мм;
j - осевой момент инерции;
Д - диаметр рабочего вала, мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ю.В.Жиркин. Надежность, эксплуатация и контакт деталей машин. - М.: Машиностроение: МГТУ, 2002, 330 с.
2. У.А.Икрамов. Расчетные методы оценки абразивного износа. - М.: Машиностроение, 1987, 288 с.
3. Burok S. Przyczyny pekania walow korbowych silnikow spalinowych // Motoryzacja. – 1982. – Т. 37, № 2. – Р. 51–55.
3. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 140 с.
4. Гоц А.Н., Куделя И.Н., Некрасов С.И. Прогнозирование долговечности коленчатых валов ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 3. – С. 23–25.
5. Гоц А.Н. Метод расчета коленчатого вала по данным усталостных испытаний // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Доклады XII научно-техническа конференция с международно участие. – Варна: Изд-во ТУ, 2006. – Т. 13. – С. 223–227.
6. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с..

УДК 629.12.011:551.58

Ходарина К.В.,
АМИ ОНМА

СИСТЕМЫ ОБИТАЕМОСТИ КАК ФАКТОР ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ РЕЧНЫХ И МОРСКИХ СУДОВ

Современные речные и морские суда являются местом работы и постоянного пребывания членов экипажей, что обуславливает необходимость обеспечения в судовых помещениях комфортных условий обитаемости, которые регулируются с помощью систем кондиционирования и водоснабжения. Причинами обострения проблем питьевого водоснабжения и обеспечения чистым воздухом являются качественные и количественные изменения состояния воздушного и водного бассейна в связи с их интенсивным антропогенным загрязнением.

Вопросы повышения санитарной надежности систем кондиционирования воздуха, водоснабжения и систем экологической безопасности судов при проектировании остаются весьма актуальными, несмотря на большой объем выполненных работ в этой области исследований. Дальнейшее решение этой проблемы сдерживается отсутствием комплексных исследований в области совершенствования систем обитаемости и экологической безопасности на судах речного и морского флота.

Анализ литературы, посвященной вопросам совершенствования технологий воздухоподготовки, а также очистки воды, показал, что рациональное решение проблемы повышения санитарной надежности при проектировании санитарных и экологических систем возможно при использовании новых современных технологий, таких как совместное действие с сорбцией на активированных углях, каталитическое окисление и др [1], а для обработки газов в комфортной системе кондиционирования воздуха (СКВ) — использование контактных аппаратов вместо поверхностных в составе кондиционера.

В СКВ на судах в большинстве случаев используются поверхностные теплообменные аппараты, что делает их громоздкими и энергоемкими. Потребление электроэнергии СКВ доходит до уровня 25% от мощности судовой электростанции [2]. Поэтому необходима замена неэффективных теплообменников на более современные конструкции, к которым относятся контактные теплообменные аппараты.

Действительно, поверхностные аппараты ввиду наличия промежуточной стенки между взаимодействующими средами имеют сравнительно высокие термические сопротивления при переходе тепла от одной среды к другой. Разность температур воздуха и охлаждающей среды на выходе из этих аппаратов, характеризующая глубину охлаждения воздуха, лежит в пределах 7...8 °С, что ограничивает возможность использования водопроводной или забортной воды для охлаждения воздуха. Контактные аппараты имеют термическое сопротивление на порядок ниже, чем у поверхностных, в связи с чем разность температур воздуха и воды на выходе из контактных аппаратов значительно меньше (1...3 °С) и даже при определенных условиях происходит не только выравнивание этих температур, но и уменьшение температуры воздуха по сравнению с температурой воды. Поэтому становится возможной работа установки кондиционирования без энергоемкой холодильной машины более длительный период времени (апрель, май - вторая половина августа, сентябрь), то есть весь переходный период между холодным и теплым сезонами года. Схема одной из СКВ с контактным аппаратом изображена на рис. 1.

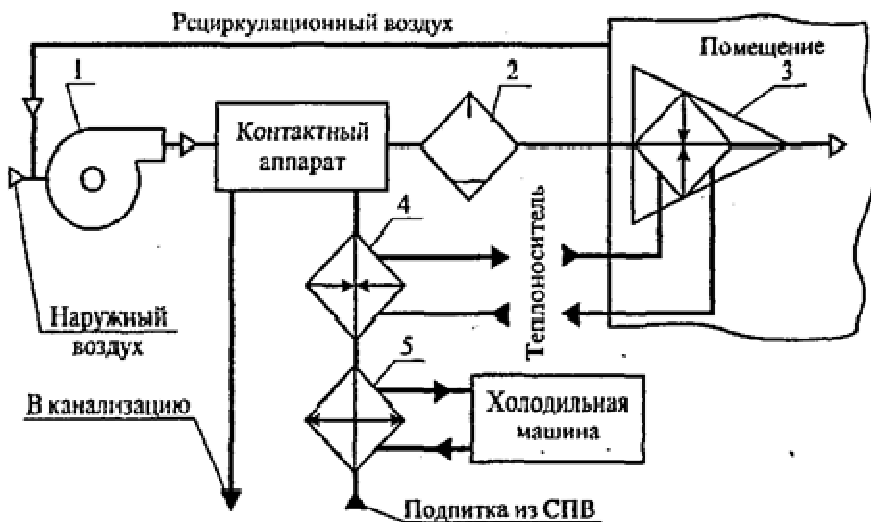


Рис. 1. Принципиальная блок-схема одноканальной СКВ с контактным аппаратом:

1-вентилятор, 2-каплеотбойник, 3-воздухораспределитель доводочный, 4-нагреватель, 5-охладитель.

Вторым преимуществом использования контактных аппаратов вместо поверхностных является возможность отказа от каких-либо фильтров, тем более последние способствуют деионизации воздуха по легким ионам, что отрицательно сказывается на климатических условиях обслуживаемого помещения. К важному преимуществу контактных аппаратов относится также обеспечение условий стерилизации воздуха с помощью остаточных дезинфектантов в воде [3].

Таким образом, при замене поверхностных аппаратов на контактные создаются условия для перехода комфортного кондиционирования воздуха на более высокую ступень развития, когда наряду с основными параметрами комфорта дополнительно могут обеспечиваться факторы улучшения: ионизация, стерилизация, дезодорация и др.

Контактные теплообменники позволяют осуществить комплексную обработку воздуха в одном аппарате, что способствует уменьшению массогабаритных характеристик СКВ в целом.

К сожалению, широкому внедрению на судах высокоэффективных контактных аппаратов препятствует один существенный недостаток: для их работы необходима вода только питьевого качества и в довольно больших объемах — до 3 кг воды на 1 кг воздуха. Использовать для этих целей воду из системы питьевой воды нецелесообразно из-за значительного энергопотребления на постоянный нагрев или охлаждение воды при тепловлажностной обработке воздуха в кондиционере.

Экономически оправданной в этом случае является система очистки и обеззараживания воды, работающая по схеме замкнутого цикла и входящая в состав СКВ. При таком техническом решении резко сокращаются расходы энергии на нагрев (охлаждение) воды до требуемой температуры и количество необходимой для обработки воздуха воды. Добавление воды из системы питьевой воды требуется только для компенсации убыли ее во время технологического процесса очистки воздуха.

Таким образом, для контактных аппаратов должна применяться циркуляционная вода с постоянной ее очисткой в отдельной системе обработки воды в СКВ.

Оценка санитарной надежности работы систем обитаемости и экологической безопасности судна показала, что она не отвечает современным требованиям в связи с применением в системах упрощенной технологии очистки воды: фильтрации и озонирования - в системах водо-

снабжения; флотации, предозонирования, фильтрации, постозонирования - в системах очистки сточных вод. При таких технологиях для обеспечения нормативного качества очищенной воды проектируется система со значительным запасом по степени очистки, то есть гарантия работы систем гигиенически обусловлена использованием избыточных концентраций бактерицидных агентов (озона) [3]. Однако неправильно выбранная доза озона может привести к образованию побочных продуктов окисления, которые плохо удаляются в процессе очистки и могут быть более токсичны, чем исходные загрязнения (повышение концентраций фенолов, броматов, формальдегидов, катонов и др.). Особенно это опасно для систем водоснабжения. Данное положение требует обязательного регулирования процесса озонирования.

После потребления на судне вода и воздух в загрязненном состоянии отводятся в окружающую среду, ухудшая ее экологическое состояние. В связи с этим необходимо обеспечить такие характеристики судна, которые бы приблизили его к экологически безопасному объекту — объекту, воздействие которого на окружающую среду не подвергает ее риску и соответствует установленным нормам и требованиям организаций, контролирующих охрану окружающей среды.

Количество сточных вод на судах находится в прямой зависимости от водопотребления. Следовательно, уменьшить воздействие судна на окружающую среду возможно за счет сокращения водопотребления или создания оборотных систем.

В первом случае необходимо обеспечить сокращение расхода воды через водоразборную арматуру потребителей и регламентации ее конструкции.

Кроме этого, уменьшить водопотребление, особенно в жаркий период года, можно путем создания искусственного благоприятного климата в жилых и служебных помещениях с помощью СКВ. Это позволит резко сократить потребление воды питьевого качества в душевых, а, значит, и уменьшить количество сточных вод.

Второй случай представляется более интересным с точки зрения внедрения его на судах. Оборотные системы могут найти применение в системах технической воды: для смыва отходов, для питательной воды котлов низкого давления, в системах охлаждения и питания судовой энергетической установки (СЭУ) и установках по очистке газов (при «мокрых» методах обработки газов). Для осуществления этой идеи необходимо очищать и обеззараживать сточные воды до определенных кондиций [4, 8].

Завершающей операцией технологии обработки сточных вод в системах очистки всегда является обеззараживание, которое позволяет до-

вести параметры очищенных стоков до требуемых нормативными документами показателей. В судовых системах очистки сточных вод до сих пор в качестве дезинфектанта используются хлор и озон, но в последнее время все чаще находят применение такие способы обеззараживания, как УФ-облучение [4] и термоокисление [5], которые могут с успехом быть внедрены на судах совместно с озонированием и этим довести параметры очищенных сточных вод до требований оборотных систем.

Учитывая высокую стоимость и значительные массу и габариты оборудования по очистке нефтесодержащих вод, предлагается их использовать после предварительной обработки в водотопливных эмульсиях котлов и инсинераторов. Данное предложение позволит не только полностью отказаться от оборудования по очистке нефтесодержащих вод, но и уменьшить количество вредных веществ в выпускных газах котлов. Снабжение крупных и средних судов инсинераторами решает проблему по уничтожению, а при выполнении определенных условий, и утилизации всех основных видов отходов.

Механизм образования различных токсичных веществ в выпускных газах СЭУ имеет принципиальные отличия, которые не позволяют снизить их количество одним каким-либо универсальным средством. На практике решение этой проблемы идет по двум направлениям - уменьшению вредности газов в процессе их образования и снижению токсичности выпускных газов.

Для неустановившихся режимов работы ДВС (для судовых дизелей это наиболее характерно) самое существенное снижение токсичных выбросов приносят следующие мероприятия: очистка газов, водотопливные эмульсии, рециркуляция отработавших газов, предварительная обработка топлива, присадки к топливу и альтернативные сорта топлива [6]. К тому же внедрение их не требует значительной модернизации самого дизеля (кроме последнего), а, значит, они могут применяться с большой эффективностью как для проектируемых, так и находящихся в эксплуатации ДВС.

Присадки к топливу влияют на процесс сгорания топлива и по характеру действия разделяются на две группы — интенсифицирующие горение и антидымные. Добавление к топливу присадок не изменяет мощностных и экономических показателей дизеля. При этом содержание сажи уменьшается на 70-90%, выброс в атмосферу канцерогенных веществ сокращается на 60-80% [7]. В настоящее время наиболее известными присадками являются «Изобарол-1», «Изобарол-2», НЗОЛ, ИХП-706 и т.п.

Однако при использовании топлив с присадками следует учитывать некоторые их особенности:

- присадки снижают стабильность свойств топлива при хранении, что приводит к уменьшению цетанового числа;
- с увеличением концентрации присадки ее относительная эффективность понижается;
- качественные присадки довольно дорогие и до сих пор не нашли широкого применения на флоте.

Применение альтернативного топлива (природный газ, конденсат и др.) потребует значительных затрат на организационные мероприятия — размещение топлива на судне, плавучие заправочные станции, проведение модернизации двигателей и т.д., то есть экономически обоснованными являются только те мероприятия, которые не затрагивают непосредственно конструкцию СЭУ.

Таким образом, на сегодняшний день наиболее целесообразными являются четыре вида мероприятий по снижению токсичности выпускных газов: очистка отработавших газов, предварительная обработка топлива, водотопливная эмульсия и рециркуляция выпускных газов. Наибольший эффект будет достигнут при комплексном одновременном внедрении этих мероприятий.

Для совершенствования санитарных и экологических систем судна предлагается использование единой современной технологии очистки воды с применением совместного действия различных окислителей и сорбцией на активированном угле, что позволит объединить их в единый комплекс. В этот комплекс могут войти и системы СЭУ, обеспечивающие снижение вредных ингредиентов выпускных газов.

Комплексный метод при проектировании судовых систем позволит производить эффективную очистку жидкостей и газов с использованием универсальных технологий обработки различных сред, имеющих резко отличающиеся исходные характеристики. Тем самым представляется возможным применять типовые узлы и оборудование с перспективой укрупнять их в единые агрегаты, что, в свою очередь, приведет к уменьшению массогабаритных характеристик и энергопотребления систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авчинников А.В. Изучение совместного действия ультрафиолетового излучения и химических дезинфектантов при обеззараживании питьевой воды / А.В. Авчинников, Ю.А. Рахманин, Е.Г. Жук. - Вода: Экология и технология. Тез. докл. Третий Международный конгресс. - М.: «СИБИ-КО Интернэшнл», 1998. - С. 223.
2. Голиков В.А. Научные основы управления микроклиматом судна / В.А. Голиков. – Одесса: Вид. ОГМА, 1999. – 321 с.
3. Мураков А.П. Повышение энергоэффективности систем вентиляции и кондиционирования воздуха методом озонирования / А.П. Мураков, Е.Н. Гребенчиков. - Промышленная энергетика, 1998. - № 6. - С. 46-47.
4. Бутин В.М. Внедрение технологии УФ-обеззараживания сточных вод / В.М. Бутин, В.И. Жуков. -- Водоснабжение и санитарная техника, 1996. - № 12. - С. 18-20.
5. Карастелев Б.Я. Комплекс технологий термического обезвреживания судовых сточных и нефтесодержащих вод: Автореф. дисс. докт. техн. наук. - Владивосток, 2000. - 38 с.
6. Гладков О.А. Создание малотоксичных дизелей речных судов / О.А. Гладков, Е.Ю. Лерман - Л.: Судостроение, 1990. - 112 с.
7. Гладков О.А. Антидымная присадка ИХП-706 — эффективное средство для сокращения выброса сажи при испытаниях дизелей / О.А. Гладков, Е.В. Бернштейн, А.А. Алиев. - Двигателестроение, 1984. - № 7. - С. 51-52.
8. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. КНД. 31.2.002.01-96. – ЮжНИИМФ, 2009. – 263 с.

УДК 551.508.85:(551.576+551.577)

Князь И.А.,
2-й помощник капитана

ВЛИЯНИЕ ВЫПАДАЮЩИХ ОСАДКОВ НА РАДИОЛОКАЦИОННОЕ ОБНАРУЖЕНИЕ МОРСКИХ ОБЪЕКТОВ СУДОВЫМИ НЕКОГЕРЕНТНЫМИ ДВУХКАНАЛЬНЫМИ РЛС

Выпадающие осадки различной интенсивности на пути судна оказывают существенное влияние на дальность обнаружения объектов судовыми некогерентными РЛС. Это влияние выражается в ослаблении радиоволн осадками по трассе распространения, а также в отражении излучаемых антенной РЛС электромагнитных волн от частиц выпадающих осадков в районе нахождения объекта. Радиолокационный контраст объекта на фоне выпадающих осадков определенной интенсивности может резко понизиться и сократится максимальная дальность его обнаружения, т.е. ухудшаются условия радиолокационного наблюдения объекта.

Для индикаторов РЛС в соответствии с [90] радиолокационный контраст отметки от объекта, находящегося в зоне выпадающих осадков, определяются из условия:

$$K_o = 1 - \frac{1}{1 + \frac{P_o}{P_\phi}}, \quad (1)$$

где P_o и P_ϕ - мощность эхо-сигналов объекта и фона соответственно.

Мощность эхо-сигнала объекта находится с помощью следующей формулы [66]

$$P_o = \frac{P_n G^2 \lambda^2 \sigma_o}{(4\pi)^3 R^4} K_{oc} C_1 = \Pi_o \frac{\sigma_o}{R^4} K_{oc} C_1, \quad (2)$$

а мощность эхо-сигнала выпадающих осадков (гидрометеорологического фона) запишется в виде:

$$P_\phi = \frac{\pi^3 P_n G^2 \theta^2 h}{512 R^2 \lambda^2} \sum_{d_i} N(d_i) d_i^6 \left| \frac{m^2 - 1}{m^2 + 2} \right|^2 K_{oc} K_3 C_1 C_2 = \Pi_\phi \frac{Z_\phi}{R^2} K_{oc} K_3 C_1 C_2, \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3) :

$P_{и}$ - излучаемая мощность, Вт;

G - коэффициент усиления антенны;

λ - длина волны, см;

θ - ширина диаграммы направленности антенны, град;

h - пространственная протяженность импульса, м;

R - расстояние до объекта и фона, км;

K_{oc} - коэффициент ослабления газами атмосферы и осадками;

K_3 - коэффициент заполнения радиолокационного объема частицами осадков;

C_1 и C_2 - размерные коэффициенты;

m - комплексный показатель преломления вещества частиц осадков (вода, лед, снег);

σ_0 - эффективная площадь рассеяния объекта;

Π_3 - энергетический потенциал РЛС.

Величина

$$\sum_{d_i} N(d_i) d_i^6 \left| \frac{m^2 - 1}{m^2 + 2} \right|^2 = Z_{\phi} \quad (4)$$

является радиолокационной отражаемостью гидрометеорологического фона, которая связана с интенсивностью I выпадающих осадков следующей зависимостью:

$$Z = A I^b, \quad (5)$$

где A и b - коэффициенты, значения которых для дождей находятся в пределах $9 \leq A \leq 2000$ и $b = 1,82$.

Тогда с учетом (4) и (5), уравнение (3) запишется в виде:

$$P_{\phi} = \Pi_3 \frac{I^{1,6}}{R^2} K_{oc} K_3 C_1 C_2 \quad (6).$$

Считая Π_3 , K_{oc} , K_3 , C_1 , C_2 - известными, подставим (2) и (6) в (1), тогда выражение для контраста объекта получим в следующем виде:

$$K_o = 1 - \frac{1}{1 + \frac{\sigma_0}{R^2 I^{1,6}}} \quad (7)$$

Анализ выражения (7) показывает, что с увеличением интенсивности выпадающих осадков, на фоне которых наблюдается объект с эффективной поверхностью рассеяния σ и уменьшением его отражающих свойств, контраст его изображения на индикаторе РЛС уменьшается. Для разных объектов, у которых различные σ , при одной и той же интенсивности выпадающих осадков на входе приемника судовой РЛС будут различные отношения $\frac{P_o}{P_\phi}$.

При известном энергетическом потенциале судовой РЛС, ЭПР объекта, интенсивности выпадающих осадков на измеренном расстоянии R , на котором находится объект радиолокационного наблюдения, минимальное отношение $\frac{P_o}{P_\phi}$, при котором еще возможно получить контраст изображения объекта на индикаторе судовой РЛС, легко вычисляется по следующему соотношению:

$$\left(\frac{P_o}{P_\phi}\right)_{\min} = \frac{\sigma_o}{R^2 I^{1,6}} \quad (8)$$

Из (8) видно, что для данного объекта и измеренной интенсивности выпадающих осадков отношение $\left(\frac{P_o}{P_\phi}\right)_{\min}$ обратно пропорционально R^2 , т.е. отношению $\left(\frac{P_o}{P_\phi}\right)_{\min}$ соответствует такое $R_{\text{пред}}$, при котором объект еще различим на фоне эхо-сигнала выпадающих осадков. При превышении объектом $R_{\text{пред}}$, он уже не будет обнаруживаться судовой РЛС, т.е.

$$\frac{P_o}{P_\phi} = \frac{\sigma_o}{R_{\text{пред}}^2 I^{1,6}}, \quad (9)$$

$R_{\text{пред}}$ назовем дальностью маскировки объекта радиолокационного наблюдения выпадающими осадками, которая находится из уравнения (9)

$$R_{\text{пред}} = \sqrt{\frac{\sigma_o}{\frac{P_o}{P_\phi} I^{1,6}}} \quad (10)$$

или с учетом энергетического потенциала РЛС, куда входит отношение $\frac{P_o}{P_\phi}$, $R_{\text{пред}}$ запишется в виде:

$$R_{\text{пред}} = \sqrt{\frac{\sigma_o}{I^{1,6}}} \cdot \Pi'_3, \quad (11)$$

$$\text{где } \Pi'_3 = \Pi_3 \frac{P_o}{P_\phi}, \text{ а } \Pi_3 = \frac{\pi^3 P_n G^2 \theta^2 h}{512 \lambda^2}.$$

Формула (11) показывает, что для определения максимальной дальности радиолокационного обнаружения объекта достаточно вычислить лишь отношение $\frac{\sigma_o}{I^{1,6}}$, т.к. все остальные величины известны.

Определим дальность маскировки объектов морского транспорта выпадающими осадками. Расчет проведем для транспорта малого тоннажа $\sigma_o = 150\text{ м}^2$, транспорта среднего тоннажа $\sigma_o = 7500\text{ м}^2$, транспорта большого тоннажа $\sigma_o = 15000\text{ м}^2$ и катера $\sigma_o = 150\text{ м}^2$, т.е. получим зависимость $R_{\text{пред}} = f(I)$. Результаты расчета представлены в табл.1.

Полученные результаты позволяют определять дальность маскировки объекта радиолокационного наблюдения осадками определенной интенсивности для судовой РЛС, работающей в сантиметровом диапазоне длин волн.

Представленная методика заключается в нахождении для наблюдаемого объекта и данных метеоусловий значения $R_{\text{пред}}$, с использованием формулы (11) с известным энергетическим потенциалом судового радиолокатора, а затем прогнозирования радиолокационной наблюдаемости объекта по его отражающим свойствам на фоне выпадающих осадков определенной интенсивности путем сравнения $R_{\text{пред}}$ с R объекта в метеообразовании, которая измеряется судовым

радиолокатором. Техническую реализацию задачи обнаружения объекта в выпадающих осадках на $R_{\text{пред}}$ по пути судна судовым радиолокатором будем осуществлять с помощью щелевой антенны круговой поляризации (рис.1).

Таблица 1 - Результаты расчетов $R_{\text{пред}}$ в зависимости от интенсивности выпадающего дождя и тоннажа транспорта

I , мм/час	$\sigma_o = 150\text{м}^2$	$\sigma_o = 150\text{м}^2$	$\sigma_o = 7500\text{м}^2$	$\sigma_o = 15000\text{м}^2$
0,25	1430,2	1751,7	12385,4	17515,9
1,25	392,9	481,3	3403,7	4813,7
2,5	226,1	276,4	1956,1	2765,9
12,5	62,0	76,1	539,6	763,3
25,0	35,7	43,7	309,7	438,0
50,0	20,7	24,9	177,7	251,5
100,0	11,8	14,5	102,0	144,3
150,0	8,5	10,4	73,8	104,3
200,0	6,8	8,3	58,7	83,2
250,0	5,6	7,0	49,1	69,6
300,0	4,9	6,0	42,5	60,2

Задача обнаружения объекта на фоне выпадающих осадков состоит в использовании поляризационной селекции, позволяющей по данным о поляризации излученной волны и эхо-сигнала выделить объект из гидрометеорологического фона. Будем исходить из того, что поляризационные характеристики объекта и помехи нам известны. Поэтому поляризацию облучающей волны выбираем из условия получения максимального эхо-сигнала объекта с учетом поляризации антенны судовой РЛС. Будем использовать в антенне судового поляриметра излучатель в виде крестообразной щели в широкой стенке прямоугольного волновода с основным типом волны TE_{01} , с продольной H_z и поперечной H_x компонентами магнитного поля.

Эти компоненты отличаются по фазе друг от друга на 90° и записываются в виде [3]:

$$H_x = H_o \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda}{2a}\right)^2 \sin^2 \frac{\pi x}{a}}, \quad (12)$$

$$H_y = -j H_0 \left(\frac{\lambda}{2a} \right) \cos \frac{\pi x}{a}, \quad (13)$$

где H_0 - постоянная величина;

λ - длина волны в свободном пространстве;

a - ширина волновода;

x - поперечная координата.

В широкой стенке прямоугольного волновода прорезаны две перпендикулярные щели резонансной длины с коническим профилем. Щели вырезаются в точке прямоугольного волновода, в которой $|H_z| = |H_x|$, а их координаты определяются соотношением

$$x = \frac{a}{\pi} \operatorname{arctg} \left[\pm \sqrt{\left(\frac{2a}{\lambda} \right)^2 - 1} \right] \quad (14)$$

Такие щели излучают электромагнитную волну круговой поляризации.

В режиме приема анализируемая в общем случае эллиптически поляризованная волна, представляемая как две волны круговой поляризации с противоположным направлением вращения векторов поля возбуждает две волны, которые распространяются в прямоугольном волноводе в разные стороны. Направления распространения волн определяются направлениями вращения, а их амплитуды и фазы – амплитудами и фазами круговых компонент анализируемой волны (рис.1).

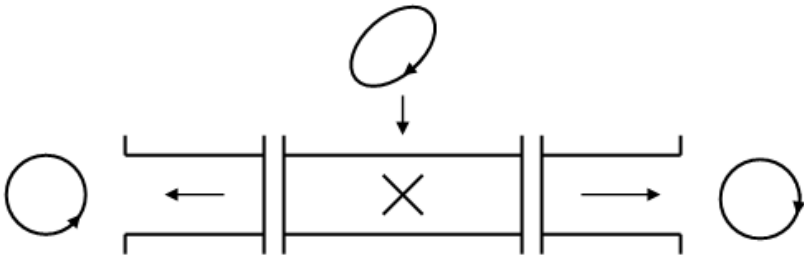


Рис.1 Волноводный излучатель в режиме приема

Указанное свойство щели в режиме приема является следствием того, что в режиме излучения направление вращения вектора поля

излучаемой волны зависит от направления распространения волны в волноводе или от места расположения крестообразной щели относительно осевой линии при выбранном направлении распространения волны.

Если частицы осадков имеют сферическую форму, то нулевой поляризацией для них является круговая поляризация, т.к. при отражении она изменяет направление вращения, т.е. становится ортогональной. Поэтому отраженная волна круговой поляризации от осадков со сферической формой частиц через щель проходит только в левый волновод, в правый волновод энергия не проходит (свойство щели).

Если форма выпадающих осадков отличается от сферы, то отраженная волна будет иметь эллиптическую поляризацию и ее можно представить в виде двух волн круговой поляризации с противоположным направлением вращения векторов поля с определенными амплитудами и разностью фаз в 90° между ними.

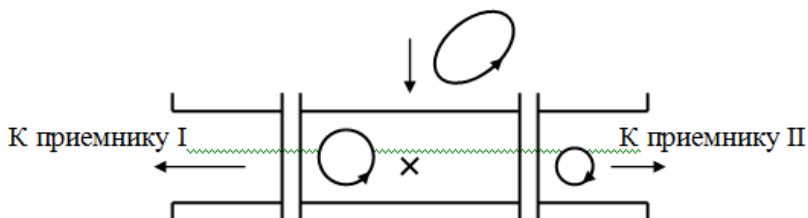


Рис. 2. Прием эхо-сигнала от несферических частиц выпадающих осадков

Причем основная часть отраженной энергии в виде волны круговой поляризации с левым направлением вращения поступит на приемник I, а незначительная часть энергии волны образует волну круговой поляризации с правым направлением вращения и поступит на вход приемника II (рис.2). Излучаемая волна имеет правое направление вращения вектора поля.

Эхо-сигналы объектов в общем виде эллиптически поляризованы, однако в них можно выделить пары плоских участков, перпендикулярных друг другу и образующих двугранный уголкового отражатель, создающий эхо-сигнал круговой поляризации, с которым антенна согласована, т.к. направление вращения при двукратном отражении меняется дважды [4]. Энергия эхо-сигнала круговой поляризации от объекта проходит по волноводу к приемнику II (рис.2).

Эхо-сигналы круговой поляризации от выпадающих осадков после их преобразования и усиления приемником I используется для измерения их интенсивности и координат.

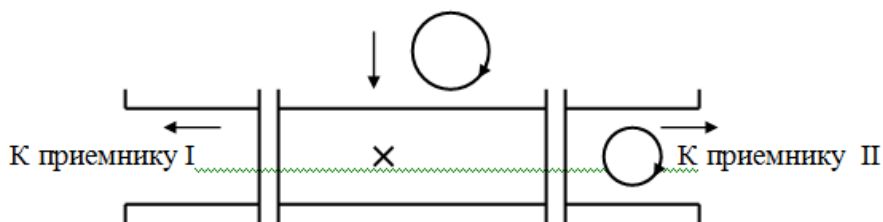


Рис.3. Прием эхо-сигнала объекта

Функциональная схема экспериментального макета локатора с излучателем в виде крестообразной щели в широкой стенке прямоугольного волновода представлена на рис.4.

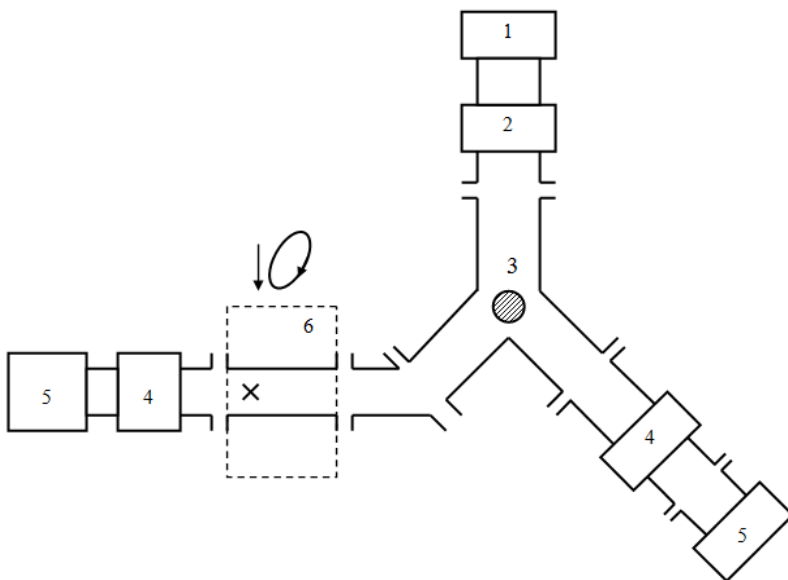


Рис.4. Функциональная схема экспериментального макета судового радиолокатора: 1 – передатчик; 2 – разрядник блокировки передатчика; 3 – У-циркулятор; 4 – разрядники защиты приемников; 5 – приемники I и II каналов; 6 - излучатель

Выводы

1. Рассмотрено влияние выпадающих осадков на радиолокационное обнаружение морских объектов судовыми двухканальными радиолокаторами.

2. Получена предельная дальность маскировки морских объектов выпадающими осадками на пути судна.

3. Обоснован принцип построения судовой двухканальной РЛС, реализующей обнаружение объектов, находящихся в зоне выпадающего дождя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Boerner W.M. Wei-Ling Yan, an Oong Xi, Yoshio Yamaguchi. Basic concepts of radar polarimetry / Boerner W.M. – Direct and Inverse Methods in Radar Polarimetry, part 1.

2. Современная радиолокация. Анализ, расчет и проектирование систем. Пер. с англ. Под ред. Ю.Б. Кобзарева. – М.: Изд-во «Советское радио», 1969. – 704 с.

3. Канарейкин Д.Б. Поляризация радиолокационных сигналов / Канарейкин Д.Б., Павлов Н.Ф., Потехин В.А. – М.: Изд-во «Советское радио», 1966. – 440 с.

4. Теоретические основы радиолокации. Под ред. В.Е. Дулевича. – М.: «Советское радио», 1978. – 607 с.

УДК 621.56-52:004.9

Никольский В.В., Очеретяный Ю.А., Танасийчук М.И.
ОНМА

МОНИТОРИНГ СУДОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММИРУЕМЫХ ЛОГИЧЕСКИХ КОНТРОЛЛЕРОВ (ПЛК)

Под энергетической эффективностью понимают рациональное (оно же эффективное) использование (расходование) энергетических ресурсов.

Традиционное определение технического состояния судовой холодильной техники предполагает её остановку и разборку. Это может быть связано со значительными затратами времени и средств, а так же осложняется ограниченными возможностями экипажа, находящегося на большом удалении от береговых и плавучих ремонтных мастерских. Применяя специальные средства диагностирования, позволяющие достоверно определить техническое состояние объекта и его остаточный ресурс без разборки на детали, возможно без выключения холодильной установки из работы по текущим измеренным и, затем определяемым параметрам её эксплуатации. Это может повысить энергетическую эффективность эксплуатации холодильной установки в результате снижения энергетических затрат, материальных ресурсов на техническое обслуживание и ремонт, а так же увеличить надежность за счет ее прогнозирования.

Создание таких систем направлено на решение проблемы, которую условно можно разделить на две части: холодильную и электротехническую. Последняя часть предполагает знание номинальных и измерение текущих значений электрических параметров, а именно, напряжения, тока, активной и реактивной мощности для используемого в установке электрооборудования и не является сложной задачей. Такой подход призван учесть те реальные значения параметров, которые определяют как количество потребленной электроэнергии, так и те, по которым на основе математического моделирования вычисляют мощность на валу компрессора для дальнейшего определения массового расхода хладагента в системе без использования традиционного расходомера. Что же касается холодильной части, то здесь, на основе определений и в соответствии существующими стандартами, нужно разместить датчики и электрически измерить необходимые неэлектрические параметры (давления и температуры),

преобразовать их для ввода в компьютер с последующим вычислением необходимых промежуточных величин и, в конечном счете, количества выработанного холода за обоснованно выбранный определенный интервал времени. Полученные (измеренные) как холодильные, так и электрические величины должны быть соотнесены, определена их динамика, проведено сравнение с данными завода-изготовителя, с нормативными и теоретическими значениями, а затем сделан обоснованный вывод о «качестве» потребления электроэнергии данной холодильной установкой. С точки зрения принятия решений для управления и диагностики этот подход позволит иметь достоверные оперативные данные по холодопроизводительности и количеству выработанного холода, текущему значению потребляемой мощности, количеству и качеству потребленной электрической энергии, а также по её удельному расходу на выработку холода, кроме того, технический менеджер и старший механик судоходной компании получит динамику изменения этих величин за выбранный период времени для решения задач прогнозтики.

В общем случае для создания подобной системы необходимо решить следующие взаимосвязанные задачи: разработать математическую модель функционирования объекта диагностирования, позволяющую проверять работоспособность и правильность функционирования по совокупности диагностических параметров; создать продукционные модели повреждений и отказов, дающие возможность обнаруживать повреждения и отказы, выявлять причины их возникновения. Далее следует построить сами алгоритмы диагностирования, которые должны включать в себя такой набор элементарных проверок, по результатам которых можно будет в задачах обнаружения повреждений и отказов четко отличить исправное и работоспособное состояние судовой холодильной установки от неисправного. Для построения моделей повреждений и отказов следует использовать продукционные и топологические модели в виде деревьев отказов и графиков причинно-следственных связей между техническими состояниями и диагностическими параметрами. Модели объектов диагностирования являются основой для построения самих алгоритмов диагностирования. Построение алгоритмов диагностирования состоит в выборе такой совокупности проверок, по результатам которых можно с уверенностью надежно отличить исправное, работоспособное состояние от неисправного, а также различать виды де-

фактов между собой. С техническим диагностированием связана задача дальнейшего прогнозирования технического ресурса объекта.

Авторами для создания системы мониторинга были получены следующие решения: разработана математическая модель функционирования объекта диагностирования [1, 2]; созданы производственные модели повреждений и отказов [3]; построены алгоритмы диагностирования [4].

Таким образом в ОНМА была создана специализированная система мониторинга для текущей оценки и последующего технического диагностирования судовой холодильной установки на базе персонального компьютера. Однако, эта система работает в «мягком» реальном времени, что не в полной степени отражает объективную оценку состояния судовой холодильной установки, находящейся в реальных условиях эксплуатации.

Были предприняты попытки создания системы, работающей в «жестком» реальном времени. Так в работе [5] приводится описание системы мониторинга на основе DSP процессора TMS320 F24x с минимальной частотой опроса датчиков 1 Гц при 12-ти разрядном АЦП. Однако результаты работы в открытой печати не приводятся, и оценить работу такой системы не представляется возможным.

Авторами была предпринята попытка разработки системы мониторинга, работающей в «жестком» реальном времени. Это стало возможным благодаря появлению новых средств автоматизации – ПЛК. Кроме того, специфика этих средств позволила использовать новые дополнительные функции при мониторинге.

В качестве объекта управления была выбрана лабораторная судовая холодильная установка МАК-ФВ6 в ОНМА, которая используется для охлаждения провизионных кладовых по системе воздушного охлаждения при испарении холодильного агента в воздухоохладителях, представляя собой замкнутую, герметично закрытую систему (рис. 1).

Технические данные компрессора: марка – ФВ6; тип – одноступенчатый поршневой непрямочный вертикальный сальниковый; число цилиндров – 2; диаметр цилиндра – 67,5 мм; ход поршня – 50 мм; холодопроизводительность – 6000 ккал/ч. Холодильный агент – фреон R-134a. Температура кипения -15 °С, температура конденсации 30 °С (при стандартном режиме). Фреоновая машина рассчитана на охлаждение двух провизионных камер, позволяя поддерживать в них разную температуру.

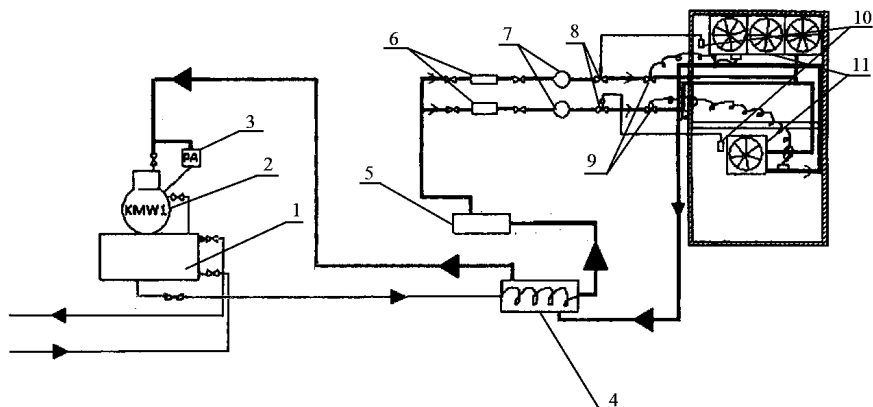


Рис. 1 - Принципиальная схема холодильной установки:

1 – конденсатор; 2 – компрессор; 3 – реле давления; 4 – рекуперативный теплообменник; 5 – фильтр-осушитель; 6 – фильтры; 7 – индикаторы влажности; 8 – соленоидные клапаны; 9 – терморегулирующие клапаны; 10 – реле температуры; 11 – воздухоохладители.

Для реализации системы мониторинга в “жестком” реальном времени нами был выбран ПЛК серии Inline ILC 130 ETH немецкой фирмы Phoenix Contact, который выполнен в соответствии с общепринятыми стандартами программирования МЭК 61131-3 и технологии передачи данных Ethernet, поддерживает параллельный обмен данными с OPC-серверами и коммуникацию с оконечными устройствами, поддерживающими протокол TCP/IP.

Основные характеристики ПЛК ILC 130 ETH:

скорость обработки 90 мкс на 1000 инструкций для логического типа данных и 1,7 мс на 1000 инструкций для смешанного типа данных;

один INTERBUS интерфейс и один Ethernet интерфейс;

192 Кбайт памяти программ и 192 Кбайт памяти данных, 8 Кбайт энергонезависимой памяти данных;

8 прямых входов и 4 прямых выхода;

максимум 2048 точки ввода/вывода;

питание 24 В;

встроенный web/FTP server;

поддержка OPC.

ILC 130 ETH обладает степенью защиты IP20 и способен функционировать при следующих условиях окружающей среды:

температура окружающего воздуха $-25\text{ }^{\circ}\text{C} - 55\text{ }^{\circ}\text{C}$;

допустимая относительная влажность воздуха 10 % – 95 %;

давление воздуха 70 кПа – 106 кПа (До 3000 м над уровнем моря);

вибрация 5 g.

Для непрерывного измерения давления на стороне всасывания и нагнетания компрессора было использовано два датчика давления EWPA030 фирмы Eliwell Controls srl.

К основным характеристикам датчиков относятся: диапазон измерения 0 – 30 Бар; выходной сигнал 4 – 20 мА; напряжение питания датчика 8 – 28 В; схема подключения двухпроводная; рабочая температура $-20 \dots +80\text{ }^{\circ}\text{C}$; погрешность измерения давления $\pm 1\%$ при 0 $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$, и $\pm 2,5\%$ при температуре ниже 0 и выше $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$; степень защиты IP65;

Для получения информации о температуре в охлаждаемых помещениях, а также в характерных точках цикла холодильной машины были использованы NTC-термисторы фирмы Semitec. Данная модель термистора относится к разряду высокоточных датчиков температуры.

Сопротивление термистора при температуре $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ составляет 5 кОм.

Диапазон измерения температуры термисторов составляет $-50 + 150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В качестве устройства связи с объектами (УСО) для получения информации с датчиков использовался модуль из 8 аналоговых входов IB IL AI 8/SF-PAC фирмы Phoenix Contact. Данный модуль позволяет подключать датчики с токовыми выходами или с выходами по напряжению по двухпроводной схеме (с экранированием).

Особенностями данного модуля являются: высокая точность измерения; чрезвычайно высокая скорость измерения; отличная фильтрация шумов; разрядность АЦП 16 бит.

Для получения информации о состоянии холодильной установки была использована панель оператора WP 04T фирмы Phoenix Contact.

Фронтальная сторона панели имеет степень защиты IP65, а тыльная – IP20. Панель способна функционировать при следующих условиях окружающей среды: температура воздуха (эксплуатация) $0 \dots +50\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура воздуха (хранение / транспортировка) -

25 ...+ 70 °С; влажность воздуха (эксплуатация) 20 % – 85 %; влажность воздуха (хранение / транспортировка) 10 % – 95 %.

Основные характеристики панели сведены в табл. 1.

Функциональная схема системы мониторинга холодильной установки представлена на рис. 2, в которой предусмотрена ещё и возможность управления.

Таблица 1 – Технические характеристики операторской панели WP 04Т

Экран	8,9 cm / 3,5" -TFT
Разрешение экрана	320 x 240 Pixel (QVGA)
Подсветка	LED
Количество цветов	65,536
Процессор	RISC ARM9™ CPU; 200 MHz
RAM	64 MByte SDRAM
Память	32 MByte flash memory
Интерфейсы	2x USB Host 2.0
Сеть	1x Ethernet (10/100 MBit/s), RJ45
Операционная система	Windows CE 5.0

Для разработки программного обеспечения ПЛК использовалась прикладное программное обеспечение для всех устройств управления Phoenix Contact - PC Worx, характеризующееся широкими возможностями программирования и открытостью в отношении различных протоколов передачи данных.

На рис. 3 представлен фрагмент программы на языке ФБД для контура защиты компрессора.

Программная реализация оперативного контроля системы осуществлена при помощи высокопроизводительного ПО для визуализации Visu+ от фирмы Phoenix Contact, которое также поддерживает функционал SCADA и открыто для всех классов контроллеров и позволяет регистрировать и протоколировать все производственных данные, обмениваться ими с базами данных или системами планирования ресурсов предприятия.

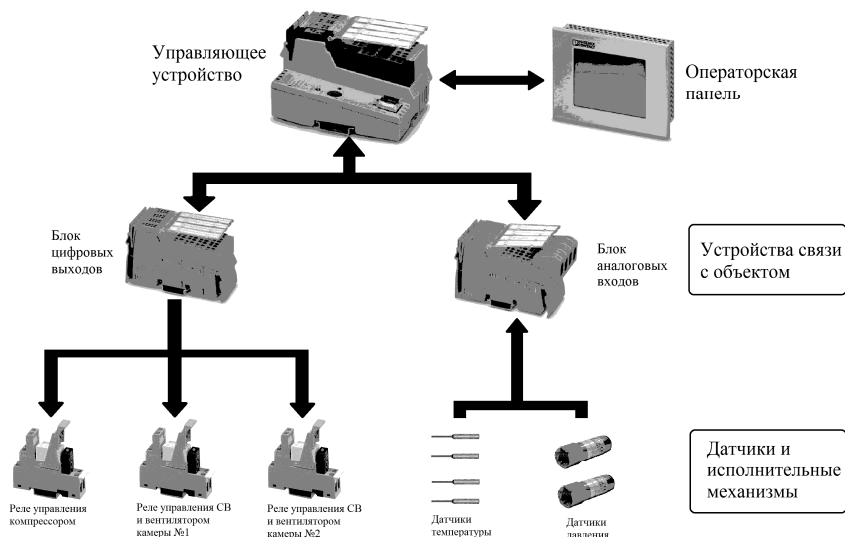


Рис. 2 - Функциональная схема системы управления

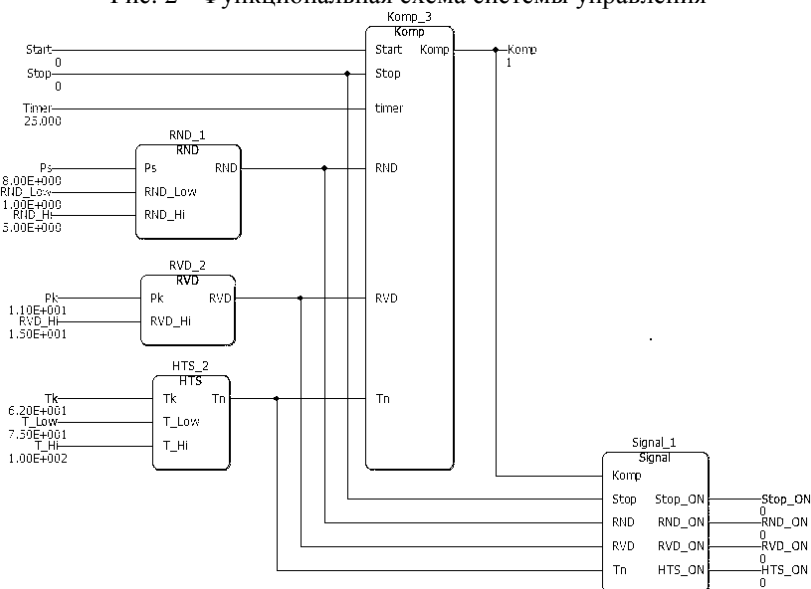


Рис. 3 - Программа работы контура пуска-остановки компрессора совместно с контуром защиты и сигнализации: RND_1 - реле низкого давления (РНД), RVD_2 - реле высокого давления (РВД), HTS_2 реле высокой температуры и термостата (РВТ), Komp_3 - блок пуска-остановки компрессора; Signal_1 - блок индикации причины остановки компрессора.

В программе Visu+ был разработан графический интерфейс для интуитивного и простого управления холодильной установкой. Посредством него осуществляется обмен информацией между контроллером и оператором.

Оператору, в первую очередь, предоставляется возможность ввести все необходимые уставки (рис. 4, а) для правильного функционирования системы защиты. В перечень этих уставок входят: давление срабатывания РНД; давление отключения РНД; давление срабатывания РВД; температура срабатывания РВТ; температура отключения РВТ.

Страница ввода уставок защиты имеет ограниченный доступ для защиты её от несанкционированного изменения.

Помимо ввода необходимых уставок оператору доступна возможность запуска и остановки компрессора в ручном режиме, используя возможности графического интерфейса (рис. 4, б). В этом же окне выводится информация о текущем состоянии работы компрессора, а также о причине его остановки (вручную оператором или же при срабатывании защиты).

Индикация давления и температуры всасывания, давления и температуры нагнетания компрессора, величины перегрева и переохлаждения хладагента происходит в режиме реального времени (рис. 4, в).

Помимо этого на экран выводятся текущие параметры температуры в провизионных камерах, информация о положении соленоидных вентилей, и работе вентиляторов провизионных воздухоохладителей (рис. 4, г). Так же оператор может задавать значения температур, которые необходимо поддерживать в каждой из провизионных камер.

Для проведения экспериментальных исследований была проведена предварительная подготовка, которая заключалась в проведении индивидуальной тарировки для каждого термистора с целью обеспечения необходимой точности измерений. Это необходимо было выполнить, т.к. во время производства такого типа преобразователей технически невозможно получить два абсолютно одинаковых по характеристикам термистора. В результате для каждого термистора были рассчитаны эмпирические константы a , b , c (табл. 2), которые входят в уравнение Стенхарт-Харта (Steinhart-hart):

$$\frac{1}{T} = a + b \cdot \ln(R) + c \cdot \ln(R)^2,$$

где T – температура в градусах Кельвина; a , b , c – эмпирические константы; R – сопротивление термистора.

Информация о термодинамических показателях в характерных точках цикла холодильной машины позволяет не только получить данные о перегреве и переохлаждении хладагента, построить действенный цикл СХУ, но и диагностировать техническое состояние холодильной установки в режиме реального времени.

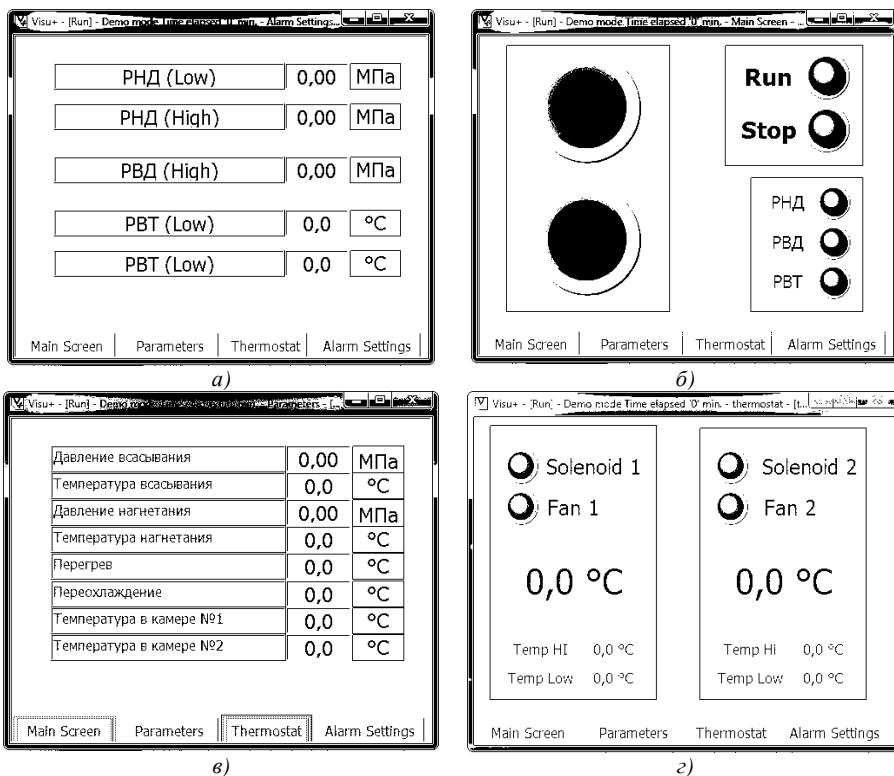


Рис. 4 - Графический интерфейс : а - окно ввода уставок системы защиты; б - главное окно графического интерфейса; в - окно индикации параметров холодильной установки; г - окно работы термостата.

Т.к. в работе рассматривалась холодильная установка с регенеративным теплообменником, цикл которой состоит из 7 узловых точек, то в качестве исходных данных для расчета цикла использовалась информация, полученная с датчиков температуры, установленных на

линиях всасывания и нагнетания компрессора, на выходе из конденсатора, перед ТРВ и на входе в испаритель.

Для каждой точки были рассчитаны: температура, давление, энтропия, энтальпия и удельный объем.

В программе использовались уравнения, составленные на основании экспериментальных данных и ранее разработанных подробных таблиц термодинамических свойств рабочих веществ [6].

Константы уравнений использовались для фреона R134a.

Эти данные служат основанием для расчета машин и аппаратов. По сравнению с традиционным определением параметров цикла по тепловым диаграммам разработанный метод обеспечивает более высокую точность и полную термодинамическую увязку между найденными параметрами состояния.

Таблица 2 – Коэффициенты уравнений состояния хладагентов

Обозначение	R12	R134a	R22	R502
a_0	-113,54	-122,996	-185,35	-152,28
a_1	74,62	114,087	101,142	89,46
a_2	0,064	0,074	0,058	0,052
b_0	0,47	0,561	0,537	0,562
b_1	0,069	0,044	0,057	0,029
b_2	0,00035	0,00059	0,00056	0,00069
B_1	-0,749	0,999	0,966	0,211
B_2	0,172	-0,204	-0,24	-0,163
B_3	-30,215	-58,026	-48,674	-26,872
C_0	0,293	0,314	0,283	0,256
C	0,099	0,173	0,122	0,107
C_1	143,15	255,42	190,15	143,97
C_2	-0,414	-0,592	-0,22	-0,215
D_0	8,184	11,922	10,204	9,332
D_1	-0,0008	-0,0057	-0,0036	-0,0024
D_2	-2496,7	-3161,7	-2706,2	-2518,6
d_0	1,535	1,784	1,714	1,639
d_1	-1,668	-2,429	-2,19	-1,950
d_2	0,0013	0,0019	0,0016	0,0015
R	0,069	0,081	0,096	0,074

По результатам проведенного эксперимента при помощи ПЛК и системы на основе ПК [4] были получены данные динамики изменения температур узловых точек цикла. Совместно с записью темпера-

тур были получены данные о динамике изменения давления конденсации и давления испарения.

По табличным данным из выбранного диапазона были рассчитаны средние значения температур и давлений для двух систем определения эксплуатационных и термодинамических показателей. Полученные данные были сведены в табл. 3.

Таблица 3 – Расчетные данные цикла холодильной машины

	Теоретический цикл	ПЛК	ПК
1	8,36	9,10	5,31
2	по циклу	63,83	65,43
3	27,87	27,56	41,49
4	25,87	27,56	41,49
5	17,87	18,28	16,43
6	-16,64	-14,97	-13,21
7	-6,64	-14,97	-13,21
P_k	0,15	0,164	0,176
P_0	0,73	0,724	1,064

По данным табл. 3, используя программный пакет CoolPack, в координатах i - $\lg P$ были построены циклы холодильной машины, представленные на рис. 5.

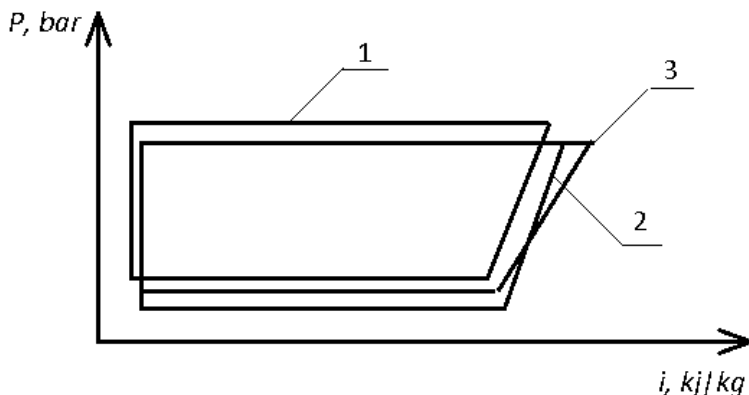


Рис. 5 - Циклы холодильной машины:

1 – цикл, рассчитанный системой на базе ПК; 2 – теоретический цикл; 3 – цикл, рассчитанный системой на базе ПЛК.

Проанализировав диаграмму с изображением холодильных циклов можно сделать вывод, что параметры цикла, рассчитанные системой мониторинга, созданной на базе ПЛК ILC 130 ETH, наиболее

точно соответствует теоретическому циклу холодильной машины, нежели параметры, рассчитанные системой на базе ПК.

Таким образом, использование современных микропроцессорных средств автоматизации для обеспечения необходимого уровня контроля эксплуатационных параметров, их автоматической защиты и регулирования является одним из перспективных направлений повышения мониторинга текущей оценки и последующего технического диагностирования судовой холодильной установки в “жестком” реальном времени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Очеретяный Ю.А., Живица В.И., Белый В.Н., Онищенко О.А., Вайнфельд Э.Й. Концепция системы компьютерного мониторинга и технической диагностики рефрижераторной установки судна // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. - 2011. - Вып. 28. Одесса: ОНМА - С. 5 - 11.

2. Очеретяный Ю.А. Определение изменений теплотехнических характеристик судовых холодильных установок в процессе эксплуатации // Холодильна техніка і технологія: наук.-техн. журнал. – 2013. – Вип. 2 (142). – Одесса: ОДАХ. - С. 15 - 19.

3. Очеретяный Ю.А. Определение отклонений функционирования судовой холодильной установки в процессе эксплуатации // Холодильна техніка і технологія: наук.-техн. журнал. – 2013. – Вип. 3 (143). - Одеса: ОДАХ. - С. 10 - 14.

4. Очеретяный Ю.А. Разработка системы технической диагностики СХУ // Матеріали II-ї міжнародної науково-технічної конференції Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації, ч. 2. – Миколаїв, 2013. - С. 198 - 201.

5. Очеретяный Ю.А., Живица В.И., Онищенко О.А., Вайнфельд Э.Й., Тюхай Д.С. Разработка системы измерения энергетических показателей компрессионной холодильной установки // Харчова наука і технологія. – 2011. – Вип. 4(17). – Одеса: ОНАХТ. – С. 107 - 109.

6. Очеретяный Ю.А. Определение термодинамических показателей судовой холодильной установки в процессе эксплуатации // Проблеми техніки: наук.-вир. журнал. - 2013. – Вип. 2. – Одеса: ОНМУ, ХНУ. - С. 119 - 125.

УДК 656.61.08:519.71

Бойко П.А.
ОНМА

СИСТЕМА ПЛАНИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТЬЮ СПГ ТАНКЕРА

Постановка проблемы в общем виде и связь ее с научными и практическими задачами. Танкеры для транспортировки СПГ, составляют ключевое звено во всей производственной системе, поэтому основная нагрузка в обеспечении нормативно – правовых требований по безопасности судоходства (Положение о системе управления безопасностью (СУБ) судоходства на морском и речном транспорте Украины, утверждена Приказом Мин. инфраструктуры Украины от 20.11.2003 г., №904, ранее МТУ), возложена на руководителей предприятий, терминалов, учреждений и организаций, а также капитанов судов, которые в своих подразделениях управляя системой безопасности на объектах, обеспечивают мониторинг оценки факторов, оказывающих влияние на уровень безопасности, включая факторы риска, подготовку, принятие и реализацию управленческих решений, направленных на обеспечение надлежащего уровня безопасности судоходства [1, 2].

Для снижения уровня риска судоходства в Украине с 2009 года принята Государственная система управления безопасностью судоходства (постановление КМУ от 09.10.2009 г., №1137), которая используя свои субъекты, осуществляет государственное регулирование безопасной перевозки пассажиров, грузов и ряд других важных функций по организации безопасного судоходства.

Целью исследования настоящей статьи, являются вопросы, связанные с планированием деятельности системы безопасности компаний эксплуатирующих СПГ танкеры.

Проблема планирования деятельности СУБ заключается в том, чтобы составить оптимальную программу действий по обеспечению безопасной эксплуатации СПГ - судов, а так же оптимально распределить эту программу действий по всем периодам [1]. Однако внедрение, каких либо форм планирования в СУБ, как показывает практика, встречает значительные организационные трудности [2]. К причинам сложности планирования СУБ в части обеспечения безопасной эксплуатации судов, в первую очередь, следует отнести:
– недостаточная информационная база;

- трудности получения необходимой информации с судов;
- противоречивость в национальной нормативно-правовой базе.

Помимо трудностей, свойственных внедрению методов планирования деятельности компании при управлении безопасной эксплуатацией судов вообще, существуют и другие, связанные непосредственно с проблемами реализации моделирования и оптимизации. Так одной из существенных причин, задерживающих внедрение современных методов планирования в практику работы СУБ, является то, что они практически не учитывают субъективные представления лиц, принимающих решения [3].

С классической точки зрения математическая модель планирования деятельности СУБ по обеспечению безопасной эксплуатации судов должна обладать следующей структурой: найти вектор $X = (X_1, \dots, X_n)$, минимизирующий критерий оптимальности вида

$$J = \sum_{i=1}^n P_i - X_i \quad (1)$$

Причем оптимизация критерия (1), при заданных технических ограничениях вида должна свести к минимуму организационные и технические риски.

$$\sum_{i=1}^n a_{ij} X_i \leq b_j, (j = 1, \dots, m < n), X_j \geq 0 \quad (2)$$

В принципе (1) и (2) могут быть нелинейными относительно X , но, в подавляющем большинстве случаев, современные методы планирования, все же останавливаются на линейном варианте их представления. При этом ограничения (2) определяют совокупность внешних и внутренних требований к плановому вектору СУБ, которые зависят, например, от ограничений на ресурсы компании. Часть множества параметров $\{P_i, b_j, a_{ij}\}$ модели планирования деятельности СУБ по управлению безопасной эксплуатацией судов являются нормативными данными, а остальные субъективно принимаются ответственными лицами. Результатом решения задачи (1), (2) является выбор оптимального планового вектора X_{ij} , который предъявляется

ответственному лицу для утверждения или внесения в него изменений.

Однако полученный из (1), (2) оптимальный плановый вектор характеризуется многими, сложным образом связанными между собой, технико-экономическими характеристиками, присущими в первую очередь специфике производства единицы транспортной продукции [4]. Поэтому экстремизация по одной из этих характеристик еще не дает гарантий в приемлемости полученного оптимального вектора X_{ij} . Оптимальный по одним показателям плановый вектор может оказаться совершенно неприемлемым по другим показателям. В то же время X_{ij} , удовлетворяющий совокупности требований, как правило, не является оптимальным ни по одной из частных критериев. В тоже время существующие рекомендации по использованию сводного критерия, включающего в себя ряд первичных критериев с различными весами, приводят к проблеме обоснованного выбора этих весов. Поэтому выстраивать полную систему планирования СУБ в области обеспечения безопасной эксплуатации судов не только чрезвычайно сложно, но и наверно нецелесообразно.

Имеемый опыт планирования деятельности СУБ, требования нормативных документов и несоответствия, выставляемые организациями, контролирующими безопасную эксплуатацию судов, часто приводят к тому, что нестабильные и трудно формализуемые факторы, не нашедшие отражения в (2), становятся определяющими при принятии решения относительно предложенного планового вектора. Кроме того, часть требований, определяющих плановый вектор, должны иметь только качественный характер, а ограничения вида (2) формулироваться без учета степени их важности. Поэтому даже если все эти ограничения, каким-то образом, будут включены в систему (2), то все они, становясь равно категоричными, лишают возможности найти оптимальный плановый вектор X_{ij} .

Планирование деятельности СУБ следует рассматривать как итеративный процесс. В поисках приемлемого компромисса требования к плановому вектору неоднократно могут пересматриваться, причем важность отдельных требований в значительной степени будет зависеть от получаемого решения. Статичная оптимизационная модель (1), (2) не соответствует адаптивному, итеративному и самоорганизующему характеру функционирования СУБ, который закладывается

в систему управления безопасной эксплуатацией СПГ судов положениям ISM Code.

Процедура деятельности СУБ, которая, во-первых, реализует принципы (1), (2), а во-вторых, учитывает динамику функционирования системы, может быть организована лишь в рамках слабоструктурированной проблемы. Именно в рамках такой проблемы можно, привлекая итеративные методы, предусмотреть более активное участие назначенного лица в планировании деятельности СУБ.

Первой особенностью, которая должна быть обязательно учтена в структуре человеко-машинной процедуры планирования деятельности СУБ, является конкретизация оперативности в принятии решения.

Вторая особенность касается возможности при решении самой задачи планирования. Как правило, конкретные решения по отдельным координатам планового вектора необходимо принимать в силу неформализуемости причин, стоящих за этими координатами X_{ij} .

Отправной точкой общей теории систем является понятие система, определенное в терминах теоретико-множественного подхода [4]. На этом уровне система просто и совершенно естественно определяется как отношение на языке теории множеств. Точнее говоря, система задается семейством множеств

$$V^* = \{V_i : i \in I\} \quad (3)$$

где I – множество индексов, V^* – некоторое собственное подмножество декартова произведения xV :

$$C = X \{V_i : i \in I\} \quad (4)$$

Все компоненты V_i , $i \in I$ декартова произведения xV_i , обычно называют объектами системы S . При этом в основном рассматриваются системы с двумя объектами – входным объектом X и выходным объектом Y

$$S = X^* Y \quad (5)$$

Система (5) определяется в терминах ее наблюдаемых свойств или, точнее говоря, в терминах взаимосвязей между этими свойствами. Такое определение позволяет выяснить организацию и взаимо-

связи элементов системы без конкретизации механизмов данной феноменологической реальности.

Здесь следует заметить, что если S является функцией, то тогда такая система будет функциональной и записываться так

$$S : X \rightarrow Y \quad (6)$$

В условиях предельно нечеткой информации, когда систему удастся описать лишь словесно, все эти словесные утверждения в силу их лингвистических функций вновь определяют отношение (5). В самом деле, каждое высказывание содержит две основные лингвистические категории: денотаты и функторы. Денотаты используются для обозначения объектов, а функторы для обозначения отношения между ними. Для каждого правильного множества словесных утверждений существует отношение, описывающее формальную взаимосвязь между объектами, и такая взаимосвязь всегда является отношением в смысле (5).

Чтобы развивать принцип (5) системы как отношение необходимо привлечь дополнительную структуру. Обычно это можно сделать двумя способами:

- ввести дополнительную структуру для элементов объектов системы, рассматривая сам элемент как некоторое множество с подходящей структурой;

- ввести структуру непосредственно для самих объектов системы.

Первый путь приводит к понятию абстрактных систем, а второй – к понятию алгебраической системы. Суть подхода к описанию системы как отношения начинается с определения ее объектов как функций при этом отдельные объекты называются функциональными, отвечающие отображению

$$v: T_v \rightarrow A_v \quad (7)$$

где T_v – индексирующее множество объектов, A_v – алфавит объектов. В том случае, когда индексирующее множество линейно упорядочено его называют множеством моментов времени.

Если у системы элементы входного и выходного объектов определены на одном и том же индексирующем множестве, то за понятием системы стоит отношение вида:

$$X = A^{T*} B^T \quad (8)$$

где $X = A^T$, $Y = B^T$.

Другой путь наделения объектов системы математическими структурами, – а это необходимо для их конструктивного описания – состоит в определении на V одной или нескольких операций. В самом простом случае определяется бинарная операция

$$R : V * V \rightarrow V \quad (9)$$

и предполагается, что в V можно выделить такое конечное подмножество W , что любой элемент $\in V$ можно получить в результате применения операции R к элементам из W или к элементам уже построенным из элементов множества W подобным образом. В этом случае W называют множеством производящих элементов или алфавитом элемента, его элементы – символами, а элементы объекта V – словами. И если R есть операция сочленения, то слова – это просто последовательность элементов алфавита W [5].

В более общей ситуации алгебраический объект порождается целым семейством операций. Точнее говоря, объект задается некоторым множеством элементов W , называемых примитивными, некоторым множеством операций $R^* = \{R_1 \dots R_n\}$ и правилом, согласно которому V содержит, во-первых, все примитивные элементы $W = V$, а кроме того и все элементы, которые могут быть порождены из примитивных в результате многократного применения операций R^* .

Выводы. Учитывая изложенное выше, можно сделать вывод о том, что традиционные методики оптимизации планирования (1), (2) не способны решить те задачи, которые необходимы при планировании деятельности СУБ. Главное несоответствие между моделью (1), (2) заключается в том, что эти традиционные методики недостаточно ориентированы в отношении взаимосвязи человек - машина. В относительно простых ситуациях, при стабильных условиях функционирования СУБ, описанная модель оптимального планирования действий в системе (1), (2), дает положительный результат. Однако общей тенденцией, лежащей в основе обеспечения безопасной эксплуатации судов, является повышение динамичности при функционировании СУБ. Причем плановые решения необходимо принимать оперативно и с учетом сложившихся в данный момент производственных и экономических условий. В этом случае, статич-

ность модели оптимального планирования деятельности СУБ в виде (1), (2) будет способствовать тому, что вектор, с большой вероятностью будет находиться в поле положительного результата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. МКУБ Международный кодекс по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращению загрязнения. Резолюция ИМО А.741(18). СПб.: ЦНИИМ Ф, 1993.
2. Матеріали науково – технічної конференції «СЕУ: експлуатація та ремонт», 20.03.2013 – 22.03.2013. Частина 1. – Одеса: ОН-МА, 2013. – 175 с.
3. Бойко П.А. Условия формирования производственного потенциала судоходной компании. Зб. Экономические инновации / Бойко П.А. – Одесса: ИПРЭЭИ НАН Украины, 2006. – Вып. – С. 108 – 116.
4. Заде Л.А. Основы нового подхода к анализу сложных систем и процессов принятия решений / Заде Л.А. // Математика сегодня. – М.: Знание, 1974. – С. 5–49.
5. Хазен Э.М. Методы оптимальных статистических решений и задачи оптимального управления / Хазен Э.М. – М.: Советское радио, 1968.

УДК 656.61.052.48

Голиков В.В., Костенко П.А., Демченко Н.М.
ОНМА.

ОСОБЕННОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ СУДНА С ВИНТО- РУЛЕВЫМИ КОЛОНКАМИ В БИТЫХ ЛЬДАХ НЕАРКТИЧЕСКОГО МОРЯ

Постановка проблемы в общем виде связана с необходимостью осуществлять маневры судну ледового класса: в битом льду при самостоятельном плавании, в ледовом канале в составе каравана судов или движении за ледаколом при его буксировке. Если самостоятельное плавание судна обычно осуществляется в мелкобитом льду, то следование в ледовом канале за ледаколом осуществляется в битом льду сплоченностью 8-10 баллов. В последнем случае происходит интенсивное взаимодействие корпуса и винторулевого комплекса (ВРК) судна как с крупно так и мелкобитыми льдинами. В этих случаях, как и при движении в сплошном льду, важной остается работа двигателей на номинальной мощности для расталкивания льдин и предотвращения заклинивания судна.

Использование традиционных видов маневров требует изменения направления и частоты вращения движителя ВРК [1].

Целью рассматриваемых исследований явилось создание режимов управляемого изменения скорости прямолинейного движения судна с ВРК при работе двигателей на номинальной мощности для разгона льдин и сохранения максимального упора движителей ВРК.

Идея такого вида торможения связана с лыжным спортом, когда лыжник подтормаживает клином: носами лыж во внутрь.

В задачи исследования входило:

-имитационное моделирование процесса подтормаживания судна клином;

-обработка результатов моделирования, и их обсуждение.

Решение поставленных задач осуществлено с использованием полномасштабного тренажера компании *Transas "Navi-Trainer 5000 Pro"* и математической модели судна типа река-море (водоизмещение 6716 тонн, версия V 17). Рамерения судна: длина по КВЛ 134,0 м; ширина 16,6 м; осадка 3,7 м; мощность двигателей 2×971 кВт; тип движителей FPP.

В процессе моделирования контролировались и вычислялись следующие конечные параметры:

- положение ручек ВРК $\alpha_{п,л}$ от 0 до 360°;
- падение скорости $|-V|$ от 0 до 20 узлов;
- период торможения T от 0 до 520 с;
- период максимального торможения T_{min} от 33 до 120 с;
- период хода «Вперед» до смены направления движения T_0 от 104 до 123с;

В таблице 1 приведены кинематические данные имитационного моделирования динамического процесса торможения вышеуказанного судна клином при положении ручек ВРК от 0 до 180° расположенных «накрест» относительно оси диаметральной плоскости.

Обработка результатов моделирования позволила установить нелинейную связь между модулем падения скорости движения судна управляемого ВРК по типу «накрест» относительно диаметральной оси судна при торможении клином.

Экспериментальная зависимость $|-V| = f(\alpha_{п,л})$ получена в виде кусочно-линейной функции, прямолинейные участки которой аппроксимированы по методу наименьших квадратов.

$$|-ΔV| = \begin{cases} 0,02\alpha_{пл} & \text{при } 0 \leq \alpha_{п,л} \leq 30^\circ; \\ 0,19\alpha_{пл} - 5,1 & \text{при } 30 < \alpha_{п,л} \leq 90^\circ; \\ 0,128\alpha_{пл} + 0,48 & \text{при } 90 < \alpha_{п,л} \leq 145; \\ 19,4 & \text{при } 145 < \alpha_{п,л} \leq 180^\circ. \end{cases}$$

Аналогичную величину $|-ΔV|$ можно получить графоаналитическим методом построения компонент суммарного вектора скорости судна:

$$|-ΔV| = V_H (1 - \cos \alpha_{пл}).$$

Для определения погрешности формул (1) и (2) в сравнении с результатами имитационного моделирования (табл. 1) составим сравнительную таблицу 2.

Таблица 1. Кинематические и динамические характеристики судна с РПК при торможении «НАКРЕСТ» со скорости 12,00 узлов

№ п/п	Положение ручек ВРК $\alpha_{\text{нр}}/\alpha_{\text{ар}}$, град	$ \Delta V $	$ \Delta V $	T	$-\Delta S$	$-a$	$-\tau$	T_{min}	$-\Delta S_{\text{min}}$	$-a_{\text{min}}$	$-\tau_{\text{min}}$	T_0
		узлы	%	с	М	М·с ⁻²	с ² ·М ⁻¹	с	М	М·с ⁻²	с ² ·М ⁻¹	с
1	0/0 (360)	0/12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
2	10/10 (350)	0,009	0,075	33,0	0,153	$1,4 \cdot 10^{-4}$	7127,4	33,0	0,153	$1,4 \cdot 10^{-4}$	7127,4	
3	20/20 (340)	0,235	1,96	518,0	62,62	$2,3 \cdot 10^{-4}$	4285,1	72,5	8,8	$16,7 \cdot 10^{-4}$	599,2	
4	30/30 (330)	0,60	5,0	259,0	79,3	$11,9 \cdot 10^{-4}$	839,2	119,0	36,7	$25,9 \cdot 10^{-4}$	385,6	
5	40/40 (320)	2,2	18,3	340	384,8	$33,3 \cdot 10^{-4}$	300,4	87,2	94,2	$129,8 \cdot 10^{-4}$	77,05	
6	50/50 (310)	4,47	37,2	350,3	805,5	$65,6 \cdot 10^{-4}$	152,3	77,5	178,2	0,0297	33,7	
7	60/60 (300)	7,11	59,25	340,0	1243,5	0,0108	92,9	71,8	262,6	0,0509	19,63	
8	70/70 (290)	9,25	77,1	265,0	1260,9	0,01795	55,7	57,3	272,6	0,083	12,04	
9	80/80 (280)	10,7	88,89	256,0	1409,0	0,0215	46,51	62,85	345,9	0,0875	11,42	
10	90/90 (270)	12,0	100,0	292,0	1802,4	0,0211	47,3	56,23	347,1	0,11	9,11	
11	100/100	13/(-1)	108,33	256,0	1711,9	0,0261	38,3	54,5	364,45	0,1227	8,15	129
12	110/110	14,3/(-)	119,7	303	2229,0	0,0243	41,2	79,0	581,1	0,0931	10,74	112
13	120/120	15,7/(-)	130,8	350,6	2795,0	0,023	43,4	102,5	827,8	0,0788	12,7	122,4
14	130/130	17,1/(-)	142,7	321,2	2829,5	0,0274	36,5	73,35	646,1	0,12	8,33	106,2
15	140/140	18,4/(-)	153,1	305,5	2887,6	0,0309	32,32	82,1	776,0	0,115	8,69	107,8
16	150/150	19/(-7,0)	158,3	304,3	2976	0,0321	31,15	77,2	754,5	0,1266	7,9	110,2
17	160/160	19,4/(-)	161,5	292	2910,2	0,0341	29,3	78,2	779,4	0,1275	7,85	104,2
18	170/170	19,4/(-)	161,5	273,4	2724,8	0,0364	27,4	79,4	791,3	0,1255	7,97	108
19	180/180	19,4/(-)	161,5	280	2790,6	0,0356	28,1	75	747,5	0,133	7,525	106
Среднее значение				300±50				74,3±24				112±12

Таблица 2. К определению погрешностей обработки результатов имитационного моделирования торможения судна при $V_H=12,0$ узлов.

$\alpha_{п}/\alpha_{л}$, град	$ \Delta V $, узлы	Формулы		$\alpha_{п}/\alpha_{л}$, град	$ \Delta V $, узлы	Формулы	
		(1)	(2)			(1)	(2)
10/350	0,009	0,2	0,182	100/260	13,0	12,32	14,08
20/340	0,235	0,4	0,72	110/250	14,3	14,56	16,1
30/330	0,60	0,6	1,61	120/240	15,7	15,84	18,0
40/320	2,2	2,5	2,8	130/230	17,1	17,12	19,71
50/310	4,47	4,40	4,28	140/220	18,4	18,4	21,2
60/300	7,11	6,3	6,0	150/210	19,4	19,4	22,4
70/290	9,25	8,2	7,9	160/200	19,4	19,4	23,3
80/280	10,7	10,1	9,91	170/190	19,4	19,4	23,82
30/270	12,0	12,0	12,0	180/180	19,4	19,4	24,0

Анализ данных табл.2 показывает на недостаточную выраженность эффекта торможения судном при $\alpha_{нл} \leq 30^\circ (330^\circ)$ и после реверса ВРК «НАЗАД» при $90^\circ (270^\circ) < \alpha_{нл} \leq 130^\circ (230^\circ)$ в сравнении с графоаналитическими данными формула (2). Это, повидимому, связано с формой корпуса судна при его движении вперед и назад, а также учетом фактора его инерционности.

Заключение

В условиях ледового плавания, когда на первое место выходит аспект безопасности, торможение судна клином при работе двигателей на 100% мощности не позволяет крупным льдинам скапливаться вокруг судна и предотвращает заклинку винтов.

В процессе реверса движения судна следует учитывать неоднозначность носовой и кормовой формы корпуса из-за чего номинальная скорость заднего хода при $\alpha_{нл} = 360^\circ/360^\circ$ снижается до $0,6 V_H$, т. е. до 60% от скорости ПП при $\alpha_{нл}=0/0$.

Период переходного процесса в среднем составляет 300 с, что вполне приемлемо для судов такого класса.

Торможение клином исследовано на глубокой и тихой воде, поэтому физические возмущения со стороны внешней среды будут увеличивать период торможения и уменьшать величин $|\Delta V|$.

Сравнительный анализ разгонных характеристик судна при торможении клином указывает на отличие значений кинематического показателя $|\Delta V|$ при острых углах образовавшегося клина $\beta=180 - (\alpha_n + \alpha_n) < 90$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Голиков В.В. Расчетная схема определения элементов движения судна управляемого рулевыми поворотными колонками /В.В. Голиков// Сборник научных трудов НГМА, вып. 1(6). – Новороссийск: Изд-во МГА им. адм. Ф.Ф. Ушакова, 2014. – С.18 – 20.

УДК 629.426

Бондарь С.А.
ОНМА

ХАРАКТЕРИСТИКА И ПОСЛЕДСТВИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ НАГРУЗКИ ПО ЦИЛИНДРАМ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

К началу 90-х годов на отечественном флоте в основе организации технического обслуживания доминировала система непрерывного технического обслуживания (ТО) и ремонта судовых технических средств, а именно метод «Превентивное техническое обслуживание» (Preventive maintenance) или обслуживание по плану ремонта судовых технических средств. Основным руководящим документом в этой системе являлся сводный график ТО и ремонта на весь нормативный срок службы, состоящий из нескольких эксплуатационно-ремонтных периодов и ремонтных циклов для силовых установок их систем и приводов, который определял ежемесячные, ежегодные и ежедневные ТО (ТО № 1, 2, 3, 4 и т. д.), основанные на действиях план-графика.

Для главных судовых дизельных установок (СДУ) за период (периодичность) ТО или ремонта принимался интервал времени между двумя последовательными видами технического обслуживания или ремонта любого элемента СДУ. На основании отчетов по ТО в пароходах проводился систематический сбор данных по отказам элементов СДУ, которые доводились до сведения изготовителей с целью улучшения изделий и корректировки системы ТО на судах.

Но уже с середины 90-х годов значительная часть флота небольших компаний начала переходить на систему технической эксплуатации (ТЭ), в основу которой была положена концепция «Управление техническим состоянием судового оборудования исключительно по фактическому состоянию» (Predictive maintenance).

Не исключая определенную прогрессивность этого направления следует отметить, что из-за стремления судовладельцев сократить издержки в условиях жесткой конкуренции и их ограниченных финансовых возможностей и для поддержания флота в должном техническом состоянии объем проводимых профилактических работ часто сводился к минимуму.

С целью исключения этих последствий и надежного внедрения системы для обеспечения безопасности судна рекомендуется / 3 / применить метод (инструмент) формальной оценки безопасности, утвержденный в 2002 г. Комитетом по безопасности на море (MSC) и комитетом по защите окружающей среды (MERC).[3]

Инструмент ФОБ (FSA) основан на заблаговременных действиях и представляет собой структурированный метод, позволяющий определить потенциально опасные ситуации заранее, до возникновения аварии с тем, чтобы после этого оценить величину риска, провести оценку затрат и выгод, связанных с применением возможных вариантов управления рисками и, на основании систематизированного анализа, принять обоснованные решения по снижению величины риска. Исходной базой к применению ФОБ является анализ комплекса параметров надежности работы механизма за определенный период эксплуатации и прогноза на планируемый период с учетом уже выработанного (остаточного) его ресурса .

Одним из основных параметров, характеризующих надежность судового энергетического оборудования в целом и двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в частности, является параметр потока отказов $\omega(t)$, характеризующий среднее число отказов в малом интервале наработки [1]:

$$\omega(t) = \frac{d\Omega(t)}{dt} = \frac{M[r(t + \Delta t)] - M[r(t)]}{\Delta t}$$

где $d\Omega(t)$ – математическое ожидание числа отказов за наработку;

$$d\Omega(t) = M[r(t)],$$

$r(t)$ – число отказов за наработку t .

Анализ данных о результатах отказов судовых ДВС в пределах объявленных фирмами – изготовителями ресурсов свидетельствуют, что их причины распределяются следующим образом: физический (усталостный) износ – 45%, а остальные в той или иной мере связаны с их эксплуатацией. При этом, если для отказов по физическим износам имеются определенные зависимости, построенные на основе статистики или ускоренных ресурсных испытаний, то установить аналогичное по качеству технического обслуживания, является очень сложной задачей. Наиболее приближенным к истине может служить анализ потока отказов значительного числа двигателей судов одной

серии в интервалах 2000ч – 2,500 ч, естественно эксплуатирующихся в идентичных условиях (районов с идентичным ветро-волновым режимом) и с четко установленной системой ТО на судах.

Например, в табл. 1 приведены статистические данные по отказам и неисправностям главных двигателей судов типа «Измаил» ЧАО Украинское Дунайское пароходство, эксплуатируемых начиная с 1992 г. на линиях Мариуполь – Кастальен (Испания) с системой ТО по план-графикам.

Таблица 1. Количество и проценты основных отказов и неисправностей элементов ДВС фирмы Wartsila 6R32BC за пятилетний период эксплуатации (25000 моточ.)

Наименование неисправностей и отказов	Количество отказов	Процент отказов	Пара метр поток а отказ ов, %
Топливная аппаратура			
1. Закоксование, засорение и износ отверстий сопел форсунок	46	35,9	16,3
2. Зависание игл и трещины в соплах форсунок	12	9,4	4,3
3. Износ плунжерных пар и нарушение положения плунжера относительно втулки ТНВД	7	5,5	2,6
Общее количество	65	50,8	23,0
Детали цилиндра-поршневой группы			
4. Поломка поршневых колец	14	10,9	5,0
5. Повышенный износ втулки цилиндра	7	5,5	2,5
6. Прогарание выпускных клапанов	7	5,5	2,5
7. Пригорание поршневых колец	6	4,7	2,1
8. Трещины в днище крышки цилиндра	3	2,3	1,1
9. Трещины в головках поршней	2	1,6	0,71
10. Трещины в анкерных связях	2	1,6	0,7
Общее количество	41	32,0	14,5
Система наддува			
11. Критическое загрязнение воздушного фильтра и рабочих поверхностей	12	9,4	4,3
12. Обрыв лопаток турбины	2	1,6	0,7

Общее количество	14	10,9	5,0
Подшипники коленчатого вала			
13. Повышенный износ вкладышей подшипника	5	3,9	1,8
14. Выплавление антифрикционного сплава	3	2,3	1,1
Общее количество	8	6,3	2,8
Сумма всех отказов	128		

На основании табл. 1 была рассчитана и приведена рис. 1 гистограмма потока отказов.

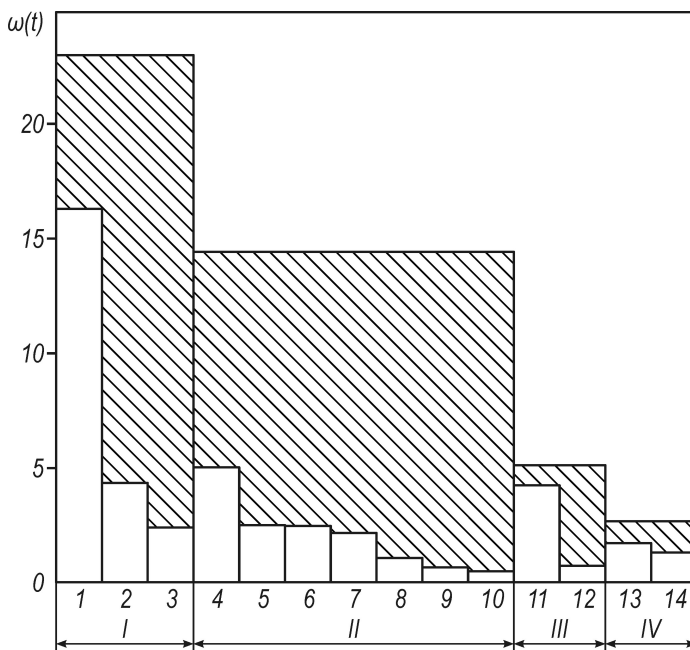


Рис.1. Гистограмма потока отказов судового дизеля 6R32BC фирмы Wartsila (позиции 1...14 соответствуют наименованиям в таблице 2):

I – отказы подшипников коленчатого вала;

II – отказы системы наддува;

III – отказы деталей цилиндропоршневой группы;

IV – отказы топливной аппаратуры

Из гистограммы отказов и табл. 2 видно, что основными отказами и неисправностями являются неисправности топливной аппаратуры, в частности форсунок, а так же отказы в элементах цилиндри-

поршневой группы. Основной причиной, которая вызывала неисправности такого рода, видимо было поставляемое низкокачественное топливо IFO 380 , а также некачественное проведение операций по топливоподготовке . Остальные неисправности, возникающие при работе дизеля, были в основном вызваны причинами естественного характера, к которым относятся отказы от перегрузки двигателей, а также несоблюдение других элементов правил технической эксплуатации .

Соответственно основное внимание в это период машинной командой уделялось квалифицированной организации процесса топливоподдачи.

Анализ процесса топливоподдачи показывает, что для полного знания вопроса необходим : тщательный контроль и дальнейшая обработка целого ряда параметров таких, как угол опережения подачи топлива, продолжительность впрыскивания, максимальное давления впрыска, и др. Этот контроль обеспечивался с использованием на судне системы диагностирования индикаторных диаграмм главного двигателя НК-5.

В таблице 2 представлены реальные результаты индицирования главного двигателя на ходовых испытаниях теплохода «Рени» , одного из серии судов типа «Измаил», которые были произведены системой диагностирования Ауτροника НК-5 при 100% нагрузке и благоприятных погодных условиях. Далее они были приняты как эталонные. Ниже графически они представлены индикаторной диаграммой на рис.2

Таблица 2. Engine total state eng 01

	01	02	03	04	05	06 ср		
MIP	16,76		15,42	15,84	16,37	16,63	15,33	16,05
RPM	716,6		716,0	717,5	716,7	717,5	716,5	716,8
Pmax	124,5		128,8	125,7	126,3	128,6	122,2	126,0
Pcomp	84,22		96,55	87,98	87,46	91,54	97,18	90,8
Pexp	68,13		64,34	65,57	66,08	65,05	62,08	65,2
aPmax	15,87		15,06	16,0	16,12	14,93	14,81	15,46
LoadKW	281,7		259,0	266,6	275,2	279,9	257,7	270,0

Sum Load KW- 1620 Scav.-1.69 Temp. Speed Draft F/A (m) Wind

M/V RENDI

DATE 92-12-22 TIME 00:39

ENGINE TOTAL STATE

ENG 01

	01	02	03	04	05	06
MIP	16.76	15.42	15.84	16.37	16.63	15.33
RPM	716.6	716.0	717.5	716.7	717.5	716.5
Pmax	124.5	128.8	125.7	126.3	128.6	122.2
Pcomp	84.22	96.55	87.98	87.46	91.54	97.18
Pexr	68.13	64.34	65.57	66.08	65.05	62.08
aPmax	15.87	15.06	16.00	16.12	14.93	14.81
LoadKW	281.7	259.0	266.6	275.2	279.9	257.7
Pscav s	1.68	1.68	1.72	1.69	1.68	1.69
Pscav p	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
FPmax	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
FPopen	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
aFPopen	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
G(dur)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ex.temp						
P.index						

Sum LoadKW Scav.temp. Speed Draft F/A (m) Wind Sea
 1620

На рис. 2 б приведены результаты индицирования, где в различные периоды эксплуатации видна тенденция снижения как максимального давления сгорания p_z , так и среднего индикаторного давления p_i по времени.

Приведенные ниже графики (рис. 3.,4.,5) показывают, что при приближении окончания ресурса по смене форсунок (рис.3), далее при подходе к окончанию ресурса по замене поршневых колец (рис.4) и при подходе к окончанию ресурса по замене поршней (рис.5) неравномерность нагрузки индикаторной мощности и другим важным показателям рабочего процесса не укладывалась в пределы, установленные Правилами технической эксплуатации и рекомендаций фирм завода – изготовителя. Соответственно, персонал немедленно восстанавливал параметры двигателя, проводя замены критических элементов и продолжая работать с существующей системой ТО, согласно план-графика.

В состоянии наработки двигателей 60-68 тыс. моточасов, фрахтователем судна был произведен частичный переход на систему ТО по состоянию (рис.5.)

AUTRONICA



ENGINE MIP CALCULATOR



date 94-08-25 наработка ГД-10980 ч.

ENGINE TOTAL STATE ENG 01

01 02 03 04 05 06 Ср.

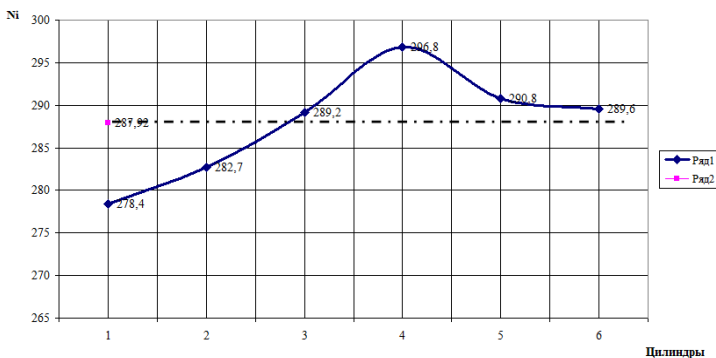
MIP	16.6	16.92	17.3	17.78	17.41	17.35	17.24
RPM	712.3	712.3	711.6	711.2	712.0	711.6	711.95
Pmax	108.4	107.3	111.3	111.4	109.0	111.2	109.76
Pcomp	74.82	75.24	77.95	75.24	73.57	73.25	75.01
aPmax	14.87	12.0	16.0	16.5	17.0	13.12	14.9
LoadKW	278.4	282.7	289.2	296.8	290.8	289.6	287.9
Ex.temp.	398.0	370.0	402.0	405.0	396.0	394.0	394.0

Sum Load KW Scav. Temp. Speed Draft F/A (m) Wind Sea

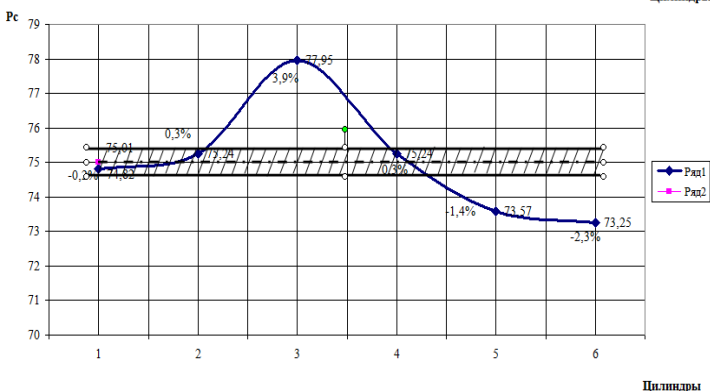
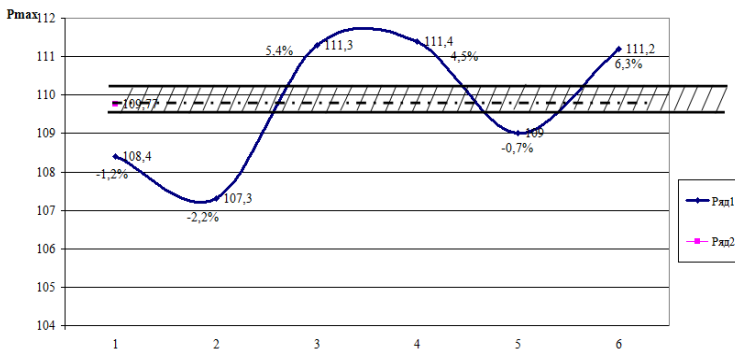
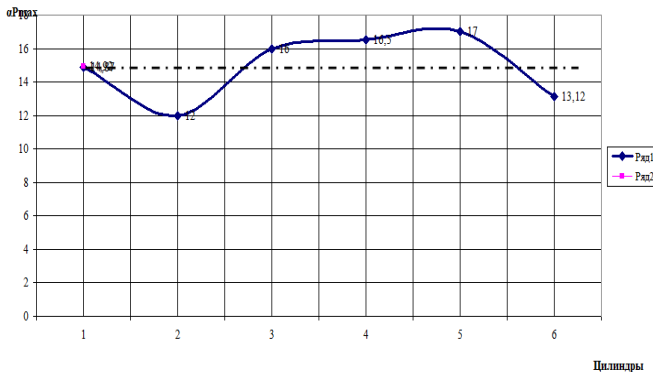
1727 KW 49

11.6 4.55/5.75 шт.

шт.



Цилиндры



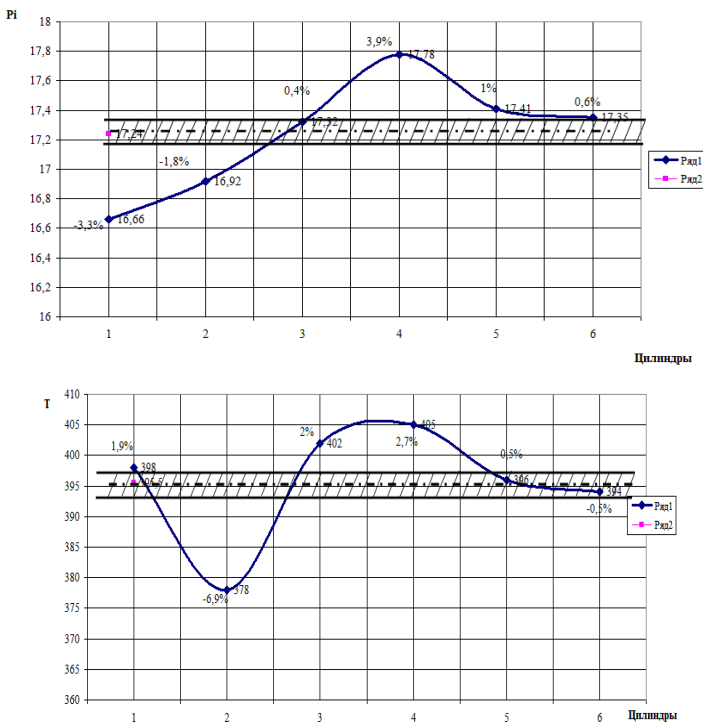
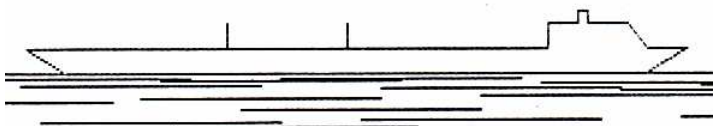


Рис 3. Неравномерность распределения нагрузки по цилиндрам перед окончанием ресурса форсунок двигателя (11 тыс. час.)

AUTRONICA

NK5

ENGINE MIP CALCULATOR



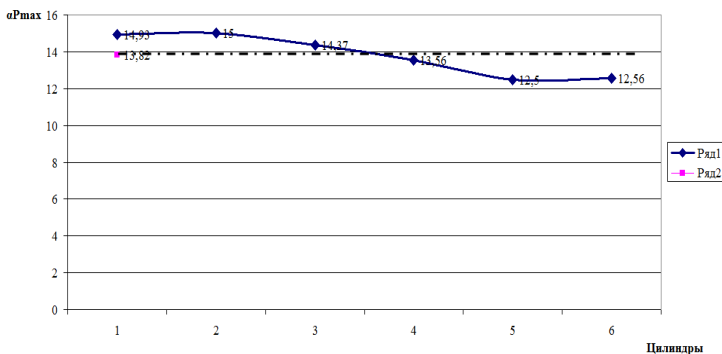
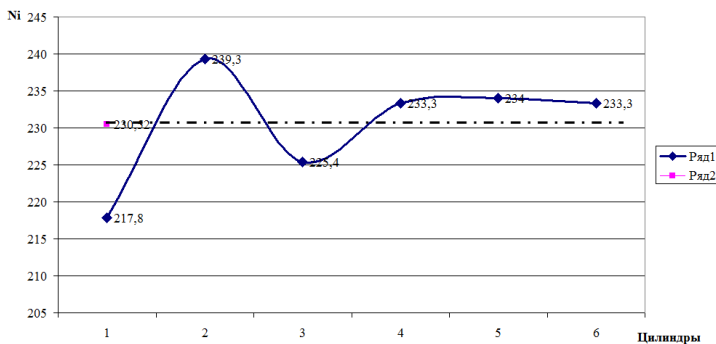
date 25-10-00 наработка ГД-39975ч.

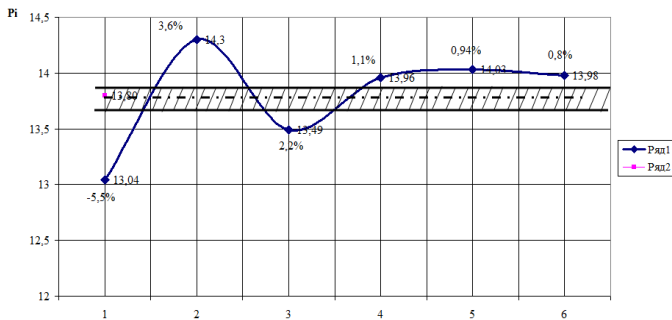
ENGINE TOTAL STATE ENG 01

01 02 03 04 05 06 Σср.

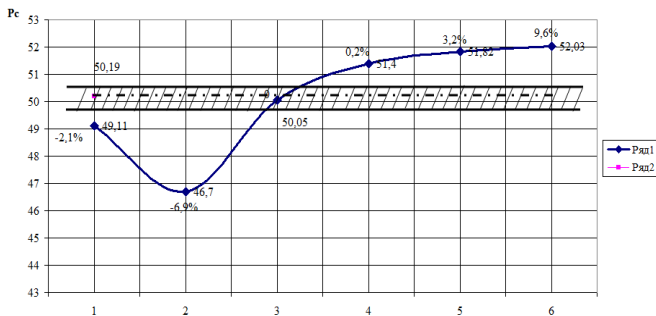
	01	02	03	04	05	06 Σср.	
MIP	13.04	14.30	13.49	13.96	14.03	13.98	13.80
RPM	712.0	713.5	712.4	712.5	711.1	711.5	712.1
Pmax	78.57	80.94	79.19	83.49	87.70	87.80	82.93
Pcomp	49.11	46.70	50.05	51.40	51.82	52.03	50.18
aPmax	14.93	15.0	14.37	13.56	12.50	12.56	13.8
LoadKW	217.8	239.3	225.4	233.3	234.0	233.3	230.5
Ex.temp.	384	404	407	418	418	425	409

Sum Load KW Scav. Temp. Speed Draft F/A (m) Wind Sea
 1383 KW 30 10.6 4.2/4.5 3бал 2бал

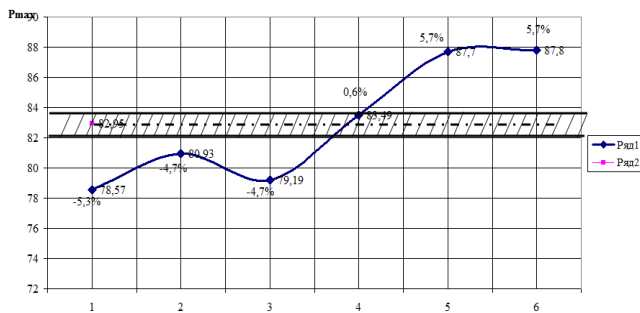




Цилиндры



Цилиндры



Цилиндры

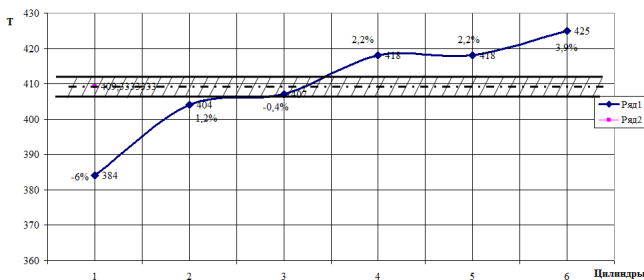


Рис.4. Неравномерность нагрузки двигателей при выработке половинного ресурса замененных форсунок и при замене поршневых колец (20 тыс. часов)



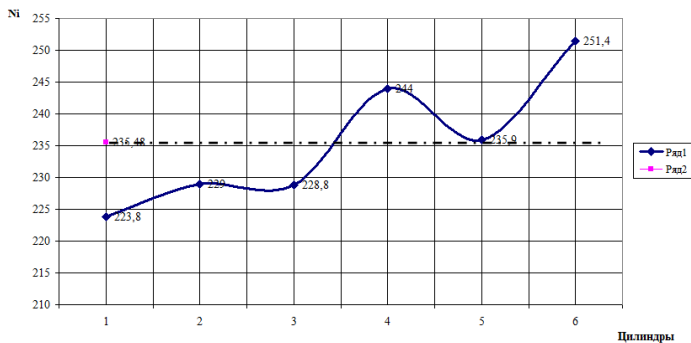
date 04-04-04 наработка ГД-60365 ч.

ENGINE TOTAL STATE ENG 01

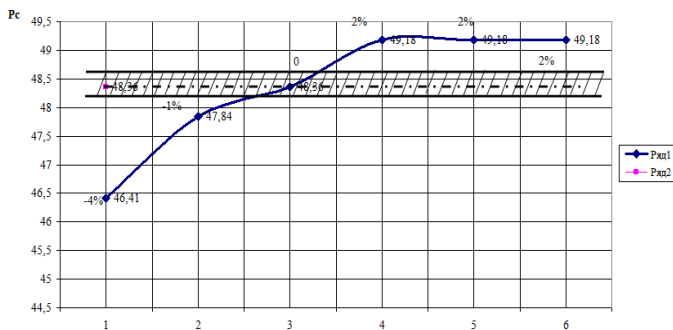
01 02 03 04 05 06 Σср.

MIP	13.32	13.78	13.72	14.66	14.17	13.06	14.13
RPM	710.9	710.8	710.8	709.7	709.7	711.6	710.6
Pmax	88.21	93.03	92.41	94.26	95.08	95.30	93.4
Pcomp	55.58	54.85	55.79	55.17	57.68	57.68	56.1
aPmax	13.93	13.25	13.37	11.5	12.5	13.0	12.75
LoadKW	223.8	229.8	228.8	244.0	235.9	251.4	235.6
Ex.temp.	425.0	430.0	430.0	402.0	402.0	410.0	414.8

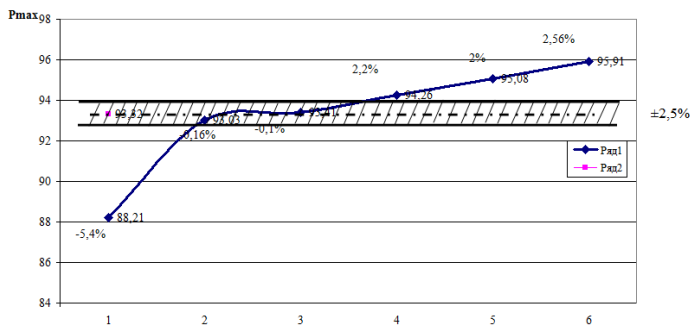
Sum Load KW Scav. Temp. Speed Draft F/A (m) Wind Sea
 1413 KW 36 9.6 5.5/5.6 36. 26.



Цилиндры



Цилиндры



Цилиндры

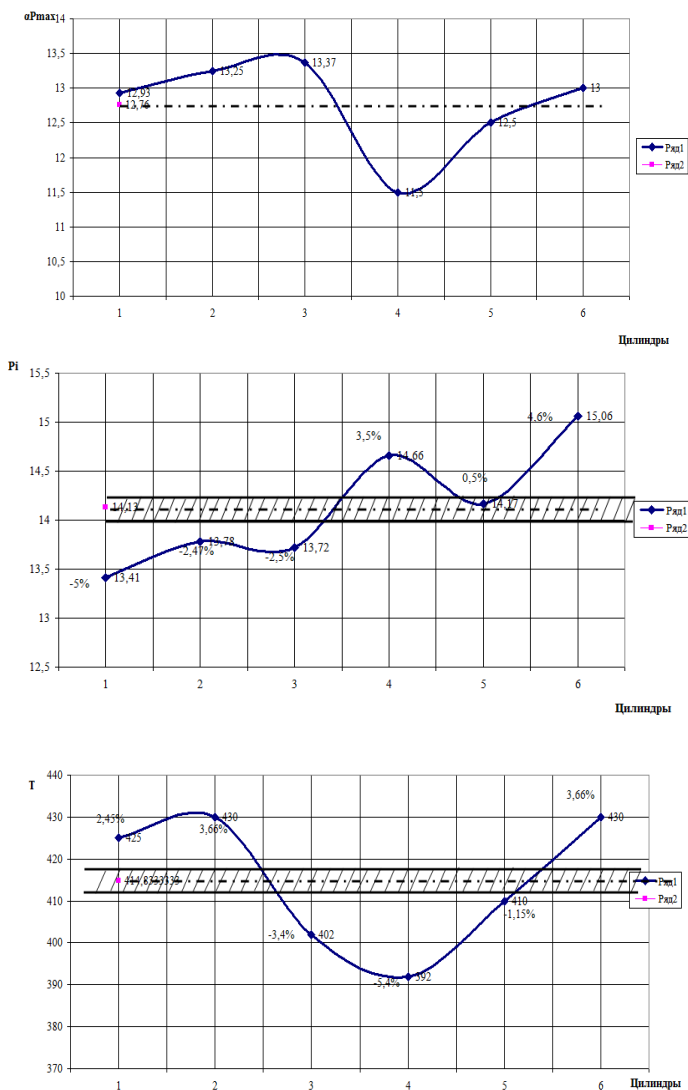


Рис. 5. Неравномерность распределения нагрузки по цилиндрам при подходе к предельному ресурсу

Выводы. Анализируя представленные графики, можно утверждать, что при переходе к системе ТО «по состоянию» надо учитывать, что будет нарушена последовательность контроля техническо-

го состояния двигателя и системы контроля отказов. При применении ФОб, подтверждается тезис о том, что изменение системы ТО взамен плановой, для двигателей с такими величинами остаточного ресурса, абсолютно недопустимы.

В целях сохранения дальнейшей эксплуатационной надежности главного двигателя, в пределах установленного срока эксплуатации, система ТО, согласно план - графиков должна быть не только сохранена, но и скорректирована в сторону ужесточения, по тем агрегатам и системам, отказ которых приводит к отказу пропульсивной установки или к опасному ущербу, выраженному в последующих существенных затратах на проведение непланового ТО или ремонта. Как следует из данной статьи, основная неравномерность нагрузок цилиндров двигателя связана с некачественной работой его топливной аппаратуры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васильев Б.В., Ханин С.М. Надежность судовых дизелей. – М. : Транспорт, 1989. – 184 с.
2. Медведев В.В., Семионичев Д.С. Практика создания дерева событий для СЭУ современного судна при разработке и реализации ее формализованной модели безопасности. – Морской вестник, № 1 (37), 2011. – С. 56-58.
3. Бондарь С.А. Обеспечение надежности работы судовых дизелей путем корректирования остаточного ресурса работы. Автоматизация судовых технических средств : Одесса, 2013.-Вып.19.С.18-22

УДК 621.436

Заблоцкий Ю.В., Сагин С.В.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВЫХ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ИХ РАБОТЕ НА РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВАХ

В последние годы значительно усовершенствовались все судовые дизели, в том числе и среднеоборотные (СОД) [1]. В связи с этим изменились требования к качеству топлива, а также стало в большей степени проявляться влияние его эксплуатационных характеристик на эффективность топливоиспользования. Эксплуатационные свойства топлива влияют не только на энергетические и экономические параметры работы судового дизеля, но и непосредственно определяют его хранение, транспортировку, перекачку, подачу, а также развитие рабочего процесса.

Наиболее общими характеристиками качества топлива, которые в определенном сочетании характеризуют его вышеперечисленные эксплуатационные свойства, являются вязкость; плотность; содержание механических примесей, воды, смол; фракционный и структурный состав; температура вспышки; теплота сгорания; массовая доля общей серы. Стремление судовладельцев и чартерных компаний к снижению эксплуатационных затрат, приводит к максимально возможному использованию в судовой энергетике высоковязких сортов топлива с низкой стоимостью. При этом данные топлива характеризуются повышенным удельным весом и высоким содержанием сернистых соединений.

Немаловажным является также следующий факт, характеризующий изменение стратегии использования топлива в судовых СОД. Если в 90-х и на рубеже 2000-х годов судовые СОД (как главные, использующиеся для передачи мощности на винт, так и вспомогательные, обеспечивающие привод электрических генераторов) эксплуатировались исключительно на дизельном топливе с вязкостью 15...35 мм²/с, то подобные модели современных дизелей работают на топливах с вязкостью до 380 мм²/с. Кроме того, с целью снижения эксплуатационных расходов в современных судовых СОД используются высоковязкие топлива с максимально допустимым содержанием серы: моторное средневязкое HFO180 (Heavy Fuel Oil) – с вязкостью 180 мм²/с и содержанием серы S = 1...1,5 %; моторное тяжелое

HFO 380 – с вязкостью $380 \text{ мм}^2/\text{с}$ и содержанием серы $S = 2,5 \dots 3,0 \%$. При особых условиях работы используют аналогичные марки топлива HFO180-LS (Low Sulfur) и HFO380-LS с пониженным содержанием серы ($S = 0,5 \dots 1,5 \%$), а также дизельное маловязкое топливо MDO (Marine Diesel Oil) с вязкостью $50 \text{ мм}^2/\text{с}$, практически не содержащее сернистых соединений.

Структурный состав топлива также оказывает свое влияние на такой параметр, как его смазывающая способность, которая оценивается по величинам износа, критической нагрузке заедания металлов и сил трения (коэффициента трения). В ряде случаев более важной для практики характеристикой топлива является его противоизносные свойства, а не смазочная способность. Это объясняется тем, что для многих агрегатов (топливных, гидравлических), работающих в среде низкомолекулярных углеводородных жидкостей (масла или топлива), более важна защита их от повышенного износа, чем некоторое снижение мощности привода вследствие уменьшения сил трения [2].

Основным узлом дизеля, в котором может эффективно использоваться смазывающая способность топлива, является его топливная аппаратура, в частности плунжера топливных насосов высокого давления (ТНВД) и распылители форсунок. Для углеводородных жидкостей соблюдается следующее правило: улучшение противоизносных свойств приводит к улучшению смазывающей способности. Из этого правила есть исключения, прежде всего, при граничном трении (граничном смазывании), которое характерно именно для ТНВД. В этом случае определяющую роль играют особые «квазикристаллические» свойства топлива, которые зачастую не описываются расчетными методами, а определяются экспериментально [3].

В процессе полимолекулярной адсорбции топлива на поверхности прецизионной пары втулка – плунжер ТНВД сравнительно большая величина межмолекулярных сил обуславливает изменение характеристик граничного слоя. В этом случае асимметричное поле поверхностных сил, действующее со стороны металлических поверхностей пары втулка – плунжер ТНВД (которые можно рассматривать как твердую подложку для построения граничного смазочного слоя топлива), приводит к ориентационному упорядочению жидкокристаллического типа в приповерхностных (граничных) слоях [4]. Поэтому такие ориентационно упорядоченные приповерхностные слои топлива обладают особыми физико-химическими свойствами: теплоемкостью, анизотропией оптических характеристик, наличием

структурной компоненты расклинивающего давления. Именно последнее свойство способствует дополнительной упругости граничных слоев топлива и снижению энергетических потерь в прецизионных парах топливной аппаратуры высокого давления [5]. Увеличение C–S связей в топливе, вызванное общим ростом сернистых соединений, входящих в его состав, приводит к дезориентации граничных слоев и нивелированию эффекта расклинивающего давления.

Смазочное действие топлива в реальных условиях работы ТНВД проявляет себя в сложной совокупности, определяемой условиями трения, поэтому тяжелые условия работы топливной аппаратуры выдвигают повышенные требования к триботехническим характеристикам как самих прецизионных пар, так и топлив, используемых в СОД.

Учитывая изложенное, целью работы являлось определение влияния структурного состава топлива (в частности содержания сернистых соединений) на эксплуатационные и экономические параметры работы судового дизеля, а также на техническое состояние его топливной аппаратуры высокого давления.

Эксперименты выполнялись на трех однотипных судовых СОД S6A2 фирмы «Mitsubishi», имеющих автономную топливную систему. Это позволяло проводить параллельные исследования для различных сортов топлива. Во время эксперимента дизеля имели одинаковое техническое состояние и эксплуатировались при одинаковых нагрузках.

В качестве эксплуатационных характеристик определялись температура газов перед газотурбонагнетателем (ГТН) t_g и максимальное давление сгорания p_z , которые измерялись с помощью штатных средств диагностики. Эти параметры относятся к основным, по которым происходит регулирование рабочего процесса дизеля и определение рассогласования нагрузки по цилиндрам. За экономическую характеристику принимался удельный эффективный расход топлива.

Исследования проводились для разных сортов судового топлива: маловязкого MDO, средневязкого HFO180 и HFO180-LS, тяжелого HFO 380 и HFO380-LS.

Результаты исследований приведены в табл. 1 и на рис.1, 2.

Анализируя приведенные данные можно сделать следующие выводы. При использовании топлив с повышенным содержанием серы в его структурном составе возрастает температура газов перед ГТН, а вместе с ней и тепловые нагрузки на весь дизель.

Таблица 1. Влияние топлив различного структурного состава на эксплуатационные характеристики работы судового дизеля

Марка топлива	Содержание серы в топливе, S, % по массе	Средняя температура газов перед ГТН, t_{cp} , °С	Максимальное отклонение температуры газов перед ГТН от среднего значения, °С	Максимальное давление сгорания, P_z , МПа	Отклонение максимального давления сгорания от среднего значения, %	Удельный эффективный расход топлива, b_e , г/(кВт·час)	Площадь пятен видимого износа поверхности плунжера ТНВД, $S_{ин}$, мм ²
MDO	0,1	348	8	13,1	2,28	186	64
HFO180-LS	0,5	353	12	13,25	2,35	192	87
HFO180	1,1	355	14	13,25	2,46	194	128
HFO380-LS	1,6	361	16	13,3	2,62	197	265
HFO380	2,8	363	18	13,4	2,66	199	316

Возрастание степени рассогласования величины максимального давления сгорания по цилиндрам дизеля свидетельствует как о повышении триботехнических потерь в элементах топливной аппаратуры дизеля, так и худшем распыливании топлива.

Кроме того, при проведении экспериментов оценивалось техническое состояние топливной аппаратуры дизеля и, в частности, состояние поверхности плунжера ТНВД. Основным видом дефектов данного узла является его износ. Высокого давления более подвержены коррозионному износу, чем механическому или абразивному.

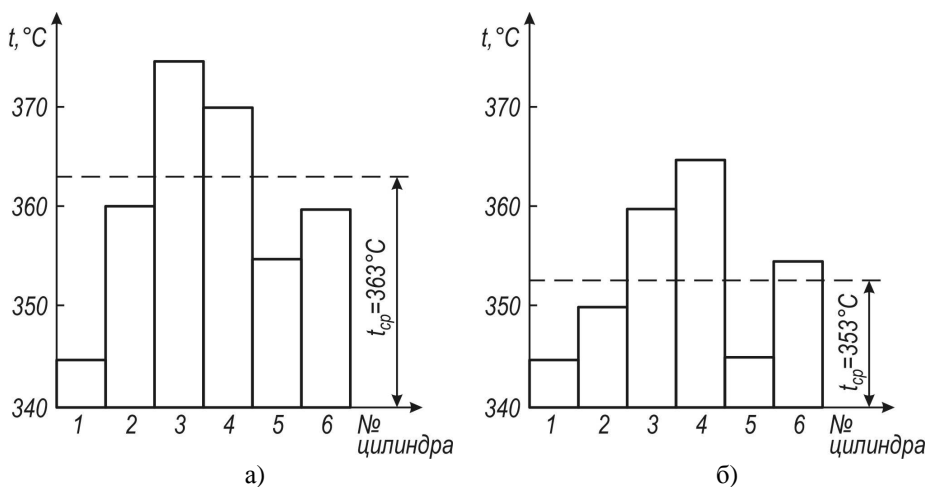


Рис.1. Рассогласование температуры газов перед ГТН по цилиндрам судового дизеля S6A2 при работе на различных топливах: а – высоковязкое HFO380, содержание серы $S = 2,8\%$; б – средневязкое HFO180-LS, содержание серы $S = 0,5\%$

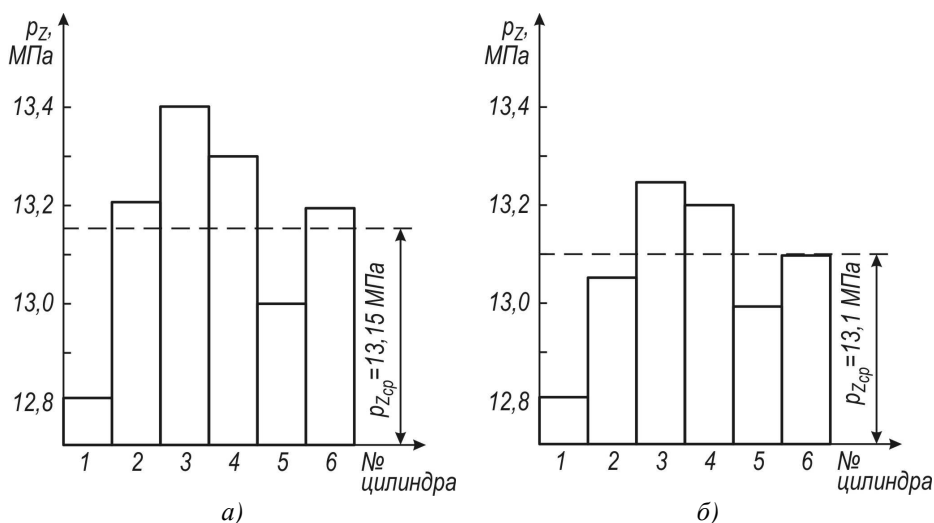


Рисунок 2. Рассогласование максимального давления сгорания по цилиндрам судового дизеля S6A2 при работе на различных топливах: а – высоковязкое HFO380, содержание серы $S = 2,8\%$; б – средневязкое HFO180-LS, содержание серы $S = 0,5\%$

При этом, учитывая степень фильтрации топлива перед ТНВД, детали топливной аппаратуры Так, наличие воды в топливе вызывает коррозионное разрушение поверхностей деталей прецизионных пар, причем оно значительно интенсифицируется при возрастании количества сернистых соединений в топливе. Частным видом коррозионного износа является окислительный, представляющий собой процесс образования на поверхности деталей пленки окислов вследствие адсорбции кислорода, растворенного в топливе. В процессе трения окисные пленки разрушаются и создают продукты износа, состоящие из окислов металла. Этот вид износа наблюдается обычно в условиях граничного трения (что характерно для ТНВД), когда происходит местный контакт поверхностей, сопровождающийся пластической деформацией и насыщением поверхностных слоев металла кислородом, растворенным в топливе. По мере возрастания толщины окисных пленок последние становятся хрупкими, и от внутренних напряжений, а также под действием гидравлических ударов струй топлива, происходит их разрушение, при этом обнажаются нижележащие участки поверхности металла и процесс разрушения повторяется.

Оценка износа поверхности плунжера ТНВД выполнялась путем определения площади пятен видимого износа SIh. Для этого в интервале работы дизелей, позволяющим их кратковременный вывод из эксплуатации и равном 220, 410, 640, 830 и 1060 часов, проводился демонтаж плунжеров из двух крайних ТВНД (для 1-го и 6-го цилиндра). После этого в судовой лаборатории с помощью микроскопических исследований выполнялось определение величины SIh. Динамика износа прецизионной пары плунжер–штулка ТНВД показана на рис.3, а максимальные значения SIh после 1060 часов работы приведены в табл. 1.

Приведенные результаты свидетельствуют о том, что стремление обеспечить эксплуатацию судовых СОД на относительно дешевых сортах топлива, характеризующихся повышенными вязкостью и содержанием серы, приводит к ухудшению эксплуатационных параметров работы дизеля и технического состояния его элементов, в частности плунжеров ТНВД.

Таким образом, одной из задач современной эксплуатации судовых технических средств является нахождение оптимальных затрат на топливо и его подготовку при минимальных эксплуатационных

расходах на поддержание требуемого технического состояния и параметров работы судовых дизелей

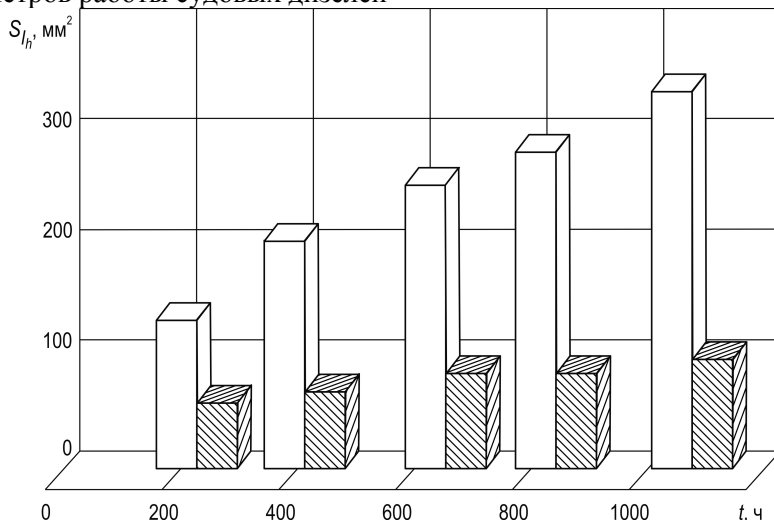


Рис. 3. Динамика изменения износа прецизионной пары плунжер–втулка ТНВД судовых СОД S6A2 при их работе на топливах с различным содержанием серы: чистые – топливо HFO380, содержание серы $S = 2,8\%$; штрихованные – топливо HFO180-LS, содержание серы $S = 0,5\%$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматиз, 1963. – 472 с.
2. Конкс Г.А., Лашко В.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. – М.: Машиностроение, 2005. – 512 с.
3. Заблоцкий Ю.В., Солодовников В.Г. Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей // Проблемы техники: науч.-виробн.журнал. – 2013. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 46-56.
4. Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В. Определение смазочной способности дизельных топлив // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 145–153.
5. Сагин С.В. Влияние жидкокристаллических свойств граничных смазочных слоев на реологические характеристики моторных масел // Проблемы техники: науч.-виробн.журнал. – 2013. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 64-71.

УДК 629.5.(012+016+017):532

Печенюк А.В.
ОНМА

О ПОВЫШЕНИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ФОРМЫ НОСОВОЙ ОКОНЕЧНОСТИ СУДНА

Введение

Основные технико-эксплуатационные и экономические показатели судна, в том числе провозоспособность и энергоэффективность, в значительной степени определяются эффективностью функционирования его пропульсивного комплекса (ПК). Наиболее рациональным путем повышения эффективности ПК является снижение буксировочного сопротивления и, соответственно, буксировочной мощности, а также улучшение ходовых качеств за счет совершенствования формы корпуса судна.

Достоверные оценки влияния формы корпуса на буксировочное сопротивление могут быть получены путем проведения модельного эксперимента в опытовом бассейне. Результаты обобщения многочисленных экспериментальных исследований породили, так называемые, статистические методы оценки влияния формы корпуса на буксировочное сопротивление. Так, широкое распространение в инженерной практике получил метод Холтропа [1], основанный на регрессионном анализе экспериментальных данных.

Ни экспериментальные, ни статистические методы в настоящее время не могут быть использованы для оптимизации формы корпуса судна. Первые – в силу высокой стоимости и продолжительности испытаний, вторые – в силу недостаточной точности чувствительности к локальным изменениям формы.

Таким образом, наиболее пригодными, с точки зрения практической реализации, оказались теоретические методы оценки сопротивления. Задачи оптимизации и совершенствования существующих обводов в различных постановках исследуются уже достаточно давно. Среди последних широко распространенными оказались те, которые используют интеграл Мичелля в той или иной модификации для оценки волнового сопротивления [2, 3]. Принципиальным ограничением подобных методов является лежащая в их основе математическая модель «тонкого» судна, предполагающая большое удлинение корпуса и отсутствие учета разрушающейся подпорной волны в но-

совой оконечности. Учитывая последнее обстоятельство, полагаем, что для оценки буксировочного сопротивления целесообразно использовать современные методы вычислительной гидромеханики, в которых численно интегрируются уравнения Навье–Стокса и отсутствуют ограничения в выборе формы корпуса. Недостатком этих численных методов являются высокие требования к ресурсам вычислительной техники – объему оперативной памяти и производительности процессоров. Этот недостаток исключает постановку задачи оптимизации формы корпуса как задачи математического программирования или планирования эксперимента и делает более предпочтительным вариационный подход.

В 1948г. В.Г. Сизов предложил оригинальный критерий оптимальности формы корпуса судна с точки зрения минимума полного сопротивления [4], основанный на вариационных принципах. Критерий В.Г. Сизова не налагает ограничения на методiku расчета буксировочного сопротивления, но оставляет открытым вопрос о математической модели модификации судовой поверхности (в [4] рассмотрены бесконечно малые изменения).

Автором разработан комплексный метод совершенствования судовых обводов, по концепции близкий к [4]. Его основными компонентами являются модель систематических изменений формы корпуса и алгоритм совершенствования обводов [7].

С помощью метода были выполнены численные [5] и экспериментальные [6] исследования по совершенствованию носовых обводов нескольких судов-объектов. Результаты показали существенные возможности по снижению буксировочного сопротивления за счет оптимизации формы носовой оконечности. Кроме того, анализ полученных результатов показал, что они представляют не только практический интерес для судов конкретных типов, но и научный, который заключается в обобщенных сведениях о влиянии обводов носовой оконечности на сопротивление движению.

Целью статьи является оценка влияния формы носовой оконечности судна на сопротивление движению на основе результатов, полученных с помощью разработанного метода совершенствования судовых обводов.

1. Метод совершенствования судовых обводов

Основными компонентами метода совершенствования судовых обводов являются модель систематических изменений формы корпуса и алгоритм совершенствования обводов.

Модель систематических изменений [7] предусматривает задание изменений формы корпуса на локальных участках строевой по шпангоутам с последующим распределением площадей шпангоутов по высоте одним из известных способов: способом аффинного преобразования или способом сдвига. В общем случае предусмотрена комбинация обоих способов и их усовершенствование для обеспечения переходов между участками судовой поверхности, где используется каждый из них.

По результатам анализа геометрических характеристик, с помощью которых судовая поверхность может быть описана в формализованном виде, в модели систематических изменений предложено для отображения распределения водоизмещения в оконечностях использовать зависимость безразмерного коэффициента продольной полноты от абсциссы $\varphi(x)$ которая определяется выражением:

$$\varphi(x) = \frac{\int_0^x \int_0^T y(x, z) dz dx}{x \int_0^T y(x, z) dz}, \quad (1)$$

где T – осадка.

Аналогичное (1) выражение можно составить и для вертикального распределения полноты. Однако в задаче снижения сопротивления вертикальное распределение водоизмещения не имеет оптимума, поэтому его варьирование не актуально.

Алгоритм совершенствования обводов сформулирован в соответствии с обычным подходом к оптимизационным задачам в современной прикладной гидромеханике, который ориентирован, прежде всего, на применение численных методов. Для иллюстрации такого подхода можно привести пример оптимизации положения элементов механизированного крыла самолета [8].

Геометрия механизированного крыла, состоящего из трех элементов (крыло с предкрылком и закрылком), хорошо поддается формализации – варьируемыми параметрами являются только углы отклонения предкрылка и закрылка относительно профиля крыла. Сформировав критерии и ограничения, задачу можно решить в многокритериальной постановке, с результатом в виде множества Парето-оптимальных решений. С точки зрения гидродинамического моделирования получение этих результатов требует исследования

большого числа вариантов положений предкрылка и закрылка (порядка сотен).

Применение подобных методов к судовым обводам затруднено, прежде всего, из-за сложности формализации геометрии изменений. Как отмечено выше, с помощью специально разработанной модели систематических изменений эту проблему можно решить.

Располагаемые вычислительные ресурсы таковы, что число исследуемых вариантов важно ограничить величинами порядка десятков.

Особенностью предлагаемого алгоритма является использование в нем гипотезы о независимости влияния разных участков носовой части корпуса по длине на волновое сопротивление. Гипотеза предполагает прямую количественную взаимосвязь между локальными изменениями формы обводов и изменением буксировочного сопротивления корпуса. Гипотеза используется для прогноза суммарного эффекта от различных локальных изменений.

С методологической точки зрения независимость изменений на разных участках корпуса позволяет существенно экономить вычислительные ресурсы за счет уменьшения количества вариантов.

Анализ метода совершенствования судовых обводов в целом показал, что он имеет большие возможности для дальнейшего развития и расширения области использования. Прежде всего, с его помощью можно совершенствовать не только носовые обводы, но и кормовые, то есть оптимизировать форму корпуса в целом. Далее, вместо задачи снижения буксировочного сопротивления без существенной переработки метода можно рассмотреть задачу повышения ходовых качеств судна на тихой воде. Для этого нужно учесть данные по взаимодействию между корпусом и движителем, которые могут быть получены с помощью дополнительных численных расчетов.

Практические преимущества, которые предоставляет метод совершенствования обводов, связаны с расширением методологической базы проектирования судов. Метод позволяет оптимизировать параметры формы корпуса (продольное распределение водоизмещения в оконечностях), которые до сих пор не были охвачены формальными методиками или достаточно подробными рекомендациями. Как показало исследование конкретных объектов в рамках работы, снижение буксировочного сопротивления при этом может достигать больших относительных значений, что обеспечивает существенное улучшение проектных показателей.

2. Теоретические результаты

С помощью метода выполнено совершенствование носовых обводов двух объектов, которые существенно отличаются друг от друга по форме корпуса и скоростному режиму, – это полное тихоходное судно смешанного плавания (ССП) с $\delta = 0.89$, $Fr = 0.18$ и контейнеровоз KCS [9] умеренной полноты и быстроходности с $\delta = 0.65$, $Fr = 0.28$.

Если рассмотреть результаты в виде сравнения безразмерных строевых по шпангоутам исходных и усовершенствованных носовых частей объектов (рис. 1), можно заметить определенное сходство реализованных изменений. В обоих случаях водоизмещение было перенесено ближе к форштевню за счет заострения участка, лежащего дальше в корму. При качественном сходстве, изменения в каждом случае были неочевидными.

В случае СПП приполнение участка у форштевня, исходя из практики проектирования судов подобного типа, выглядит чрезмерным. Считается, что существенное развитие бульбовых образований не оправдано при скоростных режимах, в которых доля волнового сопротивления невелика. Согласно же полученным результатам, именно приполнение участка у форштевня обеспечило больший вклад в снижение буксировочного сопротивления корпуса, чем заострение участка, расположенного дальше в корму.

В случае судна KCS исходные обводы обладают вполне развитым бульбом. Некоторая оптимизация его размеров была вполне вероятной. При этом в режимах с большой долей волнового сопротивления очевидным выгодным направлением изменений считается наращивание размеров бульба, так как это приводит к смещению объема к основной плоскости с заострением действующей ватерлинии.

Однако, согласно полученным результатам, эффект от наращивания бульба оказался меньше, чем от заострения участка, примыкающего к нему. Кроме того, влияние изменений обводов на двух участках на вертикальное распределение полноты взаимно компенсируется. То есть наращивание размеров бульба в данном случае не привело к перемещению водоизмещения под свободную поверхность для корпуса в целом.

Исходя из практического опыта, при условии постоянства водоизмещения более выгодным представляется приполнение бульба за счет заострения участка, примыкающего к мидель-шпангоуту, так как это действительно приводит к смещению водоизмещения к ос-

новой плоскости (по причине различного развала шпангоутов в разных районах носовой части). Однако метод совершенствования обводов показал, что этот путь менее эффективен.

В целом безразмерные строевые двух объектов с усовершенствованными обводами на рис. 1 не демонстрируют какой-либо взаимосвязи между собой. Отмеченное сходство изменений может носить и случайный характер. Ситуация меняется, если выполнить сравнение зависимостей $\varphi(x)$, в которых исключено влияние общей полноты, – рис. 2.

Из рис. 2 видно, что зависимости $\varphi(x)$ имеют сходный характер у усовершенствованных носовых частей обоих объектов, а также у исходной носовой части судна KCS. Зависимость исходной носовой части ССП по характеру отличается от трех других. Это может объясняться тем, что исходные носовые обводы судна KCS сразу проектировались в расчете на снижение волнового сопротивления. На форме обводов это отразилось в виде развитого бульба. У ССП же явное развитие бульба произошло уже в процессе совершенствования исходных таранно-конических обводов.

Несмотря на подобие кривых усовершенствованных объектов на рис. 2, прямо сопоставлять их вряд ли целесообразно из-за разной шкалы абсцисс. В качестве абсциссы выступает относительное положение по длине судна x/L – чисто геометрическая характеристика. Из-за разной относительной длины носовых оконечностей судов эти шкалы у них не совпадают.

Если предположить, что определенная форма кривой $\varphi(x)$ в общем случае взаимосвязана с особенностями обтекания носовой оконечности, то такая кривая должна быть построена в координатах, учитывающих, прежде всего, скоростной режим судна Fr .

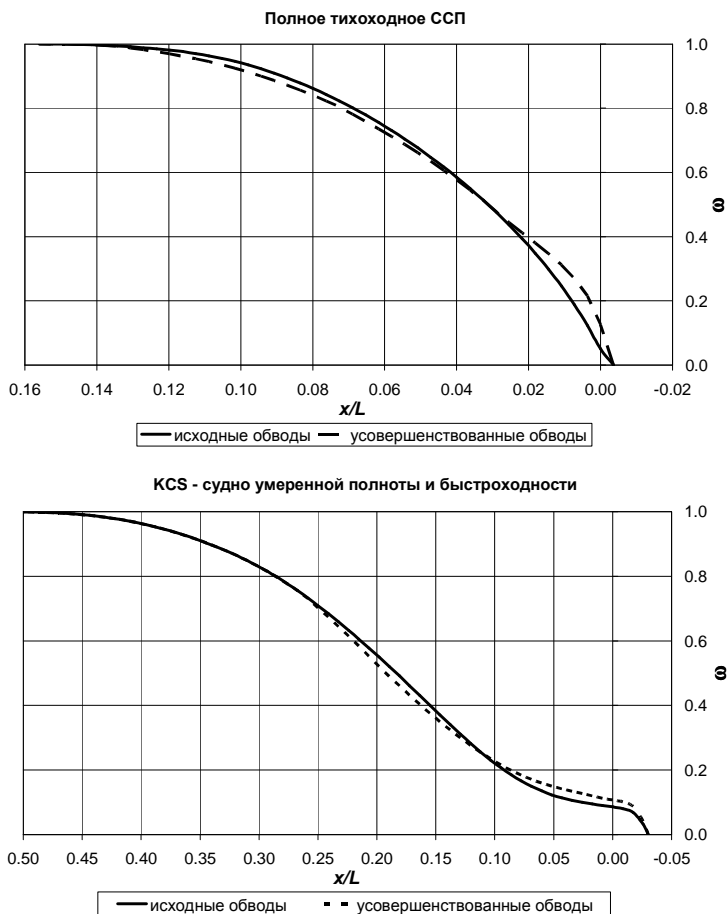


Рис. 1. Строевые исходных и усовершенствованных носовых частей объектов

В качестве такой продольной координаты можно использовать длину поперечной волны λ , которую нетрудно определить по выражению:

$$\lambda = \frac{2\pi v^2}{g}, \text{ где:} \quad (2)$$

v – скорость,

g – ускорение свободного падения.

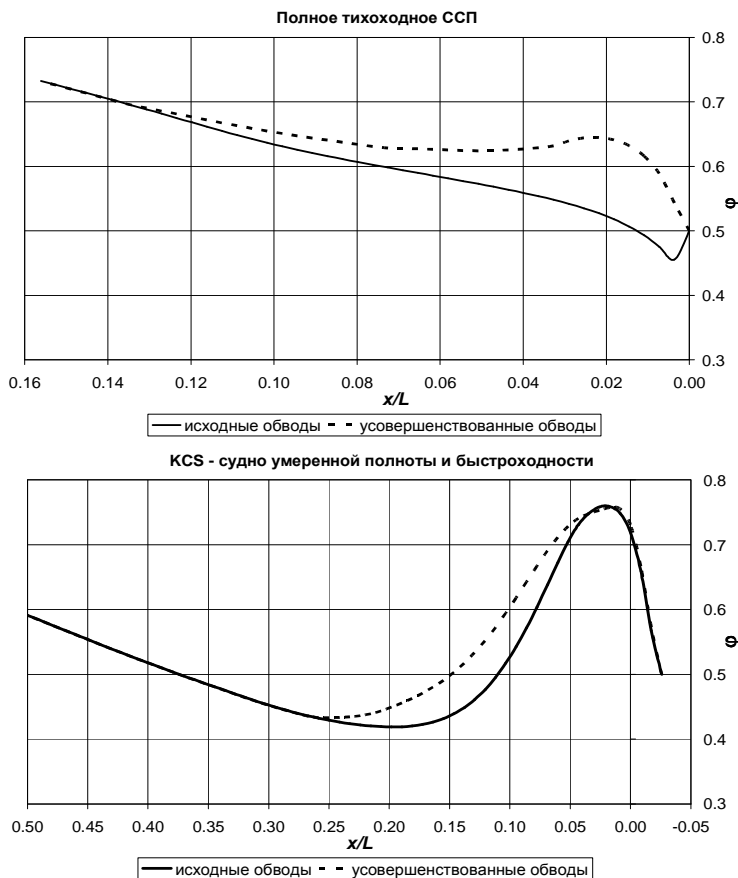


Рис. 2. Зависимости $\varphi(x)$ носовых частей объектов

На рис. 3 представлены кривые $\varphi(x)$ носовых частей усовершенствованных объектов, построенные в безразмерной оси x/λ .

Кривые на рис. 3 имеют подобный характер, несмотря на весьма большую разницу в форме обводов и скоростном режиме объектов. Следовательно, функция $\varphi(x)$, составленная по выражению (1), может служить не только геометрической характеристикой, выражающей распределение полноты в носовой части, но и критерием качества обводов. Для этого продольное распределение полноты следует сопоставить длине поперечных волн λ , определяемой по выражению (2). Это дает основание сформулировать (в виде гипотезы) следующее научное положение:

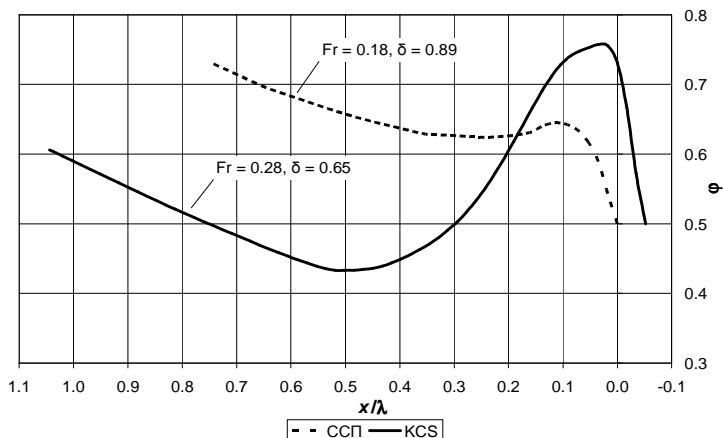


Рис. 3. Зависимости $\phi(x)$ усовершенствованных носовых частей объектов

Влияние формы носовой оконечности на волновое сопротивление судна определяется зависимостью коэффициента продольной полноты ϕ от продольной координаты x , отнесенной к длине поперечной волны λ .

Из формулировки следует вывод о том, что для каждого конкретного случая, определяемого Fr и соотношениями главных размеров, включая δ , существует оптимальная форма кривой $\phi(x)$, соответствующая минимальному волновому сопротивлению. Судя по исследованным объектам, такая форма имеет максимум вблизи форштевня, что характерно для бульбообразной формы обводов.

2. Практические результаты

Полученные результаты показали, что для судов умеренной полноты и быстроходности, подобных KCS, снижение буксировочного сопротивления за счет оптимизации формы носовой оконечности может достигать относительно высоких значений. Для контейнеровоза KCS было получено снижение сопротивления 8.9%. При этом характер носовых обводов принципиально не был изменен. Судя по этим результатам, в режимах с развитым волнообразованием сравнительно небольшие изменения формы обводов в носовой части существенно влияют на величину буксировочного сопротивления. Поэтому, даже в целом правильно выбранные в соответствии с обычными рекомендациями и инженерным опытом обводы могут иметь значительные резервы для оптимизации. Это еще раз подтверждает прак-

тическую актуальность предложенного метода совершенствования обводов и неочевидность полученных с его помощью результатов.

Результаты совершенствования носовых обводов ССП показали, с одной стороны, что выигрыш в буксировочном сопротивлении может быть относительно небольшим при существенном изменении характера обводов. Для ССП – объекта численного исследования [2] – было получено снижение сопротивления 4.1%. Это связано с небольшой долей волнового сопротивления в расчетном режиме. С другой стороны, выигрыш зависит от того, насколько исходные обводы далеки от оптимальных. Для ССП близкого типа, послужившего объектом экспериментального исследования [6], снижение сопротивления составило уже 15.6%.

Выводы

В предложенном методе совершенствования судовых обводов варьирование формы обводов соответствует перераспределению водоизмещения. Перераспределение водоизмещения в вертикальном направлении не имеет оптимума по сопротивлению, поэтому варьирование формы корпуса может быть сведено к его продольному перераспределению. Формализованное описание может быть представлено в виде зависимости безразмерного коэффициента продольной полноты от абсциссы $\varphi(x)$.

Исследования по совершенствованию носовых обводов судовых объектов, выполненные с помощью предложенного метода, показали, что $\varphi(x)$ является не только геометрической характеристикой, выражающей распределение полноты в носовой части, но и критерием качества обводов. Для этого продольное распределение полноты $\varphi(x)$ следует сопоставить длине поперечных волн λ . Для исследованных объектов оптимальная зависимость $\varphi(x)$ имеет подобный вид, характерный для бульбообразных обводов носовой оконечности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Holtrop J., Mennen G.G.J. An approximate Power Prediction Method [Текст] / J. Holtrop, G.G.J. Mennen // ISP. – 1982. - Vol. 29, No. 335. – P. 166 – 170.
2. Пашин В.М., Мизин И.О. Согласованная оптимизация формы корпуса и основных элементов судна [Текст] / В.М. Пашин, И.О. Мизин // В сб.: Гидродинамика транспортных судов. – СПб: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 1981. - С. 27 – 44.

3. Готман А.Ш. Волновое сопротивление и оптимизация обводов водоизмещающих судов [Текст]: диссерт. на соиск. степ. докт. техн. наук : спец. 05.08.01 «Теория корабля и строительная механика» / А.Ш. Готман. – СПбГМТУ, 1996. – 207 С.
4. Сизов, В.Г. Об одном способе улучшения формы судна [Текст] / В.Г. Сизов // Вісник ОНМУ. – Одеса: ОНМУ, 2006. – Вип. 19. – С. 14 – 19.
5. Печенюк, А.В. Улучшение формы корпуса тихоходного судна с большой полнотой обводов численными методами [Электронный ресурс] / А.В. Печенюк // Тез. докл. всеукр. науч.-технич. конф. «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд». – Николаев: НУК, 2014. – Режим доступа: <http://conference.nuos.edu.ua>.
6. Давыдов И.Ф., Демидюк А.В., Печенюк А.В. Экспериментальное исследование улучшенных обводов для тихоходного судна большой полноты [Текст] / И.Ф. Давыдов, А.В. Демидюк, А.В. Печенюк // Программа и материалы III междуна. науч.-технич. конф. «Экспериментальные методы теории корабля». – Николаев: НУК, 2014. – С. 11 – 15.
7. Печенюк А.В. Модель изменений судовой поверхности [Текст] / А.В. Печенюк // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали 3-ї Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК. 2012. – С. 179 – 181.
8. Оптимизация положения элементов механизированного крыла с использованием программных комплексов FlowVision-НПС и IOSO [Текст] / А.С. Шишаева, И.В. Москалев, С.В. Жлуктов и др. // САПР и графика. – 2010. – № 9.
9. Печенюк А.В. Эталонное тестирование ПК FlowVision в задаче моделирования обтекания судового корпуса [Текст] / А.В. Печенюк // Инженерные системы – 2014: Труды Международного форума / Инжиниринговая компания «ТЕСИС». – М.: МАКС Пресс, 2014. – С. 43 – 47.

УДК 656.61.003:658.7

Лысый А. А.,
АМИ ОНМА

ЗАВИСИМОСТЬ ЛЕДОВЫХ ПРОВОДОК ОТ ФАКТОРОВ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ

В статье исследуется влияние внешних факторов на процесс проводки караванов судов на магистральных каналах Азовского моря в условиях ледовой обстановки.

Выполнен факторный анализ и определены основные задачи, которые возникают в процессе взаимодействия судов с внешней средой.

Постановка задачи. Проводка судов по магистральным каналам в ледовых условиях характеризуется не только ограниченностью ширины свободного прохода каравана судов, но также и высоким уровнем изменчивости внешней среды и окружающей обстановки.

В таких сложных условия процесс судовождения сопровождается применением соответствующих нормативных документов по режимам проводки судов и требует оперативного реагирования на внешние факторы.

Результаты анализа ледовых проводок по магистральному каналу Азовского моря показывает, что наиболее актуальными являются задачи по выбору судоводителем оптимальных решений с использованием эмпирических, аналитических и вероятностных методов.

Анализ последних исследований. Как показано в работах [1,2] опыт ледовых проводок караванов судов может быть использован для разработки методов и расчетных схем для принятия эффективных решений по безопасности судоходства в Азовском море с учетом внешних факторов.

Цели и задачи статьи. Исследование подходов к вопросу безопасности мореплавания в условиях ледовой обстановки.

Основное содержание статьи. В процессе ледовых проводок суда каравана, включая и ледоколы, подвержены влиянию ряда внешних факторов: габаритов и конфигурации каналов и фарватеров; типов маневров и видов предстоящих морских операций судов в рейсе; состояния ледяного покрова, определяющего величину и интенсивность нагрузок. В совокупности они оказывают интегральное воздействие на конструктивные особенности конструкции судов и их

эксплуатационные характеристики направленные на повышение грузоподъемности, маневренности, управляемости и ледопроеходимости.

В результате анализа процессов взаимодействия судов с внешней средой должны быть решены задачи, которые позволили бы установить связи и отношения между внешней средой и объектом управления системы проводки ледовых караванов для определения максимально безопасных параметров главных размерений судов ледового класса и характера воздействия ледовых нагрузок на ледоколы при их эксплуатации в Азовском море для разработки технико-эксплуатационных требований к ним.

В Украине и странах СНГ проектирование морских, подходных каналов, фарватеров и зон маневрирования (якорных стоянок, рейдов, операционных акваторий портов и т. д.) осуществляется на основании руководящих документов (РД): «Норм проектирования морских каналов» РД 31.31.47-88 [58]; «Руководства по проектированию морских портов» РД 31.3.01-01.93; «Руководство по назначению объявленной осадки судов в морских портах» РД 31.63.02-83, «Руководства по оперативному определению проходной осадки судов на подходных каналах к морским портам» РД 31.63.01-83.

Режим проводки судов по морским каналам назначается в соответствии с РД 31.63.03-86 «Рекомендации по назначению оптимального режима проводки судов на морских каналах», «Общими правилами плавания и стоянки судов в морских портах СССР и на подходах к ним» (1991), «Правилами ледовой проводки судов» (2011), а также правилами прохода отдельных морских каналов и Обязательными постановлениями по морским торговым портам и портовым пунктам.

Эти документы были разработаны более 30-ти лет назад, в которых методики определения габаритов каналов, фарватеров и зон маневрирования основаны в большинстве случаев на опыте проектирования без учета технических возможностей самостоятельного маневрирования судов на малых скоростях, проводки буксирами и ледоколами, а также разрешающих навигационных возможностей СНО.

В большинстве случаев в проектной документации завышены коэффициенты безопасности: отношение проектной ширины каналов к ширине расчетных судов завышено минимум на 25%.

Всвязи с этим, ставится межгосударственная задача разработки теоретической базы представленной в виде расчетных схем для принятия решений по выбору оптимальных безопасных характеристик

корпуса судна в прогнозируемой навигационной ситуации с использованием эмпирических, аналитических и вероятностных методов моделирования ситуаций. [1]

Морские каналы отличают жесткие ограничения по габаритам судов, судопотокам и естественным условиям плавания. В качестве критерия определения габаритов морского канала принята навигационная безопасность движения судов.

В основу размерений условного судна, который может самостоятельно двигаться по каналу со скоростью 10 – 12 узлов, принята его осадка T , а размерения определяются в зависимости от типа судна по эмпирическим зависимостям:

$$D = 36 T^3 ; V = \mu T ; L = c T ; A = 1,2 H T^{-1},$$

где: D – водоизмещение, т; T – осадка судна на ровном киле без хода в воде стандартной плоскости ($\rho_w = 1,025 \text{ кг/м}^3$), м; L – длина по КВЛ (между перпендикулярами) либо с учетом бульба, м; A – отношение площадей парусности надводной и подводных частей бортов судна, отн.ед.; H – высота надводного борта, м; μ, c – коэффициенты, зависящие от типа судна (табл.1), ед.

Таблица 1. Значение конструктивных коэффициентов судов.

Коэффициенты, ед	Тип судна									
	Комбинированное	Лесовоз	Танкер	Балкер	Газовоз	Контейнеровоз	Универсальное	Лихтеровоз	Паром	Пассажирское
μ	2,4	2,4	2,6	2,7	3	3,2	3,3	3,5	3,6	4
c	15,5	17,5	17,5	17,2	16,5	17,8	17,5	18,2	19,5	20,1

Исходная информация о планируемом грузопотоке включает: количество судопроходов в год и среднесуточный судопоток в течение месяца с наибольшим судооборотом; состав грузопотока по типам судов, их размерениям и количеству.

Информация о характеристиках естественных (внешних) условий представляется в виде: планов акваторий трассируемого канала и прилегающей территории; литологических разрезов по проектируемым трассам канала с характеристиками грунтов; элементов метеорологического режима (не менее чем за 12 лет), включая данные о повторяемости ветров (по скорости, направлению и продолжительности); сведений о характере течений (направлению и скорости); волнообразования 3% обеспеченности по восьми румбам; графика

обеспеченности ежесуточных уровней воды; среднегодовой метеорологической дальности видимости и преобладающего для данного района коэффициента прозрачности атмосферы с повторяемостью не менее 65%; продолжительности ледового периода; сведений о динамике берега и интенсивности движения наносов. [2]

Кроме указанной выше входной информации, для технико-экономического обоснования проекта канала, требуется оценка ущерба водным, биологическим ресурсам и рыбным запасам, которая содержит: характеристику загрязненности извлекаемых грунтов по химическим и биологическим показателям; состояние среды кормовой базы и ихтиофауны в районе дампинга (сброса грунта) на окружающую среду; мероприятия по предотвращению и снижению ущерба, а также по компенсации неустраняемого ущерба.

В процессе проектирования канала осуществляется его трассировка, выбор его гидротехнической и навигационной глубины, которые отличаются запасом глубины на: управляемость судна; волнение; изменение осадки на ходу и крен судна, возникающий от воздействия расчетного ветра и гидродинамических сил на повороте; проектной ширины, включающей навигационную ширину, запас ширины на заносимость, а также ширину маневренной полосы; расчет скоростей ветра и течения; величины уширения канала на повороте и, наконец, параметров откосов канала.

Приложения к РД 31.31.47-88 содержат обязательные и рекомендуемые методики:

- технико-экономического обоснования габаритов проектируемого канала;
- определения расчетной скорости судна;
- расчета маневренной полосы канала при известной точности определения места судна;
- расчета пропускной способности канала.

Для достижения нормативных габаритов каналов общий объем дноуглубительных работ по 16-ти морским портам Украины приближается до 30 млн. м³ грунта с ежегодной выемкой по новому строительству 14÷15 млн. м³ и по ремонтному черпанию около 5млн. м³ грунта. Несмотря на гигантский объем дноуглубительных работ, которые из года в год недовыполняются, на морских каналах Украины еще обеспечивается требуемый уровень навигационной безопасности для судов расчетных размеров. Вместе с тем, попытки лоцманских проводок крупногабаритных судов в акватории портов без со-

ответствующей специальной подготовки такой морской операции, выходящей за рамки норм проектирования, часто заканчивались авариями или аварийными ситуациями. [3]

Проблема совершенствования инженерных методов маневрирования морских судов на морских каналах и фарватерах, а также акваториях портов решается путем использования современных судовых технических средств – подруливающих устройств, азиподов, а также буксирного обеспечения.

Это позволяет при выполнении маневренных операций на малых скоростях движения до 4-х узлов обеспечить навигационную безопасность при уменьшенных значениях: ширины полосы движения на канале, радиуса поворота и циркуляции судна, что существенно уменьшит акватории для маневров.

Поэтому при изучении характера взаимодействия габаритов каналов и акваторий причалов с геометрическими размерениями судов особую роль приобретает метод определения максимально допустимых габаритов судов, использующих современные технические средства, безопасно маневрировать в ограниченных габаритах каналов, фарватеров и маневренных зон.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голиков В.В. Опыт проводки судов ледоколом «Капитан Белосусов» в ледовую навигацию по Азовскому морю / В.В. Голиков, А.А. Лысый, П.А. Костенко // Судовые энергетические установки: научн. техн. сб. ОНМА. – Вып.27. – Одесса: ИздатИнформ ОНМА, 2011. – С.39 – 44.
2. Лысый А.А. Перспективные методы ледовой проводки судов на каналах и фарватерах Азовского моря в зимний период / А.А. Лысый // Судовождение: сб. научн. тр. ОНМА. – Вып. 22. – Одесса: ИздатИнформ ОНМА, 2013. – С.133 – 141.
3. Сазонов К.Е. Управляемость судов во льдах: методы определения ледовых сил, действующих на движущийся по криволинейной траектории корпус, и зависимости показателей поворотности судов от характеристик корпуса внешних условий: дисс. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук по спец.: 05.08.01 – теория корабля и строительная механика. – СПб.: ФГУП «ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2004. – 285 с.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Мартынов С.В.,
ОНМА

ПРОЦЕСС ВПРЫСКИВАНИЯ ГСВТ НА РЕЖИМАХ АВТОНОМНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АККУМУЛЯТОРНОГО БЛОКА

Совершенствование систем топливоподачи является одной из основных задач развития дизелестроения. Перспективным в осуществлении этой цели является повышение энергии впрыскивания топлива. Это ведет к уменьшению периода подачи топлива и более качественному смесеобразованию. Повышение энергии впрыскивания достигается путем приближения процесса к П-образной форме.

Одним из способов, позволяющих улучшить показатели традиционных систем топливоподачи, является регулирование начальных условий в нагнетательной магистрали в межцикловый период [1]. Форсирование процесса ТП позволяет повышать начальное рнач давления путем перепуска части топлива на всасывание насоса за счет дополнительного хода плунжера. В традиционных системах остаточное давление раст после очередного цикла становится начальным рнач для последующего. При этом требования к величинам раст и рнач носят противоречивый характер. С одной стороны, при завершении цикла подачи целесообразно провести глубокую разгрузку нагнетательной магистрали, чтобы обеспечить быструю посадку иглы форсунки, т.е. сократить продолжительность завершающей фазы процесса и исключить вероятность повторного подъема иглы. В то же время, интенсивность начальной фазы впрыскивания существенно зависит от величины рнач, которое определяет действительный момент начала подачи.

Системы по способу формирования рнач делятся на активные и пассивные. Активные системы характеризуются наличием дополнительного источника давления, пассивные перепускают часть топлива из полости высокого давления на всасывание насоса.

Наряду с системами регулирования начального давления перепуском топлива из линии высокого давления на всасывание ТНВД существуют системы способные интенсифицировать впрыскивание из дополнительной системы ТП [2]. Существо метода заключается в том, что при ТП в цилиндр дизеля вместе с традиционным топливом

попадают горючие смеси: нефтяной сжиженный газ или легко воспламеняющиеся жидкости (ЛВЖ) в условиях холодных пусков.

Одна из систем, реализующих эти методы, - это система топливоподачи с клапаном регулирования начального давления топлива (РНД) в линии высокого давления (ЛВД), получившая название клапана импульсной подачи добавки (присадки) в ЛВД (рис. 1).

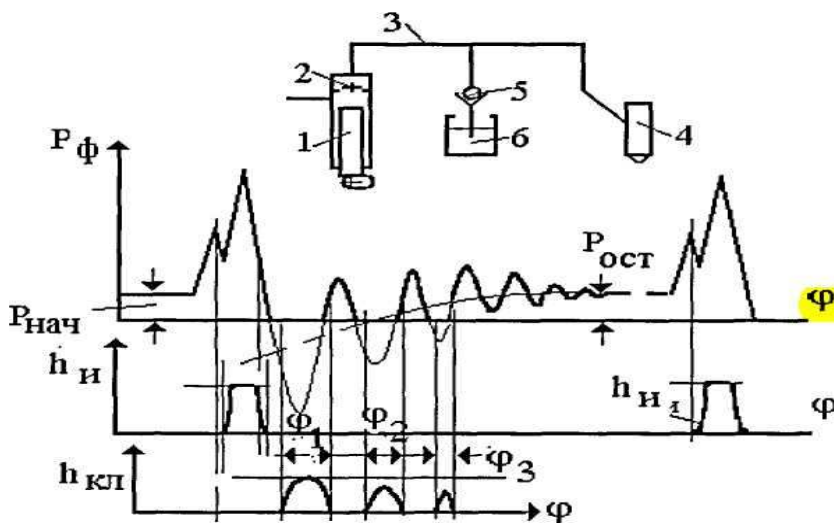


Рис. 1 - Схема системы топливоподачи РНД и схема осциллограмм изменения давления топлива у форсунки (p_ϕ), хода иглы форсунки ($h_и$) и хода клапана РНД ($h_{кл}$). На схеме системы обозначено: 1 - топливный насос высокого давления, 2 - нагнетательный клапан, 3 - линия высокого давления (ЛВД), 4 - форсунка закрытого типа, 5 - клапан, 6 - ёмкость с добавкой (присадкой).

Подвод дополнительного компонента осуществляется после окончания впрыскивания за счёт колебательного процесса в системе в момент прохождения минимума волн давления.

Развитием рассмотренных способов совершенствования топливоподачи может служить использование аккумуляторного модуля (АМ) в целях прямого управления – впрыскиванием топлива независимо от базовой системы. Это позволит использовать базовые системы непосредственного действия с привлечением дополнительных

возможностей, создаваемых наличием АМ с независимым управлением.

Указанная концепция реализована в данной работе созданием гибридной системы впрыскивания топлива ГСВТ, схема которой представлена на рис. 2. Система включает в себя штатную систему непосредственного действия судового среднеоборотного двигателя ЧН 25/34 и АМ. В состав последнего входит ТНВД с электроприводом и система управления на базе ПК.

В доклад включены материалы эксперимента, выполненного в «статическом» режиме - при неработающей базовой системе.

Для осуществления опыта и записи данных при работе системы в «статике» были определены параметры управления АМ, соответствующие двум частотам вращения распредвала дизеля: с $n_{\min} = 50$ об/мин и номинальным $n_{\text{ном}} = 250$ об/мин. Для расчёта времени удержания был принят угол впрыскивания равный в 20° поворота распредвала (ПРВ). Испытания проведены на двух режимах:

- режим 1: $t_{\text{уд}} = 70$ мс, $t_{\text{п}} = 1150$ мс (соответствует 50 об/мин);
- режим 2: $t_{\text{уд}} = 15$ мс, $t_{\text{п}} = 225$ мс (250 об/мин).

Величина затяжки иглы форсунки составляла $p_0 = 110$ бар. Управляющий клапан (рис. 3) был получен посредством модернизации форсунки высокооборотного дизеля для систем Common Rail (CR). При создании давления в АМ топливо не подается в БСТ – клапан закрыт, но производит давление на дифференциальную площадку иглы клапана. При поступлении управляющего сигнала на катушку запирающий управляющий шарик поднимается, топливо через дроссельное отверстие поступает в магистраль обратного слива. Происходит стравливание давления в камере управляющего шарика, игла поднимается за счет разности давлений в полостях, происходит подача топлива из аккумуляторной системы в БСТ.

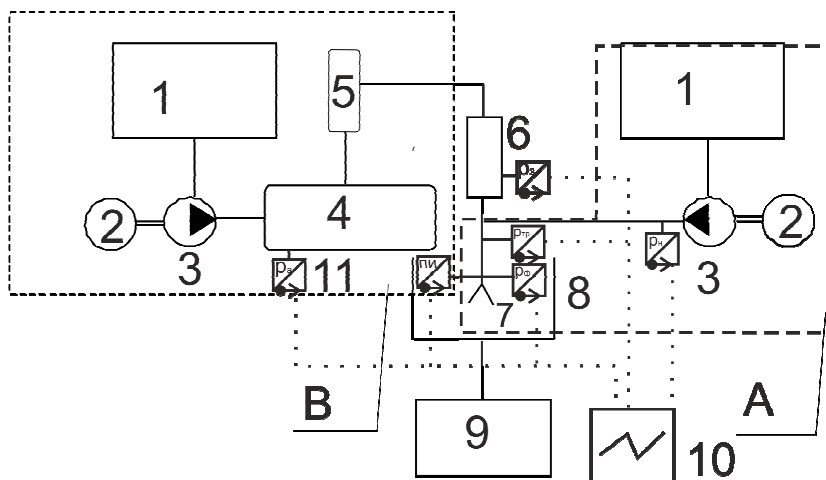


Рис. 2. Комбинированная система впрыскивания топлива на БМС:

А – БСТ базовая система топливоподачи; В – система топливоподачи с АМ; 1 – Топливный бак; 2 – привод ТНВД; 3 – ТНВД; 4 – АМ большого объема; 5 – АМ малого объема; 6 – управляющий клапан-форсунка (УК); 7 – форсунка; 8 – топливный резервуар; 9 – резервуар сбора топлива; 10 – аналога-цифровой преобразователь и компьютер; 11 – датчики давления и ПИ.

Исследование проводилось следующим образом: была активирована аккумуляторная система топливоподачи АСТ, т.е. ТНВД АМ был запущен в работу, для поднятия давления в системе. Когда давление в аккумуляторе достигло 100 бар, подали сигнал на управляющий клапан-форсунку для сообщения АСТ с БСТ. И далее продолжали наращивать давление в АМ изменением скорости вращения приводного вала ТНВД АСТ и положением рейки насоса. Когда процессы в системе высокого давления стабилизировались, произвели запись параметров работы. Также необходимо отметить, что система высокого давления была модернизирована. В настоящем исследовании управляющий клапан подходит непосредственно к каналу форсунки, т.е. подача топлива из АМ произведено за 120 мм до кармана распылителя.

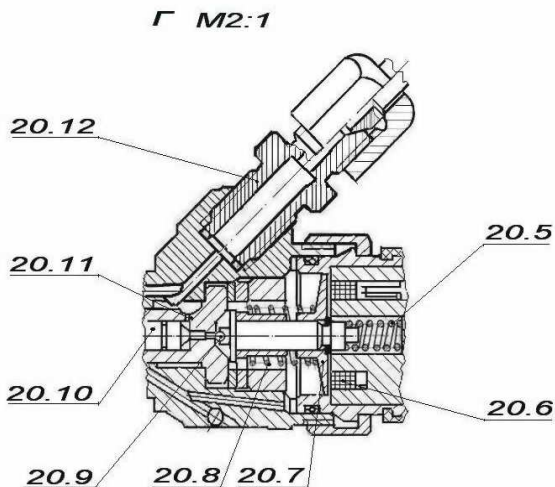
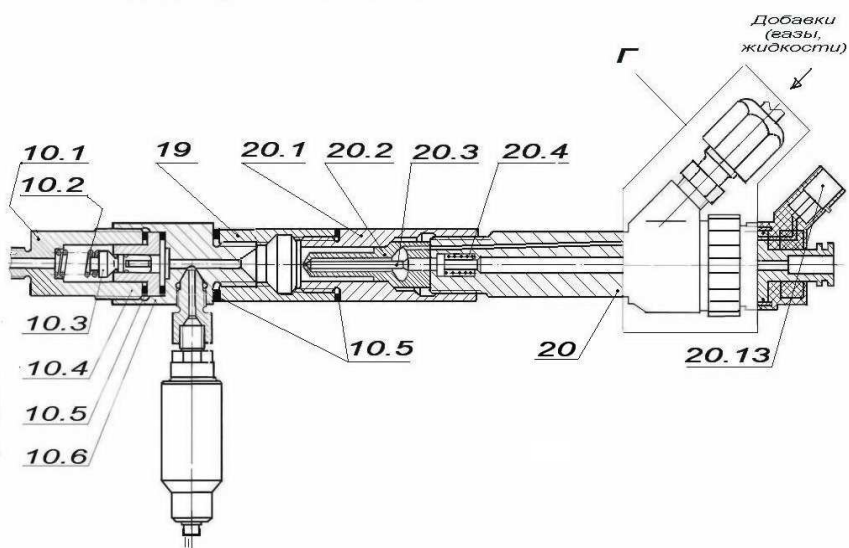


Рис. 3 - Электрогидравлический управляющий клапан на базе форсунки высокооборотного дизеля: 10.1. Штуцер; 10.2. Пружина; 10.3. Клапан; 10.4. Направляющая клапана; 10.5. Уплотнительная прокладка (2шт.); 10.6. Корпус клапана; 20. Электромагнитный клапан; 20.1. Штуцер корпуса; 20.2. Направляющая запирающей иглы; 20.3. Запирающая игла; 20.4. Пружина за-

пирающей иглы; 20.5. Пружина запирающая управляющего клапана; 20.6. Электромагнит открытия управляющего клапана; 20.7. Якорь; 20.8. Демпфирующая пружина; 20.9. Запирающий шарик управляющего клапана; 20.10. Поршень; 20.11. Жиклёр камеры управляющего клапана; 20.12. Входной штуцер; 20.13. Электрический разъём.

При работе системы на минимальных оборотах давление в аккумуляторе росло до $p_{\text{ракт}} = 150$ бар, а при открытии клапана снижалось до 135 бар. Когда обороты выросли, максимальное значение давления в аккумуляторе немного снизилось до $p_{\text{ракт}} = 147$ бар, но и разгрузка системы доходила до 142 бар.

Как было отмечено ранее [3], для фиксирования данных наряду с осциллографированием на бумагу применяется также компьютерная запись данных. Но если ранее была возможность зафиксировать изменение только одного параметра во времени (например, давление на входе в форсунку), то сегодня можно записывать до 9-ти различных параметров. При осциллографировании регистрировались следующие величины: давление на входе в форсунку, давление в штуцере высокого давления штатного ТНВД, подъем иглы форсунки ПИ и управляющий сигнал к клапану. Данные полученные при осциллографировании были сведены в таблицу 1.

Таблица 1

Параметры		Величины			
Режим		1		2	
$p'_{\text{фmax}}, \text{бар}$		145,7		149,8	
$p'_{\text{фост}}, \text{бар}$		102,6		103,5	
$+\Delta p'_{\text{ф}}, \text{бар}$	$-\Delta p'_{\text{ф}}, \text{бар}$	43,1	21,0	41,7	22,2
$\Delta p'_{\text{ф}} = \Sigma \pm \Delta p'_{\text{ф}}, \text{бар}$		64,1		63,9	
$p'_{\text{н ост}}, \text{бар}$		145,2		148,3	
$p'_{\text{фmax}}, \text{бар}$		102,6		96,8	
$+\Delta p'_{\text{н}}, \text{бар}$	$-\Delta p'_{\text{н}}, \text{бар}$	42,6	44,4	51,5	39,7
$\Delta p'_{\text{н}} = \Sigma \pm \Delta p'_{\text{н}}, \text{бар}$		87		91,2	
i'_z		16		4	
$\varphi'_{\text{впр}}, \text{ }^\circ\text{ПРВ}$	$\tau'_{\text{впр}}, \text{мс}$	22,5	73,18	21,5	16,05
$\varphi'_{\text{зпн}}, \text{ }^\circ\text{ПРВ}$	$\tau'_{\text{зпн}}, \text{мс}$	0,97	3,18	4,12	2,94
$\varphi'_{\text{зд}}, \text{ }^\circ\text{ПРВ}$	$\tau'_{\text{зд}}, \text{мс}$	0,49	1,59	1,35	0,95
$\varphi'_{\text{к}}, \text{ }^\circ\text{ПРВ}$	$\tau'_{\text{к}}, \text{мс}$	1,46	4,77	6,71	4,92
$\varphi'_{\text{уп}}, \text{ }^\circ\text{ПРВ}$	$\tau'_{\text{уд}}, \text{мс}$	21,5	70	20,70	15

На рис. 4 (а, б) представлены осциллограммы ГСВТ в статическом режиме, где параметры, описывающие работу АМ, обозначены штрихом «'».

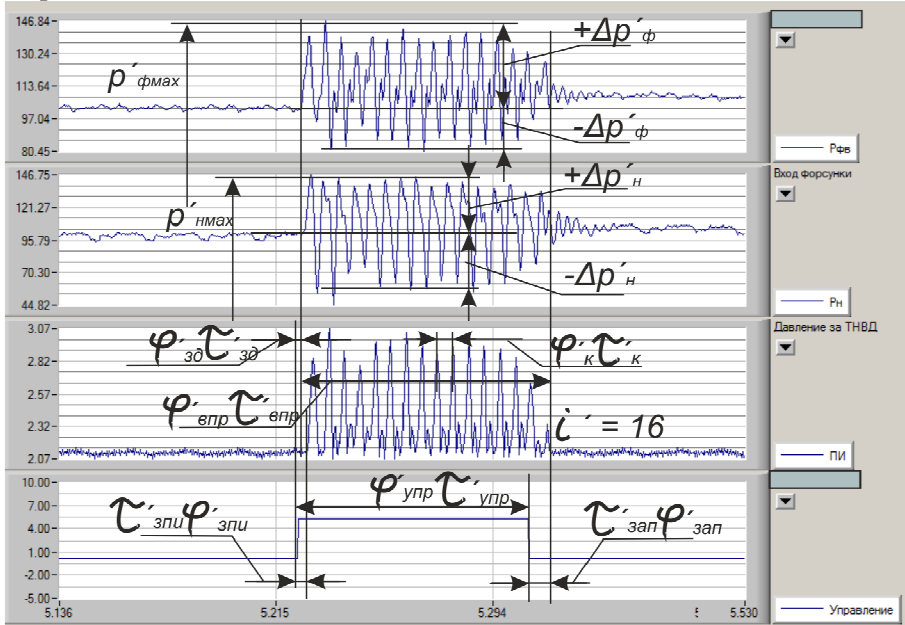
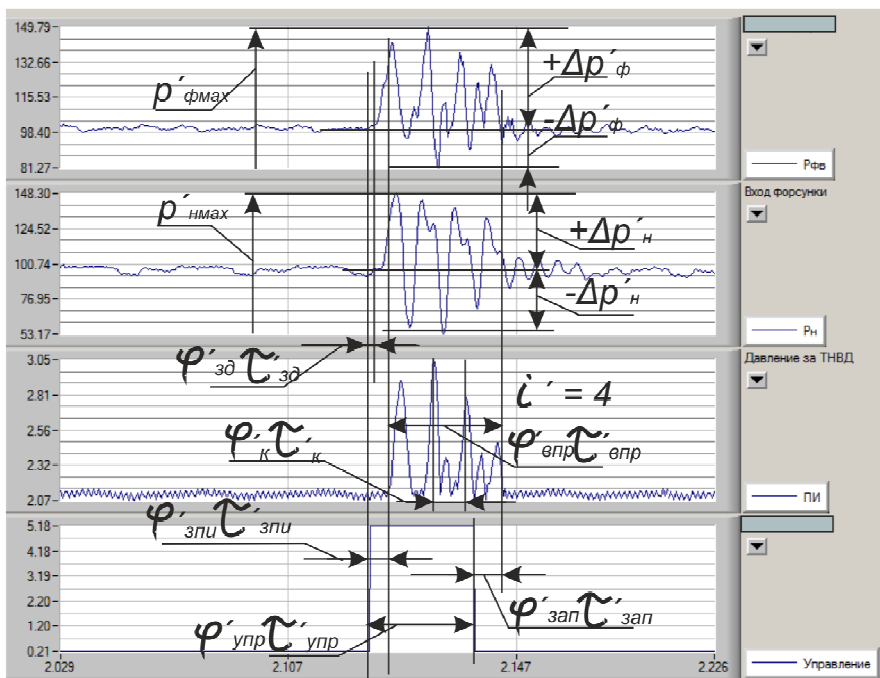


Рис.4.а

Параметры, описывающие работу ГСВТ: i'_z — количество подъемов иглы форсунки; $\varphi'_{впр}$ — общий угол впрыскивания по кривой ПИ при включении аккумуляторного модуля; $\varphi'_{зд}$ — угол задержки изменения давления в управляющем клапане после подачи управляющего импульса, характеризует момент открытия клапана; $\varphi'_{зп}$ — угол задержки подъема иглы после подачи управляющего импульса; $\varphi'_к$ — угол поворота распределителя между двумя пиками - период времени по углу поворота между двумя колебаниями - подъемами иглы; $\varphi'_{уд}$ — угол удержания, угол между посадкой иглы на седло и его подъемом; $\Delta p'_{ф}$, $\Delta p'_{н}$ — амплитуды изменения давления форсунки, и насоса при срабатывании управляющего клапана; $+\Delta p'_{ф}$, $+\Delta p'_{н}$ — возрастание давления форсунки, и насоса относительно линии остаточного давления при работе упр. клапана; $-\Delta p'_{ф}$, $-\Delta p'_{н}$ — падение давления форсунки и насоса относительно линии остаточного давления при работе упр. клапана.



б

Рис. 4 - осциллограммы работы ГСВТ на: а) режим 1: $\tau_{уд} = 70$ мс, $\tau_{п} = 1150$ мс; б) режим 2: $\tau_{уд} = 15$ мс, $\tau_{п} = 225$ мс.

Осциллограммы работы ГСВТ показывают: а) режим 1: $\tau_{уд} = 70$ мс, $\tau_{п} = 1150$ мс; б) режим 2: $\tau_{уд} = 15$ мс, $\tau_{п} = 225$ мс. Для обоих режимов характерен дребзг в полости высокого давления, за счет периодической посадки и подъема иглы форсунки, а также из-за отражения волны давления при подходе к невозвратному клапану штатного ТНВД.

Рассматривая рисунок 4, видим, что после подачи управляющего сигнала на клапан давление в системе начинает расти через промежуток времени $\tau_{зд} = 1,59$ мс, в первом режиме и 0,95 мс, во втором. И в момент, когда давление в системе превышает величину затяжки иглы форсунки – игла подрывается, через промежуток времени $\tau'_{зпи} = 2,94$ мс

Давление срабатывает ниже линии остаточного давления $p'_{фост} = 102$ бар и игла садится на село. Далее процесс повторяется,

что формирует дребезг в системе высокого давления. В первом же режиме (рис. 4, а) игла совершает 16 колебаний за $\phi'_{\text{впр}} = 22,5^\circ \text{ПРВ}$ и период времени $\tau'_{\text{впр}} = 73,18 \text{ мс}$. Для второго режима общий угол впрыскивания составил $\phi'_{\text{впр}} = 21,5^\circ \text{ПРВ}$, в этом промежутке игла совершила $i'z = 4$ подъема. Из чего можно заключить, что именно временная продолжительность впрыскивания влияет на количество волн при открытии управляющего клапана. Таким образом, частота колебаний для первого и второго режима близки по значению, так $i'z / \tau'_{\text{впр}} = 0,214 \text{ кГц}$, для первого и $0,256 \text{ кГц}$, для второго режима.

Из таблицы 1 видно, что в первом режиме клапан запирается через промежуток времени $t_{\text{зап}} = 6,36 \text{ мс}$, а во втором за $3,9 \text{ мс}$. После закрытия управляющего клапана давление в системе затухает и падает до линии остаточного давления.

Из этой осциллограмм (рис. 4) нельзя определить точный момент времени, когда клапан был заперт. О моменте закрытия можно косвенно судить по характеру изменения давления в полости высокого давления. Видно, что после посадки иглы на село, давление в системе еще немного нарастает и игла форсунки страгивается, где-то в этот период клапан закрывается. Это позволяет игле подняться лишь на 25% от максимально зафиксированного подъема. По кривой ПИ, при $t_{\text{уд}} = 15 \text{ мс}$, $t_{\text{п}} = 225 \text{ мс}$, рис. 4, б, видно промежуточный подъем иглы между основными пиками.

Выводы:

Модернизация традиционных систем топливоподачи непосредственного действия путём подключения АМ обеспечивает существенное расширение возможностей управления впрыскиванием топлива в судовых дизелях.

Для оценки параметров ГСВТ проведены испытания в «статическом» режиме, позволившие установить характер взаимодействия АМ и БСВТ в составе ГСВТ.

Процесс впрыскивания в условиях эксперимента является дробным с амплитудой колебаний 85 - 90 бар и частотой в диапазоне 215 - 250 Гц. Изменение периода удержания и паузы приводит к увеличению количества колебаний за цикл.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Огнев Иван Владимирович. Улучшение показателей рабочего процесса дизеля интенсификацией впрыска топлива. : Дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: Барнаул, АГТУ Им. И. И. Ползунова 2003. – 183 с.
2. Бадеев Алексей Анатольевич. Резервы улучшения динамических характеристик автотракторного дизеля воздействием на процессы топливоподачи изменением физико - химических свойств топлива.: Дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.04.02: Москва, РУДН 2006. – 137с.
3. Половинка Э. М., Мартынов С. В., Ткач Ю. И. Исследование скоростной характеристики гибкой системы впрыскивания топлива судового среднеоборотного дизеля, стр. 34.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Шебанов А.Н.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА МАСЛОПОДАЧИ ДВУХРЯДНОЙ СИСТЕМОЙ "PULS" БЕЗ АККУМУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ МАСЛА

В современных судовых дизелях применяются электронные модули "Puls" (рис.1) вместо традиционных лубрикаторов.

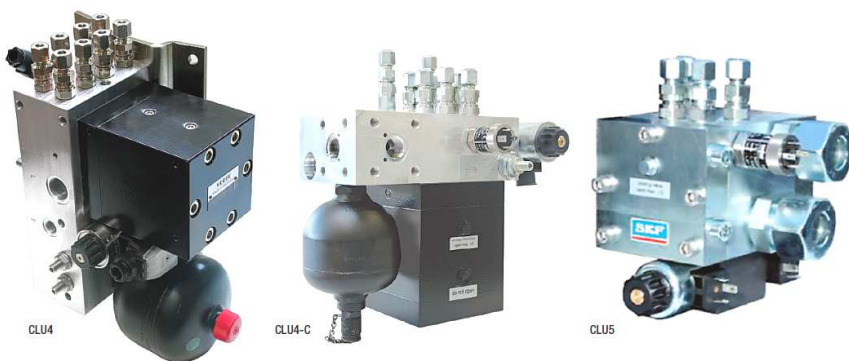


Рис.1. Модификации электронных модулей "Puls"

"Puls" лубрикаторы устанавливаются на каждый цилиндр. Сервомотор посредством поршня приводит в движение плунжеры подачи масла к штуцерам. Моменты подачи и количество нагнетаемого масла определяются микропроцессором, подающим управляющие сигналы на соленоидный клапан лубрикатора.

Маслоподача осуществляется с определенной периодичностью по оборотам вала двигателя в количестве заданной величины удельного расхода масла.

Вначале модернизации системы смазывания, модули "Puls" обеспечивали подвод масла через оба пояса штуцеров новой конструкции, рис.2, при этом аккумуляторы были исключены из системы, что объясняется стремлением повысить давление в нагнетательном маслопроводе.

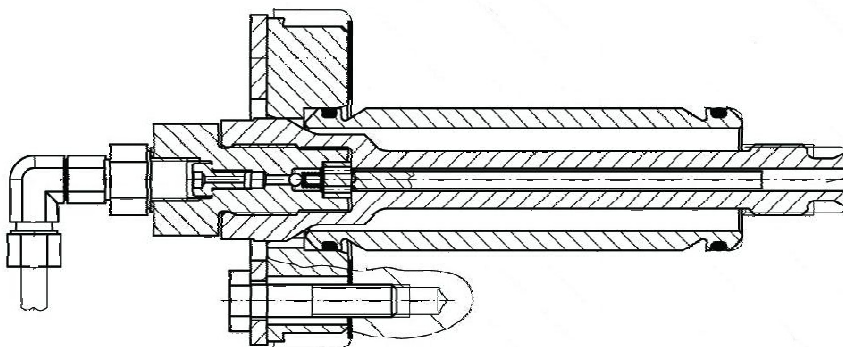


Рис. 2. Штуцер без аккумулятора системы "Puls"

Удаление аккумуляторов из системы является отрицательным фактором, поскольку они выполняют очень важную роль в увеличении равномерности подачи масла по оборотам, что доказано множеством исследований.

В дальнейшем верхний пояс штуцеров был отключен и подвод масла обеспечивался только к нижнему поясу (рис.3). Как видно из рисунка верхние штуцеры заглушены, это так же можно наблюдать и в эксплуатации (см. фотографию, рис.3.).

Как и в предыдущей системе смазывания, обратный клапан находится на значительном удалении от зеркала ЦВ, а поступление масла к поверхностям трения осуществляется по наклонному каналу в стенке втулки.

Система электронного управления имеет насосную станцию, включающую фильтр и охладитель масла, а также рабочий насос - включаемый автоматически при пуске двигателя и резервный насос. Эти насосы поддерживают давление 4,5 МПа на входе в лубрикатор.

Отличительной особенностью системы смазки цилиндров рассматриваемых двигателей, является синхронизация подачи масла плунжером с положением поршня в цилиндре. Условия использования масла и работы пары трения поршневое кольцо - втулка, при прочих равных условиях, во всех цилиндрах этих дизелей, в отличие от двигателей с не синхронизированным приводом лубрикаторов, должны быть одинаковы.

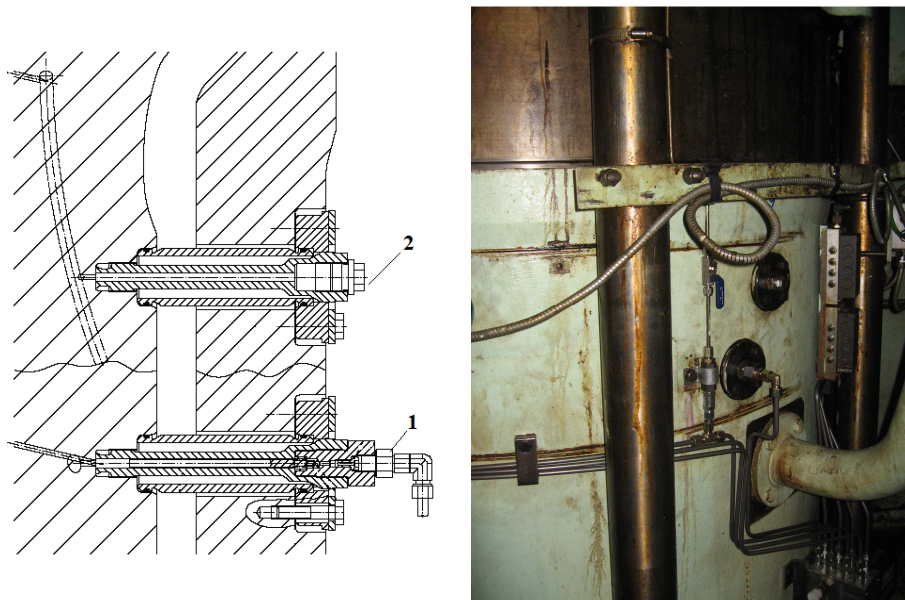


Рис. 3. Нижний рабочий (1) и верхний заглушенный (2) штуцеры системы "Puls"

Однако, большие колебания длин нагнетательных трубопроводов от 1-го до 3-х метров при равных ходах плунжеров, не обеспечивают одинаковых условий смазки каждым штуцером, что при определенных условиях (неправильный выбор сорта масла, его дозировки, перегрузка двигателя и др.) может послужить причиной нарушения нормальной работы цилиндропоршневой группы.

Результаты вскрытий цилиндров показывают, что следы встречи масла с боковой поверхностью головки поршня на исключены, что может быть объяснено отсутствием исследований влияния предложенной геометрии канала на процесс истечения масла в цилиндр.

Автоматическая дозировки цилиндрического масла и эффективность цилиндрической смазки становятся действительно постоянно контролируемым параметром, зависящим от состава отработанного цилиндрического масла от каждого цилиндра. После обработки поступивших сигналов компьютером, передаются команды к каждому лубрикатору системы.

Тем не менее, анализ состояния деталей ЦПГ при вскрытии цилиндров указывает на недостаточную эффективность существующих электронных систем смазывания, что потребовало проведения наблюдений за их работой в эксплуатационных условиях на различных режимах работы ДВС.

Как показали результаты вскрытий цилиндров, полностью исключить встречу масла с головкой и днищем поршня фирме не удалось. Как и на двигателях оборудованных лубрикаторной системой имеются дорожки нагара на боковой поверхности поршня напротив точек подвода смазки. Это указывает на поступление масла концентрированными порциями, которые касаются о боковую поверхность головки поршня над первым компрессионным кольцом и ухудшают распределение его по окружности цилиндра.

Подтверждением этому является и то, что на этих двигателях фирмой устанавливается в верхней части втулки специальное кольцо (рис.4) предназначенное для снятия образующегося на головке поршня нагара.

Снимаемый таким образом нагар несомненно попадает на поверхности трения, что в свою очередь увеличивает их износ. Следовательно, применение новой системы маслоподачи не исчерпало все возможности улучшения распределения и эффективности использования масла в цилиндре, что указывает на необходимость более детального изучения процесса маслоподачи, с целью повышения эффективности функционирования системы.

Нами были проведены испытания подачи масла через оба пояса каналов в стенке цилиндрической втулки.

Исследования верхнего пояса системы маслоподачи, в которой аккумулятор давления масла не устанавливается показали, что подача масла этой конструкцией сопровождается значительным его “выбросом”, величина которого достигает 50% от всей подачи.

За период между рабочими ходами плунжера лубрикатора, своеобразная предкамера между клапаном штуцера и зеркалом цилиндра опустошается настолько (в результате “выброса”), что для ее заполнения до уровня обеспечивающего истечение, требуется не один, а несколько нагнетательных ходов плунжера лубрикатора.

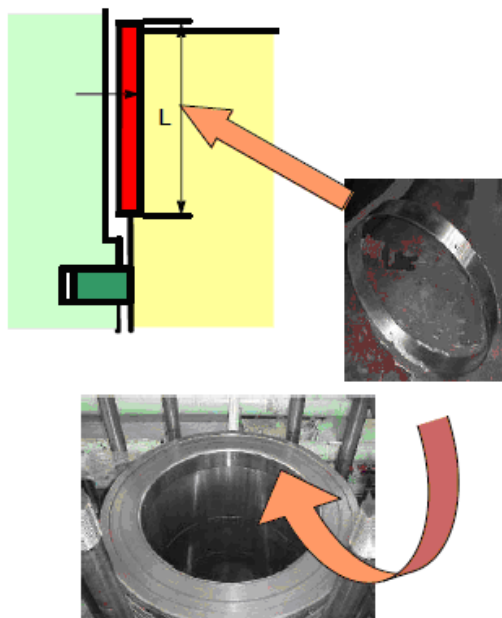


Рис.4. «Противополировочное» кольцо двигателей RTA

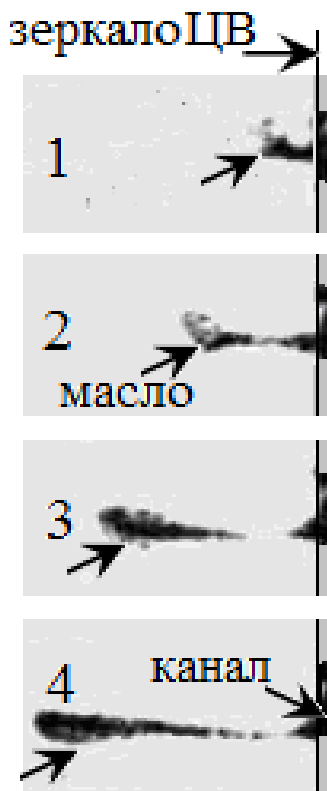


Рис.5. Кинокадры маслоподдачи через верхний пояс каналов

“Выброс” (рис.5) как правило, происходит в течение 2-3 оборотов коленчатого вала, между рабочими ходами плунжера лубрикатора. Скорость истечения масла в цилиндр достигает 2 м/с.

Следовательно, использование сложного канала в сочетании с штуцером изображенным на рис.2, у которого клапан размещен на значительном удалении от зеркала и без аккумулятора не улучшает процесс маслоподдачи, а наоборот ухудшает его.

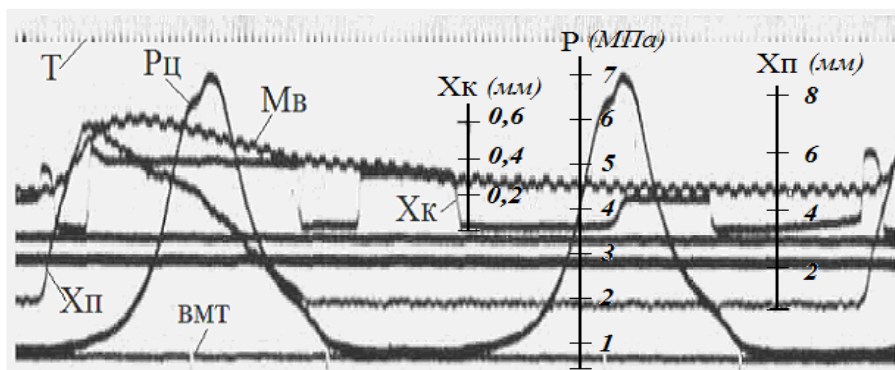


Рис.6. Осциллограмма процесса маслоподдачи через верхний пояс каналов

Поступление масла в цилиндр (как показывает осциллографирование, рис.6) осуществляется в основном в диапазоне с 85 до 310 град.п.к.в.. При этом 25-30% масла поступает в цилиндр, когда поршень находится выше маслоподводящих отверстий и до 70% - при положении поршня ниже отверстий подвода смазки.

Локализация натиров на нижней части цилиндровой втулки над ее окнами являются признаком, указывающим на недостаток масла в этой части втулки при таком количественном его перераспределении.

Результаты испытаний подачи масла через верхний пояс показали, что значительная его часть (более 50%), из-за наличия «выброса», используется не по назначению, а более того, способствует увеличению нагарообразования в цилиндре и увеличению износов деталей ЦПГ. Отсюда становится понятным стремление фирмы «Вяртсиля-Зульцер» к отключению этого пояса.

Наблюдения за истечением масла через нижний пояс каналов показали, что масло поступает в цилиндры на первых 2-3 оборотах каждого цикла маслоподдачи. На оставшихся 2-4 оборотах, до следующего рабочего хода плунжера лубрикатора, поступление масла в цилиндр отсутствует.

Канал за клапаном заполнен частично, что приводит к возвратно-поступательному движению газов над поверхностью масла в канале, к деформации этой поверхности, и в конечном итоге к формированию «выброса».

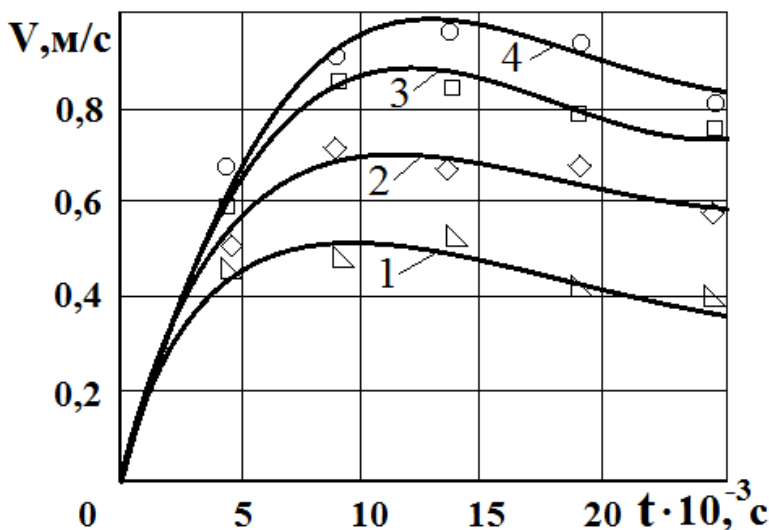


Рис.7. Скорости истечения масла через нижний пояс каналов

Величина “выброса” достигает всего лишь 10-15%, что обусловлено рациональной геометрией канала во втулке. В результате исследований установлено, что скорость истечения масла, при рассматриваемой конструкции нагнетательного тракта системы, изменяется в пределах от 0,5 до 1,0 м/с (рис.7). При этом траектория полета масла за пределы канала, достигает 15-20 мм и более.

Обработка осциллограмм (рис.8, 9), включающих запись действительного момента поступления масла в цилиндр (линия Мв), показала, что истечение за пределы среза канала происходит в два периода.

Первый из них лежит в промежутке между 320° и 45° п.к.в., а второй - между 70° и 290° п.к.в.. При этом, в первом периоде подача масла составляет 15-20% и осуществляется в основном под кольца, а во втором, с учетом величины “выброса” (составляющего 10-15%), количество масла достигает 85-90%. Эта порция поступает в цилиндр при движении поршневых колец ниже отверстий.

Отсюда следует, что “выброс” происходящий в этом периоде приходится на поршень. Оставшаяся часть масла вытекает из канала на зеркало, сосредоточенной порцией практически минуя маслораспределительные канавки.

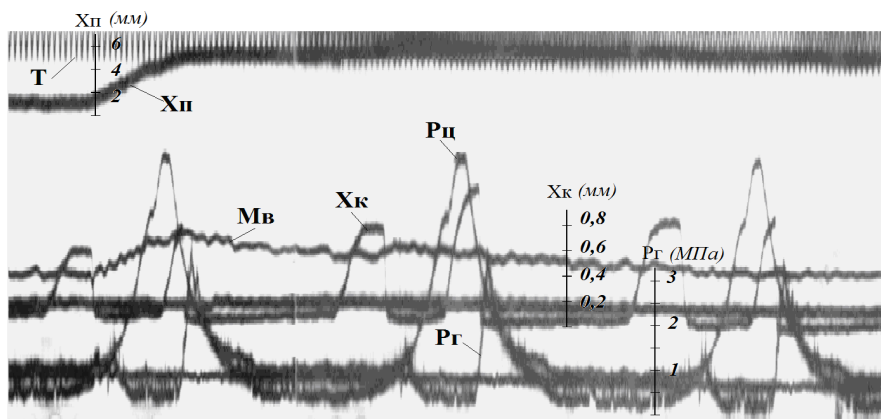


Рис.8. Осциллограмма маслоподачи через нижний пояс каналов (начало

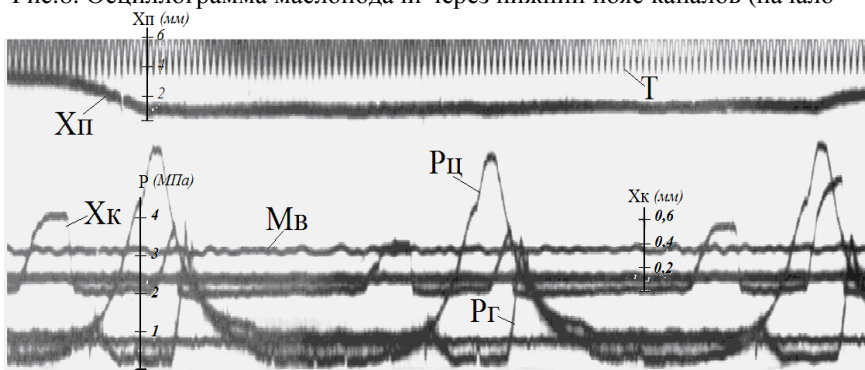


Рис.9. Осциллограмма маслоподачи через нижний пояс каналов (конец цикла)

Это приводит к локализации нагарообразований на участках головки, расположенных напротив точек смазки, которые по мере их роста, заполняют зазор между поршнем и зеркалом цилиндра, оставляя следы натира и износа на его поверхности в виде вертикальных полос.

Результаты испытаний электронной системы смазывания показывают, что она имеет ряд недостатков, характерных для обычных лубрикаторных систем, которые снижают эффективность ее работы и требуют дальнейшего совершенствования системы с целью улучшения основных характеристик процесса маслоподачи.

УДК 621.431.74.03-57

Шебанов А.Н.
ЧАО «УМА»

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОГРЕШНОСТЕЙ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ СМАЗЫВАНИЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

В основе теории погрешностей лежат два предположения: при большом числе равнозначных измерений случайные погрешности одинаковой величины, но разного знака встречаются одинаково часто; большие по абсолютной величине погрешности встречаются реже, чем малые, т.е. вероятность появления погрешности уменьшается с ростом ее значения.

Поскольку истинное значение измеряемой величины, в большинстве случаев, остается неизвестным, то вместо него принимают среднеарифметическое значение. Степень приближения среднеарифметического значения к истинному значению измеряемой величины является наивысшей из полученных результатов. Это положение позволяет определять приближенные значения погрешностей с помощью среднеарифметического значения.

Известно несколько функций, описывающих распределение случайных погрешностей, однако для большинства случаев лучшим является распределение, подчиняющееся нормальному закону распределения (закону Гаусса).

Случайная погрешность считается определенной, если известны параметры закона ее распределения: математическое ожидание (среднее арифметическое) измеряемой величины; дисперсия (среднеквадратическое отклонение) результатов измерений.

Прежде всего, при математической обработке результатов измерений не следует учитывать заведомо неверные результаты (промахи), т.е. результаты, содержащие грубые ошибки. При обнаружении грубой ошибки результат измерения отбрасывался, а само измерение по возможности повторялось.

Их выявление производится с помощью вероятностных критериев, которые позволяют отличать промахи от больших случайных погрешностей. Внешним признаком результата, содержащего грубую ошибку, являлось его резкое отличие по величине от результатов остальных измерений. Если отличающийся от всех других результат не был вовремя исключен, то вопрос о целесообразности браковки "вы-

скакивающего" значения решается путем сравнения его с остальными результатами измерения. При этом применяются различные критерии, в зависимости от того, была ли известна или нет средняя квадратическая ошибка измерений σ .

При малом числе измерений для определения результатов, подлежащих отбрасыванию, применим критерий В.Н. Романовского, который основан на распределении Стьюдента. На базе этих исследований получены таблицы относительных значений грубых погрешностей ($t_k = \varepsilon_k / \sigma_S$) в зависимости от принятой допустимой вероятности их появления P_k и числа измерений n .

Оценка грубых погрешностей производится в следующем порядке. По принятому значению допустимой вероятности P_k находится (по таблице) значение t_k . Среднее квадратическое отклонение σ_S вычисляется по результатам измерений. Погрешность, соответствующая принятой P_k , равна:

$$\varepsilon_k = t_k \sigma_S .$$

Значение ε_k сравнивается с погрешностью результата измерения, которую предполагается отнести к грубой. Если эта погрешность больше ε_k , т.е. $X_k - \bar{X} \geq \varepsilon_k$, то результат измерения X_k не следует рассматривать.

После исключения промахов (если таковые имеются) погрешность измерения ΔX равняется:

$$\Delta X = \Delta X_1 + \Delta X_2 ,$$

где ΔX_1 и ΔX_2 – систематическая и случайная погрешности.

Оценка случайной погрешности прямых многократных измерений выполняется в следующем порядке:

1. Оцениваем среднее арифметическое значение результатов измерений $\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$.

$$\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i .$$

2. Вычисляем среднеквадратичное отклонение

$$\tilde{\sigma} = \sqrt{\frac{(\tilde{x} - x_1)^2 + (\tilde{x} - x_2)^2 + \dots + (\tilde{x} - x_n)^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\tilde{x} - x_i)^2}{n(n-1)}} .$$

3. Выбираем доверительную вероятность $\alpha = 0,95$.
4. По таблице определяем коэффициент Стьюдента t_{an} .

5. Определяем доверительный интервал (погрешность серии многократных измерений) $\Delta \tilde{x}_{СЛ} = t_{\alpha n} \tilde{\sigma}$.
6. Оцениваем доверительный интервал однократных измерений $\Delta \tilde{x}_{ОИ} = \alpha \cdot d$, где d – параметр равномерного распределения, связанный с ценой деления или классом точности измерительного прибора.
7. Определяется общая погрешность серии измерений (доверительный интервал) $\Delta \tilde{x} = \sqrt{\Delta \tilde{x}_{СЛ}^2 + \Delta \tilde{x}_{ОИ}^2}$.
8. Записываем окончательный результат в виде $x = \tilde{x} \pm \Delta \tilde{x}$ с доверительной вероятностью α .
9. Оцениваем относительную погрешность измерений
$$\delta = \frac{\Delta \tilde{x}}{\tilde{x}} \cdot 100\% .$$

Относительная погрешность позволяет сравнить неточности измерений величин, имеющих различную размерность.

Систематические погрешности могут существенно исказить результат измерения. Поэтому, в процессе эксперимента принимаются меры к выявлению причин их возникновения и все доступные способы для их исключения, поскольку правильность измерений характеризует близость к нулю систематических составляющих погрешностей.

Различают следующие разновидности систематических составляющих погрешностей: методические, аппаратные, отсчитывания.

Методическая составляющая погрешности обусловлена несовершенством метода измерений. Для ее снижения тщательно прорабатывается методика использования датчиков с учетом специфики работы системы смазывания в условиях судового дизеля.

Установлено, что включение измерительной аппаратуры в систему в ряде случаев резко искажает контролируемые параметры. Все датчики, у которых в период нагнетания масла изменяется объем полости, сообщенной с маслопроводом, для определения параметров в нем непригодны.

Как известно, подача масла в трубопровод за один ход плунжера лубрикатора составляет всего несколько капель и для измерения повышения давления в системе от этой подачи необходимы датчики, у которых объем сообщенной с трубопроводом полости по сравнению с порцией поданного масла был бы незначительным. Этим требова-

ниям удовлетворяют тензометрические датчики. Для записи движения плунжера лубрикатора и клапана штуцера использовались индуктивные датчики, получившие широкое распространение при испытаниях топливной аппаратуры.

Аппаратурная составляющая погрешности возникает вследствие погрешности применяемых средств измерений. Для ее уменьшения контролировались точность изготовления и сборки датчиков, а также изменения характеристик средств измерения в процессе эксплуатации.

Составляющая погрешности отсчитывания обусловлена (при неавтоматизированных измерениях) индивидуальными особенностями наблюдателей. Для уменьшения этой погрешности тщательно соблюдались правила отсчета.

При выявлении систематических погрешностей, их исключали с

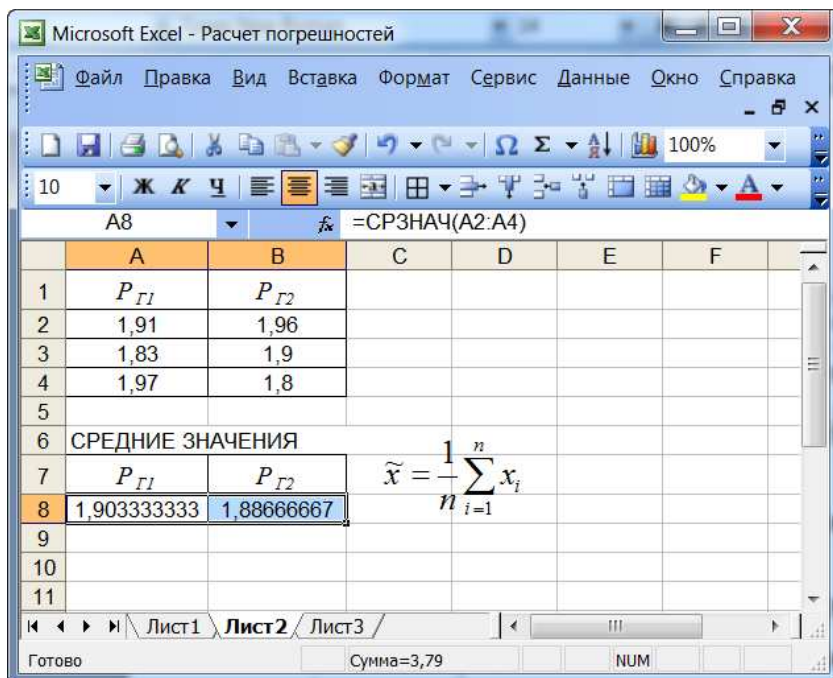


Рис.1. Расчет средних значений

помощью поправок и поправочных множителей.

Определение случайных погрешностей измерений производилось с использованием тарировок датчиков что значительно упростило обработку результатов измерений и повысило их точность. Чтобы свести к минимуму погрешность измерения, тарировка производилась по 3 раза до и после проведения опыта.

За истинное значение показания датчика принималось среднее арифметическое результатов трех тарирований одной величины.

Пример расчета погрешности определения давления газов в камере испытательной установки РГ1, РГ2 (до и после эксперимента соответственно) в среде MS EXCEL приведен ниже. Полученные результаты измерений располагаем в электронной таблице Excel в столбцах А, В, С и D (рис.1). Оставив место на поясняющие подписи, в ячейках А8 и В8 вычислим соответствующие средние арифметические значения. Для этого в ячейку А8 записываем (или вызываем встроенную функцию) =СРЗНАЧ(А2:А4) и протягиваем ее на ячейку В8.

Для расчета среднеквадратичного отклонения каждой из измеренных величин необходимо просуммировать квадраты разности между каждым измеренным значением и средним арифметическим. Воспользуемся для этого встроенной функцией КВАДРОТКЛ (рис.2). В ячейке А10 запишем (рис.3.18): =КВАДРОТКЛ(А2:А4)

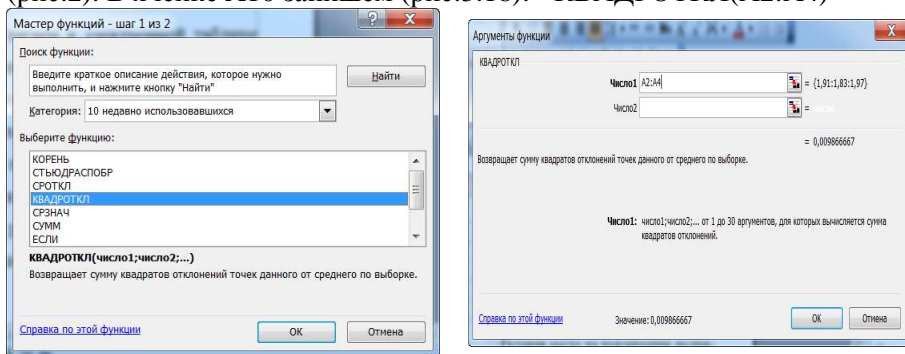


Рис.2. Вызов встроенной функции

Среднеквадратичное отклонение $\tilde{\sigma}_p$ вычисляется следующим образом $\tilde{\sigma}_p = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^3 (\tilde{P} - P_i)^2}$. Так как сумма квадратов уже подсчитана в ячейке А10, то для вычисления среднеквадратичного

отклонения необходимо вычислить корень из значения $A10$ деленного на $n(n-1) = 6$: =КОРЕНЬ(A9/6)

Запишем эту формулу в ячейку $A11$. Выделив и протянув ячейки $A10$ и $A11$ вправо, получим сумму квадратов и среднеквадратичное отклонение для других измеренных в эксперименте величин, рис.3.

Далее необходимо рассчитать случайную погрешность, которая для величины P вычисляется по формуле

$$\Delta P_{сл} = t_{\alpha n} \cdot \tilde{\sigma}_P,$$

где $t_{\alpha n}$ - коэффициент Стьюдента. Для $n = 3$ (три измерения) и доверительной вероятности $\alpha=0,95$ получим коэффициент Стьюдента в ячейке $C12$

$$=СТЮДРАСПОБР(1-0,95;3-1)$$

А в ячейках $A13$, $B13$ рассчитаем случайные погрешности для величин $P_{Г1}$ и $P_{Г2}$ соответственно (рис.4).

$$=A11*C12$$

$$=B11*C12$$

В этом эксперименте все величины измерялись одним и тем же прибором – манометром с ценой деления $d = 0,01$ МПа.

	A	B	C	D	E	F
1	$P_{Г1}$	$P_{Г2}$				
2	1,91	1,96				
3	1,83	1,9				
4	1,97	1,8				
5						
6	СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ					
7	$P_{Г1}$	$P_{Г2}$				
8	1,903333333	1,886666667				
9						
10	0,009866667	0,01306667	СУММА КВАДРАТОВ			
11	0,04055038	0,04666548	СРЕДНЕКВАДРАТИЧНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ			

$$\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

Рис.3. Расчет сумм квадратов и $\tilde{\sigma}_P$

	A	B	C	D	E	F
6	СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ					
7	$P_{Г1}$	$P_{Г2}$	$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$			
8	1,903333333	1,886666667				
9						
10	0,009866667	0,01306667	- СУММА КВАДРАТОВ			
11	0,04055038	0,04666548	- СРЕДНЕКВАДРАТИЧНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ			
12			4,302653	- КОЭФФИЦИЕНТ СТЬЮДЕНТА		
13	0,174474204	0,20078534	- Дсл			
14						
15						
16						

Рис.4. Расчет погрешности серии многократных измерений

Поэтому погрешность однократных измерений $\Delta_{ОИ}$ $P_{Г1}$ и $P_{Г2}$ будет одинаковой и рассчитывается с учетом доверительной вероятности $\alpha=0,95$ как $\Delta_{ОИ} = d \alpha$.

Внесем эти вычисления в электронную таблицу: цену деления прибора d – в ячейку В14, доверительную вероятность α – в ячейку В15, а результат вычисления ошибки однократных измерений по формуле $=B14*B15$ – в ячейку С16 (рис.4).

Для каждой измеряемой величины необходимо рассчитать полную погрешность. Для величины $P_{Г1}$ это следует сделать по формуле $\Delta P_{Г1} = \sqrt{\Delta P_{сл}^2 + \Delta_{ОИ}^2}$.

Запишем эту формулу в ячейку А18 в виде: $=КОРЕНЬ(A13^2+\$C16^2)$.

Протянем вправо от ячейки А18 это значение, чтобы получить погрешность измерений других величин. Рассчитаем относительную погрешность (в процентах) по формуле:

$$\delta = \frac{\Delta P}{P} \cdot 100\% .$$

Эту формулу запишем в ячейку А19 в виде (рис.5): $=A18*100/A8$

Скопировав ее в ячейку B19 получим окончательный результат расчета относительной погрешности в %.

	A	B	C	D	E	F
10	0,009866667	0,01306667	- СУММА КВАДРАТОВ			
11	0,04055038	0,04666548	- СРЕДНЕКВАДРАТИЧНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ			
12			4,302653	- КОЭФФИЦИЕНТ СТЬЮДЕНТА		
13	0,174474204	0,20078534	- $\Delta_{сл}$			
14	d=	0,01				
15	α =	0,95				
16			0,0095	- $\Delta_{од}$ ПОГРЕШНОСТЬ ОДНОКРАТН-		
17	$\Delta P_{Г1}$	$\Delta P_{Г2}$				
18	0,174732647	0,20100996	- ПОГРЕШНОСТЬ ИЗМЕРЕНИЙ			
19	9,180349219	10,6542379	- ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ПОГРЕШНОСТЬ (В %)			
20						

Рис.5. Завершение расчета погрешности измерений

При обработке результатов косвенных измерений рекомендуется следующая последовательность действий:

1. Если это необходимо, преобразуем формулу, связывающую измеряемые величины с искомой так, чтобы функциональная зависимость содержала все измеряемые величины непосредственно (без промежуточных формул).

2. Выполним оценку погрешности прямых измерений всех непосредственно измеряемых величин, входящих в формулу для искомой величины, с учетом погрешности многократных и однократных измерений. При этом для всех измеряемых величин задается одно и то же значение доверительной вероятности $\alpha = 0,95$.

3. С помощью средних значений измеряемых величин $\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \dots, \tilde{x}_m$ рассчитаем значение искомой величины $\tilde{y} = f(\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \dots, \tilde{x}_m)$.

4. Получим выражение для погрешности косвенных измерений

по одной из формул $\Delta \tilde{y} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial \tilde{x}_i} \right)^2} \Delta \tilde{x}_i^2$ или

$$\Delta \tilde{y} = \tilde{y} \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial \ln f}{\partial \tilde{x}_i} \right)^2} \Delta \tilde{x}_i^2 .$$

5. Запишем окончательный результат в виде $y = \tilde{y} \pm \Delta \tilde{y}$ с доверительной вероятностью α .

6. Определим относительную погрешность искомой величины

$$\delta = \frac{\Delta \tilde{y}}{\tilde{y}} \cdot 100\% .$$

Если по каким-либо причинам данный метод оценки погрешности неприменим, можно вычислить значения y_1, y_2, \dots, y_m по значениям x_1, x_2, \dots, x_m , полученным в каждом из n опытов отдельно. А затем оценить погрешность как при прямых измерениях.

УДК 621.436

Солодовников В.Г.
ОНМА

ПРИМЕНЕНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ОБРАБОТКИ ТОПЛИВА ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Судовые энергетические установки (СЭУ) представляют собой сложные комплексы, насыщенные тепловыми двигателями и разнообразным оборудованием, которое обеспечивает не только выработку и передачу энергию потребителю (винту – от главного двигателя, электрогенератору – от вспомогательного двигателя, теплообменной поверхности – от вспомогательного котла), но и выполняет многочисленные операции по предварительной подготовке топлива, масла, воды и воздуха, которые используются в качестве рабочих сред. Суммарная мощность главных и вспомогательных двигателей современных СЭУ достигает 100 тыс. кВт, что при среднем удельном эффективном расходе топлива 0,175...0,180 кг/(кВт·ч) определяет суточный расход топлива этими тепловыми двигателями в пределах 400 тонн. Все это количество топлива пред непосредственным сжиганием в камерах сгорания подвергается предварительной обработке с непрерывным контролем его основных эксплуатационных характеристик.

Эксплуатационные свойства топлив оцениваются показателями, характеризующими процессы подачи, смесеобразования, сгорания, а также способность вызывать нагарообразование и изнашивание в деталях дизеля. Основные показатели регламентируются стандартами на топливо и определяют широкий спектр характеристик. В зависимости от характера рассмотрения вопросов топливподготовки и топливоиспользования, разные источники в качестве первостепенных определяют различные показатели, но при этом всегда рассматривается фракционный состав топлива, температура вспышки, вязкость топлива, содержание серы, теплота сгорания.

Процесс подготовки топлива и поддержания его эксплуатационных характеристик в заданных пределах является энергоемким и по разным оценкам требует от 5 до 20 % эквивалентной мощности главной энергетической установки [1]. В связи с этим, внедрение в судовую практику новых методов топливподготовки всегда рассматри-

вается с позиции энергетической эффективности и эксэргии физических процессов, обеспечивающих улучшение эксплуатационных характеристик как топлива, так и теплового двигателя.

Понятие эксэргии теплового процесса особенно актуально для СЭУ, где (в отличие от стационарной энергетики) процессы топливоподготовки, топливоподачи и топливоиспользования происходят в непрерывной последовательности, таким образом, представляя собой одно целостное явление. Для морского судна, совершающего автономный переход, не существует отдельных процессов транспортировки, хранения и использования энергетических ресурсов. Для главных судовых дизелей от момента поступления топлива из расходной цистерны до распылителя форсунки проходит интервал времени, равный 0,5...1 часа, а для вспомогательных дизелей, имеющих менее насыщенную систему топливоподготовки, еще меньше.

Все вышеизложенное подчеркивает актуальность изучения вопросов по разработке энергоэффективных методов подготовки судовых топлив.

В настоящее время самыми распространенными методами подготовки топлива на судах является его фильтрация, а также гравитационная и центробежная очистка. С точки зрения затрат энергии на осуществление данных способов подготовки топлива, наименьшим по энергоемкости является гравитационная очистка, при которой из топлива осаждаются вода и механические примеси. Затраты энергии при фильтрации топлива связаны с дополнительными потерями мощности топливоперекачивающих насосов на преодоление сопротивления в мембранных либо пластинчатых элементах. Наиболее энергоемким методом топливоподготовки является его центробежная очистка в сепараторах, где необходима энергия не только на обеспечение вращения очистных элементов сепаратора, но и на подогрев топлива.

Однако, применение центробежных сепараторов в системах приводит к значительным потерям топлива. Из-за близости плотностей топлив и воды в шлам переходит вместе с водой часть горючих составляющих топлива – до 2...4%. Это приводит к снижению теплотворной способности топлива и увеличению его удельного расхода [2]. Кроме того, если настраивать сепаратор на максимальное удаление воды, то он не отбирает из топлива значительную часть частиц, размеры которых соизмеримы с зазорами в прецизионных деталях топливной аппаратуры. Это вызывает повышенный износ как плун-

жеров топливных насосов, так и распылителей форсунок [3]. Для устранения этого требуется установка двух последовательно работающих сепараторов, один из которых настроен на максимальный отбор воды, другой – механических примесей. Естественно, при этом в двое увеличиваются затраты энергии на очистку.

Одним из альтернативных методов, применяемых для подготовки топлива, является его кавитационная обработка.

Судовое топливо представляет собой высокомолекулярную, гетерогенную жидкость, молекулы которой при атмосферном давлении и нормальной температуре сложно ориентированы. При приложении к топливу внешнего давления в несколько сот атмосфер молекулы поляризуются, противодействуя внешним силам и сохраняя равновесие системы. Если внешнее давление резко снять, то внутренние силы начнут разрывать макромолекулы на более мелкие составляющие, причем, первоначальная плотность топлива уменьшается [4]. Этот принцип положен в основу кавитационной обработки нефти с целью изменения ее структуры.

Кавитация представляет собой процесс образования разрывов сплошности жидкости в результате местного спада давления. Если снижение давления происходит вследствие больших локальных скоростей в потоке движущейся капельной жидкости, то кавитация считается гидродинамической, а если вследствие прохождения в жидкости акустических волн, – акустической, или ультразвуковой.

Эффект кавитации сопровождается микровзрывами, ультразвуком, а также механическими разрывами отдельных молекулярных цепочек топлива, двигающихся навстречу друг другу с высокой линейной скоростью. Величина этой скорости составляет несколько десятков метров в секунду, что дает возможность разрезать диспергируемые вещества на мельчайшие микрочастицы.

Основным элементом, обеспечивающим кавитационную обработку топлива в судовых условиях, считается гомогенизатор, а процессы, которые в нем происходят – гомогенизация топлива. Гомогенизаторы обеспечивали за счет подвода к тяжелому топливу значительной энергии (порядка 4000 кДж/моль) тонкое диспергирование содержащихся в нем воды и механических примесей, поскольку глобулы воды при этом получались меньше величины зазора в топливной аппаратуре, последнее работало нормально на очищенном топливе. Таким образом, гомогенизация, по сравнению с сепарацией, ликвидировала потери топлива при очистке и обеспечивала экологи-

чески чистую (безотходную) обработку топлива. При этом опыт эксплуатации гомогенизаторов показал, что из-за высокой прикладываемой к топливу энергии тонкое диспергирование абразивных механических примесей не обеспечивало задержание их фильтрами тонкой очистки. Это обуславливало резкое возрастание скоростей изнашивания деталей цилиндропоршневой группы. Кроме того, высокая потребляемая мощность гомогенизаторов снижала их энергетическую эффективность. Все это привело к отказу от кавитационной обработки топлива, при этом на значительное время были приостановлены исследования по ультразвуковой обработке топлива. Последние исследования [5] подтвердили не только энергетическую эффективность данного метода, но и целесообразность его применения в системах топливоподготовки судовых дизелей, использующих топливо ухудшенного фракционного и структурного состава [6].

В качестве подтверждения изложенного предлагаются результаты исследований, выполненных на судовом дизеле 6VDS18 и его модернизированной системе топливоподготовки.

Перевод двигателей внутреннего сгорания подобных моделей на использование тяжелых сортов топлива вынудил к решению дилеммы: либо перекомпоновка топливной системы высокого давления новой топливной аппаратурой, обеспечивающей надежную работу на таких сортах топлива, либо применение дополнительной обработки топлива, способствующей улучшению его структурных показателей и качества распыливания, воспламенения и сгорания. Решение задачи по первому варианту сопряжено с изменением конструктивных характеристик дизеля и в любом случае невозможно без проведения дополнительных испытаний на действующих дизелях. Второй вариант решения поставленной задачи требует предварительных научных исследований или синтеза ранее полученных результатов и дооборудования штатных систем топливоподготовки дополнительными функциональными узлами.

В предлагаемой схеме топливоподготовки одновременно решались две задачи: улучшение качества предварительной подготовки топлива за счет воздействия на него ультразвуковыми колебаниями и снижение энергетических затрат в системе за счет замены энергоемкого метода центробежной сепарации на ультразвуковую обработку. Кроме того, ультразвуковая обработка топлива выполнялась дважды, причем второй раз – непосредственно перед впрыском топлива в ци-

линдр дизеля. Схема переоборудованной топливной системы показана на рис.1.

Из отстойной цистерны 1 топливо подается насосом 2 в топливную магистраль, где последовательно проходит расходную цистерну 3 с встроенным паровым подогревателем, ультразвуковой генератор 1-ой ступени 4, фильтр тонкой очистки 5, электрический подогреватель 6, регулятор вязкости 7, ультразвуковой генератор 2-ой ступени 8 и посредством топливного насоса высокого давления 9 и форсунки впрыскивается в камеру сгорания дизеля 10.

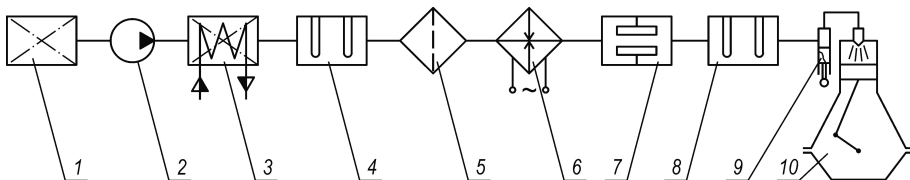


Рис.1. Схема переоборудованной топливной системы: 1 – отстойная цистерна; 2 – топливный насос; 3 – расходная цистерна; 4 – ультразвуковой генератор 1-ой ступени; 5 – фильтр тонкой очистки; 6 – электрический подогреватель; 7 – регулятор вязкости; 8 – ультразвуковой генератор 2-ой ступени; 9 – топливный насос высокого давления; 10 – дизель

Ультразвуковая обработка топлива выполнялась на частоте 22 кГц как в первой, так и во второй ступенях ультразвукового генератора. Данное значение было определено в качестве оптимального на основе анализа подобных исследований, а также предшествующих экспериментов [6-8]. Расположение фильтра тонкой очистки 5 после ультразвукового генератора 1-ой ступени способствовало отсеву механических примесей из топливного потока. Дополнительная обработка топлива во 2-ой ступени ультразвукового генератора непосредственно перед топливной аппаратурой дизеля способствовало максимальному использованию эффекта раздробления молекулярных цепочек топлива.

Преимущество предлагаемой системы топливоподготовки по сравнению со штатной системы заключается в практическом отсутствии потери горючих составляющих топлива, которое происходит в центробежном сепараторе. Кроме того, сочетание фильтра тонкой очистки с генераторами кавитации обеспечивают работу системы топливоподготовки не только почти без потерь топлива, но и с очень высокой эффективностью ультразвуковой обработки, при этом по-

вышается интенсификация процесса горения топлива и тем самым обеспечивается снижение его удельного расхода.

Кавитационные явления в жидкостях наиболее эффективно происходят в случае наличия дополнительных кавитационных зон – зародышей кавитации [9]. В качестве таких зон могут выступать пузырьки воздуха, паров топлива или размельченные частички механических примесей.

В рассматриваемой схеме топливоподготовки ультразвуковой генератор 1-ой ступени не только способствует разрыву молекулярных цепочек топлива, но и приводит к дроблению механических примесей. Таким образом увеличивается количество кавитационных зон для ультразвукового генератора 2-ой ступени. Это способствует повышению эффективности процесса топливоподготовки с одновременным снижением энергетических затрат на ее проведение.

В системе была предусмотрена возможность переключения на штатный режим топливоподготовки. В этом случае топливо подвергалось очистке в центробежном сепараторе, без использования ультразвуковых генераторов. По такой же схеме работал другой подобный дизель, входящий в состав вспомогательной энергетической установки. Кроме того, параллельные эксперименты на одинаковых дизелях с разными системами топливоподготовки позволяли сделать соответствующие выводы о ее эффективности.

Для максимальной идентичности результатов эксперимента как сами дизели, задействованные в эксперименте, так и их топливные системы подвергались предварительной подготовке. Условия эксплуатации позволяли произвести замену фильтров тонкой очистки обоих дизелей, замену и отладку топливной аппаратуры высокого давления, а также выполнить моточистку дизелей, с заменой комплекта поршневых колец и технического освидетельствования цилиндрических втулок. На протяжении всего эксперимента дизели работали на постоянном сорте топлива и циркуляционного масла. Кроме того, дизели работали либо параллельно, либо по отдельности, но с постоянным контролем времени эксплуатации и эксплуатационной нагрузки, разница в которой не превышала 10 кВт для каждого дизеля, что с учетом их эксплуатационной мощности 320...350 кВт не превышало 3 %. Это, учитывая энергоемкость объектов, а также длительность проведения эксперимента, позволяло считать условия работы дизелей идентичными.

Задачей исследования было определение износа верхнего поршневого кольца для дизеля, работу которого обеспечивала штатная система топливоподготовки, и дизеля, работающего на топливе, прошедшем двухступенчатую ультразвуковую обработку. Кроме того, для обоих случаев определялись удельный расход топлива и температура выпускных газов, как параметры, характеризующие качество процесса сгорания. Результаты проведенных исследований приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты эксперимента

Параметр	Величина	
	Стандартная схема топливоподготовки	Схема с использованием двухступенчатой ультразвуковой подготовки топлива
Износ верхнего поршневого кольца, г/(1000 ч)	2,14±0,04	0,63±0,03
Удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,206...0,214	0,199...0,207
Температура уходящих газов, °С	405...430	385...390

Приведенные результаты свидетельствуют об эффективности применения предлагаемого метода двухступенчатой ультразвуковой обработки топлива. В данном случае снижается износ верхнего поршневого кольца (на 70,5 %), что объясняется уменьшением его сернистой коррозии, а также понижается удельный эффективный расход топлива (на 3,3...4,4 %) и температура уходящих газов, что характерно для более качественного процесса сгорания топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ханмамедов С.А., Добровольский В.В., Добровольская Н.Л. Минимизация энергетических затрат на топливоподготовку высоковязких топлив малооборотных ДВС системы СИАС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 111-119.

2. Солодовников В.Г. Использование в судовых дизелях топлив различного фракционного и структурного состава // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса: ОНМА. – С. 86-92.

3. Заблоцкий Ю.В., Мацкевич Д.В. Исследование влияния сернистых топлив на рабочий процесс и техническое состояние судовых среднеоборотных дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. – № 33. – Одесса: ОНМА. – С. 122-127.

4. Чистовалов С.В., Чернов А.Н. Способы интенсификации различных химико-технологических процессов путем наложения низкочастотных колебаний и их аппаратное оформление // Химическая промышленность. – 1997. – № 8 (356). – С. 405-414.

5. Евдокимов И.Г., Гуреев А.А., Косок С.В. Энергетическая активация нефтяных остатков в дезинтеграторе // Химия и технология топлив и масел. – 1992. – № 1. – С. 26-28.

6. Сагин С.В., Солодовников В.Г. Применение ультразвуковой обработки топлива для снижения сернистого износа деталей двигателя / «Технические науки – от теории к практике» // Сб. ст. по материалам XXXV междунар. науч.-практ. конф. № 6 (31). Новосибирск: СибАК, 2014. – С. 42-49.

7. Хафизов Ф.Ш., Хафизов Н.Ф., Ванчухин Н.П. Процессы нефтепереработки в кавитационно-вихревых аппаратах. – Уфа: Фонд содействия развитию научных исследований, 1999. – 112 с.

8. Промтов М.А. Перспективы применения кавитационных технологий для интенсификации химико-технологических процессов // Тамбов: Вестник ТГТУ, 2008. – Т. 14. – № 4. – С. 861-869.

9. Рождественский В.В. Кавитация.–Л.: Судостроение, 1977.– 248 с.

УДК 621.165-226.1(043)

Гарагуля Б.А.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОЩНЫХ СУДОВЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Процесс развития судовых энергетических установок в последние годы характеризуется широким внедрением паровых и газовых турбин. Турбины все больше и больше находят применение в качестве главных двигателей на мощных крупнотоннажных судах.

В зависимости от назначения судна требования к весовым и габаритным характеристикам, а также к характеристикам по экономичности их турбинных установок, различны. Удовлетворение этим требованиям достигается за счет реализации различных мероприятий, в том числе за счет рационального проектирования турбинных лопаток, являющихся наиболее ответственным элементом проточной части турбин.

Наряду с общими чертами теории теплового расчета и проектирования облопачивания стационарных и судовых турбин, имеется и ряд отличий для последних. Это обусловлено спецификой условий эксплуатации судовых турбин и особо повышенными требованиями к их весовым и габаритным характеристикам. Для судовых турбин необходимы специальная компоновка проточной части (специальные ступени уменьшенных ходов, ступени заднего хода), принятие повышенных теплоперепадов на отдельные ступени (в том числе, сверхкритических), применение специальных форм профилей лопаток и ряд других мероприятий [1, 2].

Судовые паротурбинные установки, работающие при начальном давлении пара 40–50 атм и температуре пара 450–480°C, имеют экономический к. п. д. 24–27%.

При повышении давления до 70–80 атм и температуры пара до 500–550°C экономический к. п. д. возрастает до 29–31%. Дальнейшее повышение начального давления пара и совершенствование установок позволит увеличить к. п. д. судовой паротурбинной установки примерно до 35 %.

Имеются проработки, показывающие улучшение экономичности ПТУ на 4–5 % за счет повышения параметров пара: давления до 13,0 МПа при температуре 600°C.

Крупнотоннажные газовозы оборудованы паротурбинными установками мощностью более 300 тыс. кВт.

В мощных ГТЗА турбина низкого давления (ТНД) в значительной степени определяет экономичность всей турбины. Особое место в проектировании ТНД занимают последние ступени которые являются самым нагруженным элементом ГТЗА, в наибольшей степени влияющим на экономичность всей ТНД. Поэтому представляется целесообразным уделить повышенное внимание именно последним ступеням и рассмотреть некоторые особенности обтекания сопловых и рабочих лопаток последних ступеней ТНД с целью их оптимального проектирования [3].

Предельные размеры рабочей лопатки в сочетании со сложным пространственным характером обтекания при наличии сверхзвуковых скоростей и переменном режиме работы обуславливают значительные трудности в достижении высокого к.п.д. последних ступеней [4].

В связи с характерным для судовых паровых турбин переменным режимом работы (изменение вакуума и нагрузки) меняется, главным образом, режим обтекания решеток последних ступеней. На рис.1 показана схема обтекания решетки профилей последней ступени при сверхзвуковых скоростях ($M_{2t} > 1,0$), которая обычно применяется при проектировании решеток профилей.

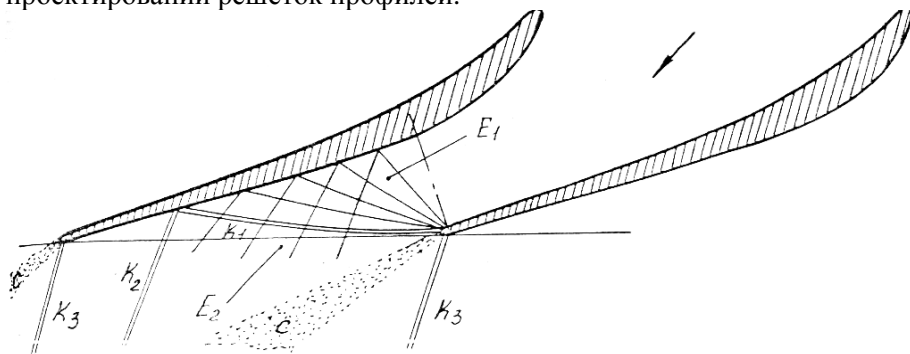


Рис. 1. Схема обтекания решетки профилей последней ступени при сверхзвуковых скоростях ($M_{2t} > 1,0$).

Здесь критическая линия совпадает с геометрическим «горлом» (минимальное проходное сечение). В действительности эта линия имеет достаточно сложную искривленную форму, что приводит к

отклонению расчетной модели течения от обычно используемой (рис. 2).

Подробные исследования различных профилей, характерных для последних ступеней мощных судовых турбин были проведены в московском энергетическом институте. Исследовались решетки профилей с разной кривизной «спинки» и профили в области «горла» - рис. 3 от 0° до 20° . На рис. 4 представлены зависимости профильных потерь энергии от числа M_{2t} [5].

Различия в характере обтекания «спинки» профиля в косом срезе решеток I и III можно наблюдать на фотоснимках рис. 5–8.

Проведенный анализ показывает нерациональность применения решеток профилей с выпуклой спинкой при сверхзвуковых скоростях. Если же ступень рассчитана на длительную работу при сверхзвуковых скоростях обтекания, то целесообразно применить решетки I типа с прямой «спинкой» в косом срезе.

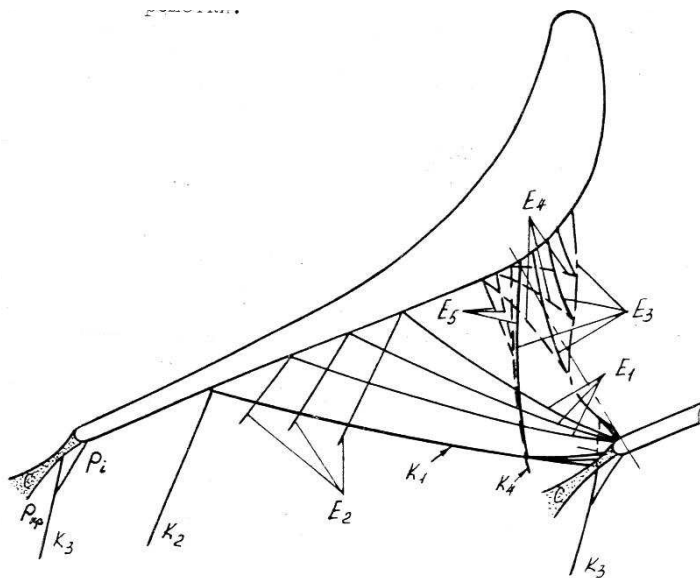


Рис. 2. Отклонение расчетной модели течения от обычно используемой.

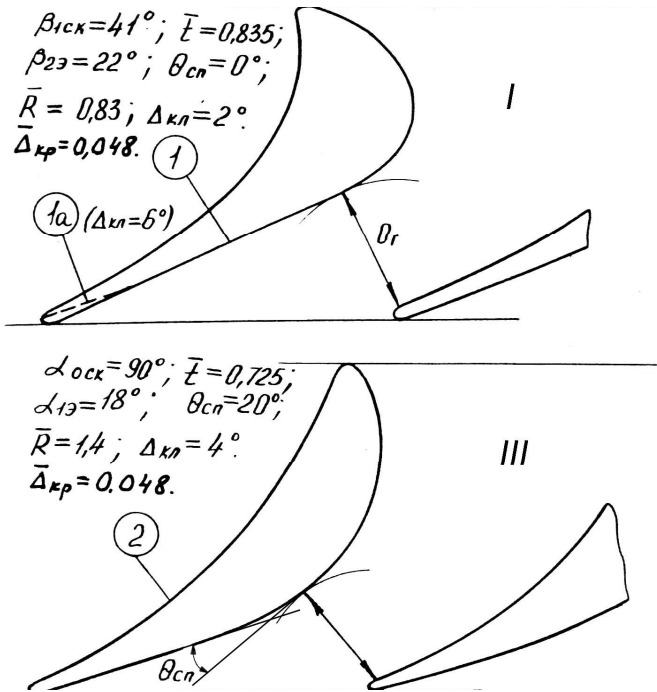
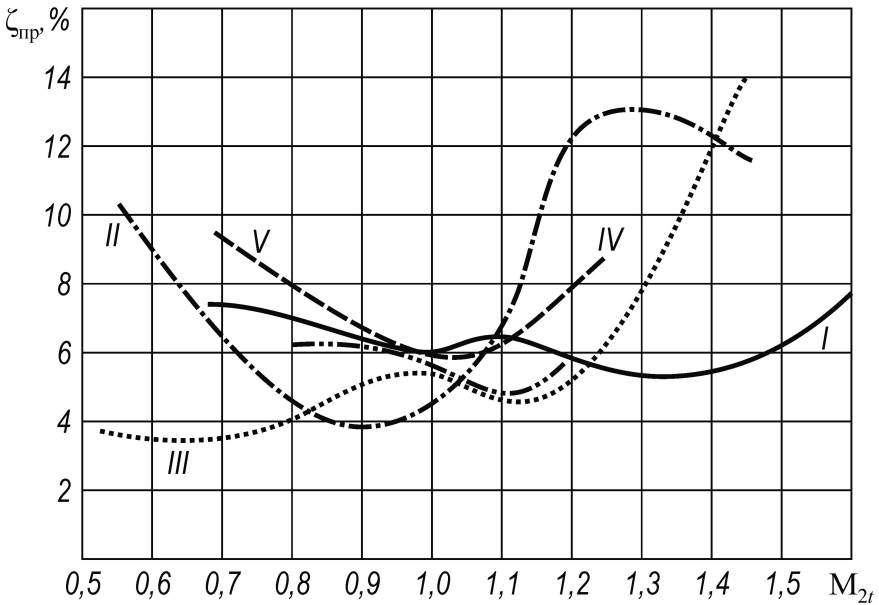


Рис. 3. Решетки профилей с разной кривизной «спинки» и профиля в области «горла» - от 0° до 20°

Если ступень работает в переменном режиме, целесообразно применить решетки с плавновыпуклой «спинкой» в косом срезе и значением $\theta_{сп} < 10^\circ$. Такие решетки при дозвуковых и небольших сверхзвуковых скоростях обтекаются более экономично, чем решетки с прямой «спинкой».

В случае кратковременных режимов работы при сверхзвуковых скоростях также может оказаться целесообразным использование решетки профилей с выпуклой «спинкой», поскольку возможен выигрыш по экономичности в случае длительных по времени таких режимов. Заключение о целесообразности применения решеток с выпуклой ($\theta_{сп} < 10^\circ$) или прямой «спинкой» должно быть сделано на основании дополнительного технико-экономического расчета.



Аэродинамически рациональное профилирование решеток профилей последних ступеней ТНД позволяет снизить уровень профильных потерь энергии в ступени на 3–7 %, и тем самым повысить к.п.д. последней ступени на 1%, что равноценно увеличению к.п.д. всей турбины приблизительно на 0,1%. Поэтому рациональное аэродинамическое профилирование лопаток последних ступеней является, несомненно, перспективной задачей.

Общие условные обозначения:

c – скорость потока;

a – скорость звука;

$M = \frac{c}{a}$ – безразмерная скорость (число Маха);

«горло» – минимальные проходные сечения межпрофильного канала;

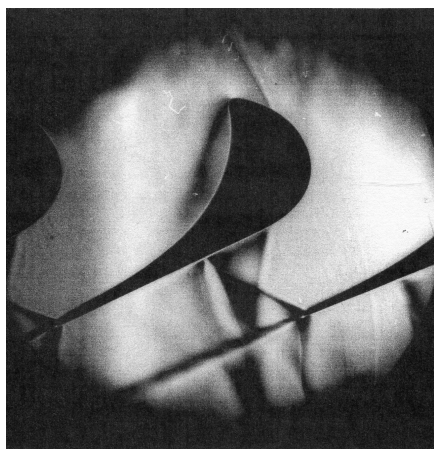
«спинка» – внутренняя сторона разрежения профиля.

$\zeta_{пр}$ – коэффициент профильных потерь энергии в решетке;

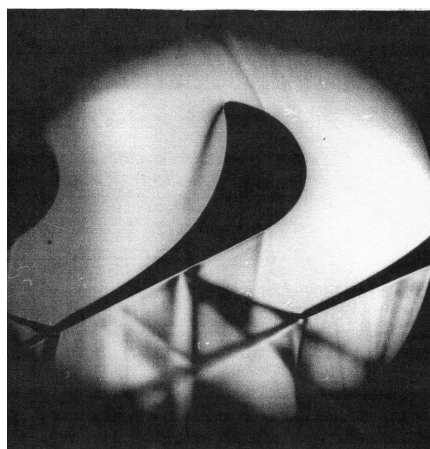
$\Theta_{сп}$ – угол отгиба стороны разрежения профиля;

Индексы:

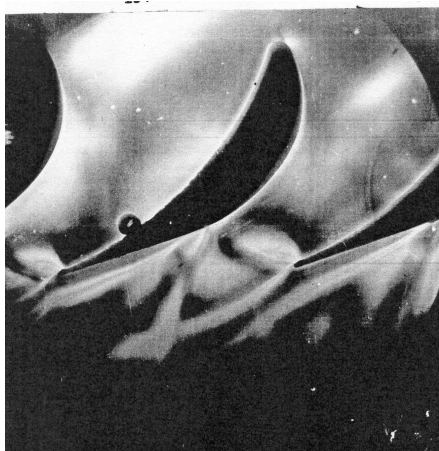
t – теоретические параметры;



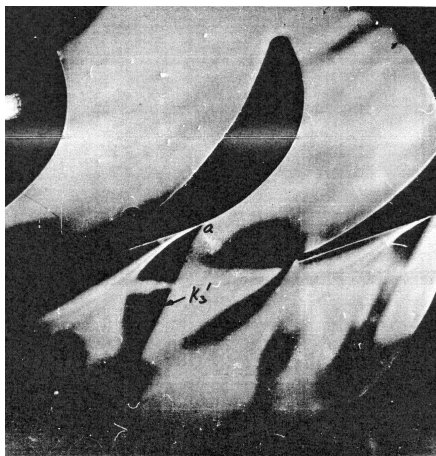
а)



б)



в)



г)

Рис. 5. Различия в характере обтекания «спинки» профиля в косом срезе решеток I и III.

а) $M_{2t} = 1,13$; б) $M_{2t} = 1,26$; в) $M_{2t} = 1,24$; г) $M_{2t} = 1,35$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Топунов А. М. Исследование проточных частей судовых турбин с относительно длинными лопастями: автореф. дис. ... докт. техн. наук. – Л., 1971.
2. Топунов А. М. Теория судовых турбин / А. М. Топунов. – Л.: Судостроение, 1985. – 470 с.
3. Дейч М. Е. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин / М. Е. Дейч, Б. М. Трояновский. – М.: «Машиностроение», 1964. – 628 с.
4. Алексеева Р. Н. Обтекание периферийных сечений длинных лопаток при дозвуковых скоростях на входе / Р. Н. Алексеева // Теплоэнергетика. – 1966. – № 7. – С. 30–33.
5. Гарагуля Б. А. Исследование трансзвукового течения в области «горла» решеток и профилей последних ступеней паровых турбин низкого давления / Б. А. Гарагуля // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С 83–91.

УДК 656.07:338.47

Кирис В.А.
ОНМА

ТЕНДЕНЦИИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТА

Под энергоэффективностью многие институты предлагают понимать рациональное использование энергии или использование меньшего количества энергии для обеспечения установленного уровня производства продукта при технологических процессах на производстве. В течение последних десятилетий проблеме энергоэффективности уделяют всё большее внимание. Это связано как с существенным подорожанием энергоресурсов, так и с усиливающейся в последнее время заботой об окружающей среде. С 70-х годов прошлого века многие страны внедряют программы по повышению энергоэффективности.

Материалы по введению в транспортную отрасль энергоэффективных технологий, в 2010 г. подготовило Международное энергетическое агентство [1]. Объясняется это тем, что транспорт представляет собой область с наиболее высоким топливо- и энергопотреблением.

Согласно Второму семинару ИМО по выбросу парниковых газов (2009), в 2007 году судоходство произвело около 870 тонн парниковых газов, что составляет приблизительно 2,7% от мировых выбросов CO₂, сделанных человеком.

Связь между выбросами парниковых газов и энергоэффективностью заключается в следующем. Выбросы CO₂ определяются граммами газа, выброшенными на тонну груза за милю пути (гр(CO₂)/т•миль), что, в свою очередь, зависит от количества сожжённого топлива.

В руководящих документах ИМО энергоэффективность определяется именно этим параметром – гр (CO₂)/т•миль, а понятия «энергоэффективность» и «экологичность» в резолюциях связаны.

К резолюциям ИМО касательно энергоэффективности относятся:

1. МЕРС.203(62). Включает в Приложение VI конвенции МАРПОЛ правила энергоэффективности;
2. МЕРС.212(63). Содержит методику вычисления достигнутого конструктивного коэффициента энергоэффективности (attained energy efficiency design index (EEDI)) для новых

- судов;
3. МЕРС.213(63). Утверждает методику для разработки судового плана по энергоэффективности (ship energy efficiency management plan (SEEMP));
 4. МЕРС.214(63) содержит методику оценки и сертификации конструктивного коэффициента энергоэффективности;
 5. МЕРС.215(63) – это методика расчёта относительных линий (reference lines), используемых вместе с оценкой конструктивного коэффициента энергоэффективности.

В резолюциях МЕРС.203(62) и МЕРС.212(63) Международной Морской Организацией (ИМО) вводится понятие "конструктивного коэффициента энергоэффективности" ($K_{КЭ}$). Это понятие распространено на: новые суда; новые суда, подвергшиеся серьёзному переоборудованию; новые или существующие суда, подвергшиеся настолько серьёзному переоборудованию, что считаются морской администрацией государства заново сконструированными.

С 1 января 2013 г. или после этой даты при первоначальном освидетельствовании новых судов, попадающих под требования главы 4 Приложения 6 к МАРПОЛ, до ввода их в эксплуатацию и до первой выдачи Международного свидетельства энергоэффективности судна необходимо подтвердить, что судно соответствует требованиям главы 3 Приложения 6 к МАРПОЛ, а достигнутый $K_{КЭ}$ судна соответствует требованиям правила 21 Приложения 6. Кроме этого, на судне должен находиться Судовой план управления энергоэффективностью судна в соответствии с правилом 22 Приложения 6 к МАРПОЛ.

Расчетный достигнутый конструктивный коэффициент энергоэффективности судна $K_{КЭ(p)}$ не должен превышать уровень предельно допустимого базового значения для однотипного судна. Такой подход, благодаря внедрению новых технологических решений, позволяет: применять экономичные двигатели; широко использовать утилизацию отходящей теплоты; применять альтернативные источники энергии; увеличить грузместимость и расчётную скорость судна путем оптимизации форм корпуса и пропульсивного комплекса.

В [2] нами была проверена методика расчёта $K_{КЭ}$ на примере судна-контейнеровоза MSC Faustina, постройки 2012 года, которое не относилось к новым судам, и расчёт $K_{КЭ}$ для него не был обязательным. По результатам расчёта MSC Faustina полностью удовлетворяла

требованиям ИМО по энергоэффективности до 2020 года, что говорит об относительной мягкости этих требований.

Модель расчета критерия конструктивной энергоэффективности судна в представленном виде – это начальный, но необходимый этап оптимизации энергетических потоков в пропульсивном комплексе судна.

Резолюция МЕРС.213(63) приводит пример методов повышения энергоэффективности. К таким методам относятся:

1. Планирование рейса. Оптимальный маршрут и точное его выполнение способствует повышению энергоэффективности.
2. Погодное планирование. На отдельных маршрутах затраты на преодоление плохих условий плавания могут быть выше, чем затраты на преодоление лишнего пути с целью избежать эти плохие условия.
3. Временное планирование. Коммуникация со следующим портом даёт возможность раннего предупреждения о доступности причала и, как следствие, возможность планирования оптимальной скорости судна.
4. Оптимизация скорости судна. Один из наиболее действенных методов уменьшения расхода топлива и повышения энергоэффективности.
5. Оптимизация развиваемой мощности главного двигателя.
6. Оптимальное управление судном. Включает в себя постановку на оптимальный дифферент, принятие оптимального количества балласта, оптимизация судового винта и улучшение набегающего потока воды, оптимизация авторулевых.
7. Обслуживание корпуса.
8. Оптимизация работы судовой энергетической установки. Включает в себя систематическое уменьшение механических потерь и потерь теплоты.
9. Обслуживание судовой энергетической установки. Использование системы контроля износа может быть полезным инструментом для поддержания высокой эффективности судовой энергетической установки.
10. Утилизация теплоты. Современные системы могут использовать тепло выхлопных газов при производстве электричества или в валомоторе.
11. Улучшение управления флота. Лучшая утилизация мощностей флота может улучшить энергоэффективность всего флота. К

примеру, метод может сократить или вовсе избежать балластных переходов.

12. Оптимизация грузовых операций.

13. Управление электроэнергией. Пересмотр потребления электроэнергии может открыть пути оптимизации управления электроэнергией.

14. Использование альтернативных видов топлива.

Весомым методом повышения энергоэффективности СЭУ является утилизация отводимой от двигателя теплоты. Существует несколько способов утилизации теплоты: утилизация энергии отработавших газов, утилизация теплоты охлаждающей жидкости, утилизация теплоты машинного масла.

Утилизация теплоты, отводимой от тепловых двигателей

Расходы на эксплуатацию энергетических установок морских судов составляют 70-80% от общих затрат [3]. Поэтому, повышение энергоэффективности судовых энергетических установок (СЭУ) является важнейшей задачей. Экономичность СЭУ до начала-середины 70-х годов прошлого столетия была невелика (к.п.д. главных двигателей едва достигал 37% при температуре выхлопа минимум 375°C) и при их относительно небольшой мощности. Это вызвало необходимость создания и широкого применения судовых систем глубокой утилизации теплоты, спрос на которые обусловил и резкий скачок цен на топливо в конце третьей четверти прошлого столетия. Последнее стимулировало развитие технических решений, способствовавших существенному повышению экономичности главных двигателей. К настоящему времени к.п.д. главных двигателей превысил 50% при существенном снижении значения бросовой теплоты продуктов сгорания и увеличении доли низкопотенциальной теплоты охлаждающей воды.

Такое положение обусловлено:

- применением постоянного давления наддува, что привело к снижению температуры выхлопа и существенно снизило долю потерь с выхлопными газами;
- использованием высокоэкономичных турбоагрегатов, что в сумме с предыдущим фактором позволило снизить температуру выхлопа до 240°C;

- повышением температуры пресной воды, охлаждающей цилиндры, до 75 – 80°C.

Разрабатываются все более совершенные системы утилизации отходящей теплоты, которые становятся все более сложными. В лучших системах эффективность использования отходящей теплоты достигает 60% за счет применения более эффективных утилизационных котлов, подогрева питательной воды, утилизационных турбогенераторов двух давлений и т.д. [4].

Особенностью современных дизелей (в отличие от докризисного периода) является их работа на тяжелом топливе [5] за исключением их запуска и работы на маневрах.

В конечном итоге современные высокоэффективные малооборотные двигатели характеризуются повышенным до $\approx 57\%$ к.п.д. и сниженным удельным расходом топлива до ≈ 152 г/кВт·ч [6], что обусловлено различными схемами повышения их энергоэффективности.

Существует несколько способов утилизации теплоты: утилизация энергии отработавших газов, утилизация теплоты охлаждающей жидкости, утилизация теплоты машинного масла.

Утилизация теплоты отходящих газов

Энергоэффективность судна зависит не только от эффективного к.п.д. главных двигателей, она определяется также и затратами энергии на приводы вспомогательных механизмов, систему тепло- и энергоснабжения и т.д. Утилизация бросовой теплоты на судах может дать значительную экономию топлива и вместе с тем добиться снижения выбросов CO₂. Кроме того, это позволит снизить себестоимость перевозки груза, а также улучшить условия обитаемости экипажа без дополнительных затрат мощности. Вторичные энергоресурсы на судах велики и вопросы по их утилизации остаются открытыми.

В результате работы ведущих дизелестроительных фирм в 80-х годах по совершенствованию рабочих процессов дизелей и их газотурбоагрегатов эффективный к.п.д. дизельных установок повысился с 40-42% [7] до 50% и выше, что привело к перераспределению потерь теплоты. Эффективность применения систем глубокой утилизации теплоты отработавших газов резко снизилась в связи с существенным снижением температуры выхлопных газов, поэтому можно

утверждать, что возможности повышения эффективности работы судовых дизелей утилизацией отходящей с продуктами сгорания теплоты практически исчерпаны и в последнее время появилось устойчивое мнение о том, что и использование комплексных систем утилизации теплоты ничего, кроме трудностей по их обслуживанию и ремонту не дает [8,9].

Достаточно актуальным способом повышения энергетической эффективности СЭУ остается утилизация теплоты охлаждающих жидкостей.

Утилизация теплоты охлаждающих жидкостей

Утилизация теплоты смазочного масла затруднена несколькими факторами. Как известно, удельная теплоемкость машинного масла почти вдвое ниже, чем теплоемкость воды ($1,67 \div 2,01$ кДж/(кг·К) при 20⁰С). Также низкой является теплопроводность (0,117 Вт/(м·К)).

В современных дизельных установках широко применяют схемы утилизации другой основной потери теплоты главных двигателей – теплоты охлаждающей главный двигатель жидкости в опреснительных установках различных типов.

Для определения резервов повышения энергетической эффективности СЭУ целесообразно рассчитать расход тепловой энергии на производство дистиллята.

Определение расхода теплоты на опреснение морской воды

С целью повышения эффективности процесса опреснения, поиска новых и совершенствования известных способов воздействия на морскую воду, необходимо определить минимальную работу опреснения, тем более, что имеющиеся в литературе данные весьма противоречивы. В частности, в ряде работ отмечается, что минимальный расход энергии на опреснение может быть достигнут только в процессах, не связанных с изменением агрегатного состояния воды.

Пример расчета этой величины для опреснения гиперфильтрацией (обратным осмосом) приведен в [10]. В результате расчета минимальная работа на получение тонны опресненной воды получилась равной 3,27 кВт·ч без учета расхода энергии на преодоление гидравлического сопротивления мембраны или фильтрующей пленки, учет

которой (без реального подтверждения) позволит автору считать 5 кВт · ч на тонну максимальным расходом.

Опреснение испарением можно представить как классической самопроизвольной изобарно-изотермический процесс, для которого справедливо уравнение

$$\Delta H - T\Delta S = \Delta G$$

где: ΔG - свободная энергия Гиббса или полезная работа;

ΔH – изменение энтальпии при опреснении;

T - температура опреснения;

ΔS - изменение энтропии при опреснении.

Опреснение испарением представляется следующими процессами:

- испарением при давлении паров раствора P_p ;
- сжатием пара от давления паров раствора P_p до давления паров чистой воды P_o при температуре T_o ;
- конденсацией пара при давлении P_o .

Тогда затраченная на опреснение энергия будет равна работе сжатия плюс разница между теплотой испарения (парообразования) и теплотой конденсации.

Подведенная (как впрочем и отведенная) энергия в виде теплоты изотермического процесса в TS диаграмме изображается прямоугольной площадью $T\Delta S$, которая, в связи с изложенным, определяется выражением

$$T\Delta S = Q_1 - Q_2 - RT \ln \frac{P_o}{P_p}$$

Тогда затраченная на опреснение энергия будет равна работе сжатия плюс разница между теплотой испарения (парообразования) и теплотой конденсации.

Так как разница между абсолютными значениями теплоты испарения и теплоты конденсации достаточно мала (морская вода относится к разбавленным растворам) и эти теплоты имеют противоположные знаки, минимальная работа опреснения испарением может быть определена по формуле работы изотермического процесса, которая для одного моля воды запишется в виде

$$\Delta G = RT \ln \frac{P_o}{P_p} = \frac{R_\mu}{\mu} T \ln \frac{P_o}{P_p},$$

где: $R_\mu = 8314$ Дж/моль · град – универсальная газовая постоянная;

P_o - давление насыщения паров чистой воды, Н/м²;

P_p - давление насыщения паров рассола, Н/м².

Давление насыщения паров чистой воды определяется по соответствующим таблицам (температуре испарения T), а давление насыщения рассола с учетом повышения температуры кипения в зависимости от концентрации солей в рассоле определяется по табл. А.32 [11].

Таким образом, принимая повышение температуры кипения на $0,35^\circ\text{C}$, для $T = 40^\circ\text{C}$, получим

$$P_p = 7378,4 \text{ Па}$$

$$P_o = 7532,98 \text{ Па.}$$

Тогда на 1 т опресненной воды получим

$$\begin{aligned} \Delta G &= \frac{8314}{18} 313,15 \cdot \ln \frac{7532,98}{7378,4} \cdot 1000 = \frac{8314}{18} \cdot 1000 \cdot 313,15 \cdot 0,0207 = \\ &= 2998962 \text{ Дж} = 0,83 \text{ кВт}\cdot\text{ч} \end{aligned}$$

Полученное значение минимального расхода энергии на опреснение достаточно хорошо согласуется со значением $0,845$ кВт·ч на м³, полученным для температуры 25 [12].

Однако даже самые совершенные и экономичные опреснительные установки характеризуются гораздо большим расходом энергии.

Расход теплоты в опреснителе Aqua-100-HW, установленном на судне MOL Generosity по результатам исследований при различных режимах работы главного двигателя при постоянной производительности опреснителя в 31 м³/сут приведен в [13].

Из имеющихся данных видно, что фактические затраты энергии на опреснение гораздо больше расчётных и возникает проблема более детальной комплексной оценки минимальных энергозатрат. Для расчета реальной минимально необходимой энергии на выделение солей из морской воды, необходимо на молекулярном уровне рассмотреть энергию взаимодействия основных ионов с молекулами воды.

Так как количество бросовой теплоты в любой СЭУ достаточно большое, следующим этапом исследований является увязка режимов работы СЭУ с непрерывной работой судовых опреснителей. Последнее позволит накапливать пресную воду для последующей сдачи на берег. Так, в [14] определена экономическая эффективность использования глубокой утилизации тепла охлаждающей воды ДВС для крупнотоннажного танкера – водозавода. В данном случае предлагается балластный переход использовать для производства пресной воды. При этом при существенно м экономическом эффекте рентабельность за эксплуатационный период работы танкера дедвейтом 49370 т в период перевозки груза и производства дистиллята составит 17,5%. При рентабельности за эксплуатационный период работы с загрузкой в одном направлении, равной 10,7%. Следует отметить, что обычно рентабельность использования основных фокусов судна не превышает 11-12%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Transport energy efficiency, Implementation of IEA Recommendations since 2009 and next steps. Kazunori Kojima, Lisa Ryan; September 2010. <https://www.iea.org/publications/>
2. Голиков В. А., Обертюр К. Л., Кирис В. А. Модель расчета конструктивной энергоэффективности морского судна на примере контейнеровоза. Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 29. – Одесса: ОНМА, 2012. С. 23-34.
3. Видуцкий Л.М. Зарубежная судовая энергетика в 1982 г. // Судостроение, 1983. – № 12. – С. 13–20.
4. Калинина М.И., Баракан Г.Х. Повышение топливной экономичности ЭУ на судах японской постройки // Судостроение. – 1983. – № 2. – С. 31–35.
5. Коршунов Л.П. Энергетические установки промышленных судов: Учебник. – Л.: Судостроение, 1991. – 360 с.
6. Проектирование пропульсивной установки судов с прямой передачей мощности на винт: Учебное пособие / В.П. Шостак, В.И. Гершаник, В.П. Кот, Н.С. Бондаренко; Под ред. В.П. Шостака. – Николаев: УГМТУ, 2003. – 500 с.
7. Судовые энергетические установки: Учебник / Г.А. Артемов, В.П. Волошин, Ю.В. Захаров, А.Я. Шквар. – Л.: Судостроение,

1987. – 480 с.
8. Klinton H., Iakobsen B. MAN–B&W engine application BDP–system: Prospectus / MAN–B&W. – 1988. – 54 p.
 9. Маслов В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1990. – 144 с.
 10. Коваленко В.Ф., Лукин Г.Я. Судовые водоопреснительные установки. Л., «Судостроение», 1970, 304 с.
 11. Хорн Р. Морская химия – (структура воды и химия гидросферы). Издательство «Мир», Москва, 1972, 398 с.
 12. Додж Б.Ф., Эшпай А.М. Термодинамика некоторых процессов опреснения воды. В сб. Опреснение соленых вод. Материалы 137-й национальной конференции Американского химического общества. М., ИЛ, 1963. – 344 с.
 13. Кирис В.А. Определение расхода теплоты на опреснение морской воды.//Матер. науч.-техн. конф. на тему «Энергетика судна: експлуатація та ремонт» - Одеса: ОНМА, 2014. – С. 41 – 46.
 14. Коваленко В.Ф., Винников В.В. Глубокая утилизация и рациональное использование тепла СЭУ. Одесса – 2002, - 180 с. (поліграфічний центр фірми «Система – сервіс»).

УДК 005.334

Касилов Ю.И., Коштаков В.Д.
ОНМА

ИСТОЧНИКИ ЗАГРЯЗНЕНИЯ МОРСКОЙ СРЕДЫ ПРИ ДОБЫЧИ ЖЕЛЕЗОМАРГАНЦЕВЫХ КОНКРЕЦИЙ

С экологической точки зрения добыча ЖМК может привести к многостороннему возмущению морской среды и нарушению динамического равновесия процессов, протекающих в водной толще, донных осадках и на границе "вода-атмосфера".

Основными загрязнителями при разных способах добычи является сброс придонной воды в поверхностные слои океана (тепловое загрязнение), взвеси донных осадков, тяжелых металлов (остаточных продуктов добычи ЖМК или продуктов обогащения), биогенов, радиоактивных элементов, продуктов технологических процессов. Если не будет разработана малоотходная или безотходная технология добычи, то указанные загрязнители могут привести к нарушению не только гидрохимических характеристик морской воды, но и окажут существенное влияние на планктонное сообщества (бактерии, - рито, зоо, - и ихтиопланктон), пелагические рыбы и беспозвоночные, морские млекопитающие и бентос.

Очевидно, что сбрасываемые вещества будут оказывать влияние на морские организмы, различных трофических уровней прямым путем и через изменение химико-экологических показателей воды (ВПК, газовый режим, соленость, температуру, Ph, Eh, оптические свойства воды, концентрацию растворенного и взвешенного органического вещества; карбонатную, фосфатную и сероводородную системы и др.) Возможно также нарушение теплового, солевого и газового балансов между океаном и атмосферой.

В процессе добычи, независимо от способа, вместе с ЖМК будет захватываться, и подниматься большое количество донных осадков и придонной воды, обогащенной биогенами. По данным К. Клифтова на 1т добытых ЖМК будет сбрасываться 4т осадков, Если учесть, что при механической системе добычи за рабочий день может быть нарушена целостность примерно 5104 м³ осадков, то, помимо практически полного уничтожения донной фауны, вред от сброса отходов на пелагические биоценозы будет существенным.

При добычном комплексе производительностью 1млн т ЖМК в год гидравлическим способом за сутки будет поднято 3,6104 т осадков вместе с другими компонентами.

Имеющиеся данные о незначительном влиянии экспериментальной не полномасштабной и кратковременной добычи ЖМК в Тихом океане не могут быть экстраполированы на возможное влияние при промышленной добычи.

При сбросе донных осадков образуется так называемое облако, скорость осаждения которого зависит от гранулометрического состава и физико-химических условий окружающей среды. Сами по себе частицы взвеси в незагрязненных районах не обладают токсическими свойствами, но именно взвесь является одним из самых опасных компонентов сброса. Образовавшееся облако будет годами опускаться на дно. Изменение оптических свойств воды будет лимитировать проникновения солнечной радиации и таким образом окажет отрицательное влияние на фотосинтез и первые звенья пищевой цепи, продуцирование кислорода. Предварительные данные показывают, что наличие взвеси оказывает влияние на темп деления одноклеточных водорослей, их размер и подвижность. Образующиеся компоненты сложных смесей загрязняющих веществ, имеющихся в придонной воде и донных осадков даже, в следовых количествах, в результате синергического эффекта будет усиливать их мутагенное действие на генетические структуры.

Частицы взвеси могут служить биотопами микроорганизмов. Увеличение площади и наличие биогенов будет способствовать бурному развитию микроорганизмов и снижению содержания кислорода, что отрицательно скажется на последующих уровнях.

На взвеси адсорбируется растворенное органическое вещество и осуществляется гетерогенная трансформация веществ, перераспределение их в океанической толще в процессе седиментогенеза.

Сорбированное органическое вещество вместе со взвесью используется организмами - фильтраторами как источник пищи. Таким образом, наличие дополнительного количества взвеси может существенным образом оказать влияние на круговорот вещества и энергии района добычи ЖМК и привести к смешению установившихся детрито-биотических связей.

При добыче ЖМК за сутки будет сбрасываться 105м3 придонной воды, температура которой составляет 8,50С. Такая придонная вода может оказать губительное действие на теплолюбивые

планктонные организмы, так как большинство планктонных организмов может жить в очень узком интервале температур и жестком газовом режиме. Подача из глубинных слоев холодной воды может вызвать появление "мертвой зоны". Кроме того, придонная вода обладает для поверхностных организмов токсическими свойствами. Добавление 3л глубинной воды к 1 м³ поверхностной приводит к тому, что для микроорганизмов такая среда обитания становится критической.

В целом сброс придонной воды приведет к изменению химического состава поверхностных вод и их биохимических свойств, выражающихся в увеличении ВПК, уменьшении концентрации кислорода, увеличении содержания нитратов, фосфатов, силикатов, органического углерода. Предполагается также изменение некоторых ферментативных активностей морской воды.

Одним из важнейших факторов, оказывающих влияние на функционирование морских экосистем в районах добычи, являются продукты разрушения ЖМК и их обогащения.

В ЖМК содержится 38 элементов, 11 из них Mn, Fe, Co, Zn, Pb, Al, Cd, Cr, Ti, а также некоторые редкоземельные элементы, представляют промышленный интерес.

Следует отметить, что некоторые конкреции обогащены ртутью, свинцом, цинком, кобальтом, и другими тяжелыми металлами. В процессе добычи ЖМК вместе со взвесью будет сбрасываться определенное количество металлов, входящих в состав ЖМК. Многолетние исследования показывают, что тяжелые металлы оказывают длительное влияние на морскую биоту путем аккумуляции в пищевых цепях. Это влияние выражается в снижении продукции фитопланктона, истощении зоопланктона, гибели личинок рыб и др.

По нашему мнению, механизм токсичного действия тяжелых металлов на живые организмы заключается в ингибировании цитоплазматических и мембранных ферментов, в нарушении целого ряда биохимических процессов, включая и адаптационные.

Металлы не только накапливаются, но часто «биологически улавливаются» по мере прохождения в биогеохимических циклах и по пищевым цепям. Именно способность к биоаккумуляции - одно из наиболее характерных и опасных с экологической точки зрения свойств токсических веществ. Особенно настораживает образование органоминеральных комплексов металлов с гуминовыми веществами, которые содержатся в донных осадках и воде. Такие органомине-

ральные комплексы хорошо проникают через клеточные мембраны гидробионтов и накапливаются в организме. Накопления металлов для большинства гидробионтов - явление крайне вредное.

Радиоактивность донных осадков разных районов Мирового океана изменяется и составляет: урана - $0,54-3,3 \times 10^{-9}$ кюри/кг, тория - $0,54-1,6 \times 10^{-9}$ кюри/кг, калия - $2,7 \times 10^{-9}$ кюри/кг. Средняя концентрация урана в водах мирового океана составляет 3×10^{-6} г/л и обусловлена в основном (99,3%) ураном-238. Суммарная альфа радиоактивность ЖМК по нашим данным на порядок выше активности донных осадков.

В этой связи сброс остаточных продуктов добычи ЖМК будет обогащен радиоактивными элементами, вызывая опасность аккумуляции радиоактивных веществ гидробионтами, миграции их по пищевым цепям. Радиохимикоэкологические исследования урана и трансурановых элементов показывают, что их радиационное и токсическое действие на живые организмы находятся в прямой зависимости от содержания этих элементов в воде.

Донные осадки и придонный слой воды содержат достаточно большое количество биогенных элементов: фосфора, азота, кремния и др., которые входят в состав органических веществ (углеводы, белки, аминокислоты, гумусовые соединения, липиды и др.) Распределение биогенов зависит от интенсивности биохимических процессов, гидрологических факторов и скорости обменных процессов на границе раздела донные осадки - вода, атмосфера - океан, взвесь - вода. Подъем органических веществ потребует дополнительного количества кислорода для окисления, содержание которого будет лимитировано снижением фотосинтетических процессов. С другой стороны, наличие биогенов будет способствовать развитию фитопланктона. Лимитирующим фактором потребления биогенов будет снижение прозрачности воды и фотосинтеза.

Очевидно, что сбрасываемые вещества будут оказывать влияние на морские организмы различных трофических уровней прямым путем и через изменение химико-экологических показателей воды (БПК, газовый режим, соленость, температуру, Ph, Eh, оптические свойства воды, концентрацию растворенного и взвешенного органического вещества; карбонатную фосфатную и сероводородную системы и др.)

Возможно также нарушение теплового солевого и газового балансов между океаном и атмосферой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шлыгин И.А. Современное состояние и пути развития механизма регулирования сбросов отходов в море с целью захоронения /И.А.Шлыгин – Тр.ГОИН. – 1985. – Вып. 174 – С. 4-24
2. Шлыгин И.А. Разработка научных обоснований возможности сбросов отходов и других материалов с минимальным ущербом для морской среды. Результаты исследований районов морей и океанов для регламентируемых отходов и др. Материалов. – В кн.: Методология прогнозирования загрязнения океанов и морей /И.А.Шлыгин – Тез.докл. всесоюз. научн. Семинара (Севастополь, 25-26 марта 1986) – М.: Гидрометиздат. – 1986. 1 – С. 113-118.
3. Волкова Е.Г. Мероприятия по охране окружающей среды при морском дноуглублении и отвала грунта. / Е.Г.Волкова, В.Н. Песочинский. – Тез. докл. Всесоюз. научно-технич. Конф. Охрана окружающей среды в портах и на водных путях. – Л-д. – 1989. – С. 4-6.
4. Руководство по методам гидробиологического анализа поверхностных вод и донных отложений. – Л.: Гидрометиздат, 1983, - С. 21-38.
5. Герлах С.А. Загрязнение моря / С.А.Герлах – Л.: Гидрометиздат, 1985, - С. 21.
6. Огородников В.И. Марганец в современных осадках Черноморского шельфа УССР / В.И. Огородников, К.С. Красовский // ДАН УССР, сер. Б. - № 6, 1984. – С. 18-21.

УДК 681.51:621.316.79

О.А. Лепський О. А., О.А. Онищенко
ОНМА

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

У контур охолодження суднових холодильних установок завжди вбудовують регулятори тиску конденсації. Основна функція, виконувана таким регулятором - стабілізація заданого тиску конденсації P_k холодоагенту (ХА) при змінюваних збурюваннях: температурі й витраті охолоджувальної води (В).

Регулятори тиску існують різних типів. Найчастіше, це керовані насоси охолоджуваної води, або керовані окремим виконавчим (регулювальним) органом поворотні заслінки. Типова функціональна й структурна схеми контуру регулювання тиску (температури) конденсації наведені на рис. 1, а, б.

Однак при способі регулювання за схемою, показаною на рис. 1, є істотний недолік, який полягає у наступному. Відомо, що зменшенню тиску конденсації P_k холодоагенту відповідає зменшення споживаною компресором холодильної установки електричної енергії. За різними літературними джерелами [1-3], зменшення температури конденсації (або тиску конденсації) ХА на 1 °С приводить до зменшення витрат електричної енергії від 1,5 % до 4 % при одночасному збільшенні холодопродуктивності Q_0 . Ці позитивні властивості пояснюють зменшенням навантаження на компресор, який подає перегріті пари ХА у конденсатор. Очевидно, що зменшення значення тиску конденсації може бути викликано збільшенням витрати охолодної води й (або) зменшенням її температури.

У системі регулювання, наведеної на рис. 1, а, при зменшенні витрати й (або) збільшенні температури води тиск конденсації зростає. Регулятор відкриває регулювальний орган (РО) на більший кут, тим самим збільшуючи витрату охолодної води. При цьому зростає раніше значення тиску конденсації P_k холодоагенту зменшується й стабілізується на рівні заданого тиску $P_{кз}$ - епюра на рис. 1, в. Аналогічно описаному буде протікати динамічний процес й при збільшенні витрати й (або) зменшенні температури охолодної води (рис. 1, з).

У останньому випадку тиск (температура) конденсації змог би бути зменшеним за рахунок існування надлишкової енергії води до рівня $P'_{кз}$, але регулятор стабілізує тиск P_k на заздалегідь фіксовано-

му заданому рівні $P_{кз}$ і усуває тим самим, з енергетичної точки зору позитивну дію зовнішніх збурювань.

Мета даної статті - представити більш енергетично ефективні, економічні способи регулювання тиску конденсації у судових холодильних установках, обладнаних конденсаторами з водяним охолодженням.

Перший спосіб дозволяє за рахунок уведення додаткових зворотних зв'язків за витратою G й температурою t охолодної води зменшувати тиск конденсації відповідно до змін збурювань - збільшення витрати й (або) зменшення температури води. Структурна схема такої системи регулювання тиску конденсації з додатковими зворотними зв'язками наведена на рис. 2.

Як видно з рисунку, у систему, що складається із контуру холодної води (об'єкта регулювання), регулятора й датчика негативного зворотного зв'язку за тиском з передатним коефіцієнтом K_{oc} , додатково підключені до задавального входу регулятора (окрім сигналів завдання U_3 і головного зворотного зв'язку за тиском (температурою) U_{ocP}) ще два зворотних зв'язки. Перший - за витратою води з датчиком витрати BG . Другий зв'язок - за температурою води з датчиком температури BT . Сигнали з датчиків симетруються по нульовому рівні вихідної напруги у номінальному режимі роботи холодильної установки за допомогою елементів порівняння 2 і 3 й напруг симетрування U_{cG} і U_{ct} . Тобто, у номінальному режимі роботи холодильної установки вихідні сигнали $U_1 = 0$ і $U_2 = 0$. Вихідні сигнали елементів порівняння U_1 і U_2 надходять до нелінійних блоків $НБ1$ і $НБ2$, з яких знімаються сигнали зворотних зв'язків U_{ocG} і U_{oct} .

Результуючий сигнал δ надходить на вхід регулятора, а його значення визначається алгебраїчною сумою сигналів завдання й зворотних зв'язків:

$$\delta = U_3 - U_{ocP} - U_{ocG} + U_{oct}$$

Із цього вираження видно, що помилка регулювання δ , а отже й задане значення тиску конденсації $P_{кзад}$, залежать не тільки від напруги завдання U_3 на вході регулятора і у процесі роботи може зменшуватись.

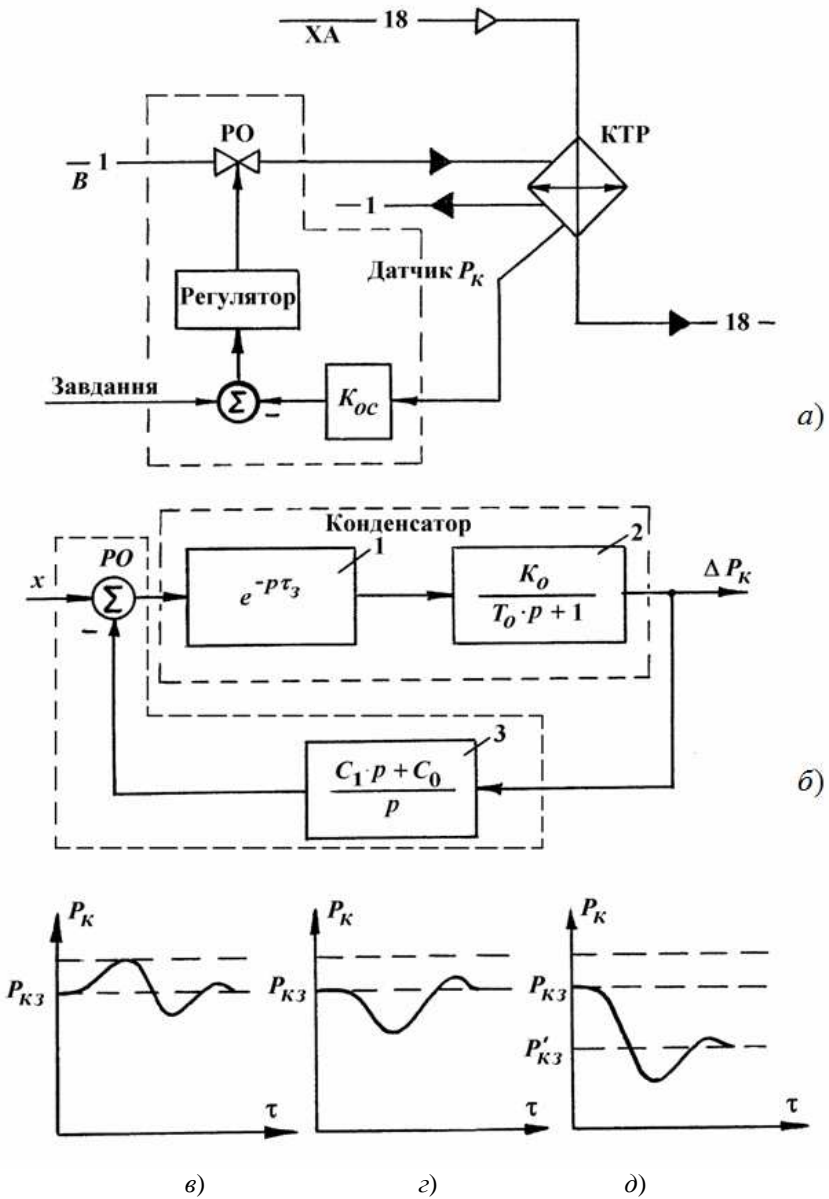


Рис.1 Функціональна (а) й структурна (б) схеми системи керування тиску конденсації та процеси при регулюванні тиску конденсації (в, з, д)

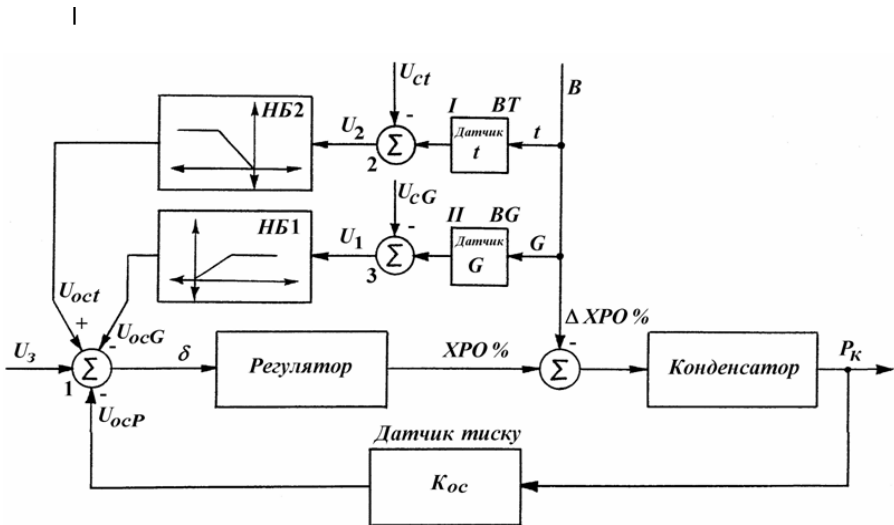


Рис.2 Структурна схема (система №1) системи регулювання тиску конденсації с датчиками витрати *BG* й температури *BT* охолоджувальної води.

Як видно з рисунка, дуже важливі є те, щоб у ході настроювання системи, регулюванням напруг симетрування U_{cG} , U_{cT} та залежностей нелінійних блоків *НБ1* і *НБ2* отримати такий режим, щоб при номінальних витраті й температурі води сигнали зворотних зв'язків U_{ocG} і U_{ocT} рівнялися нулю. При відхиленні від номінального значення витрати й (або) температури охолодної води нелінійні блоки *НБ1* і *НБ2* вступають у дію.

Розглянемо роботу системи більш докладно, наприклад, при змінах витрати води.

Нехай тиск конденсації P_K мав постійне, незмінне, значення на заданому рівні $P_{Kзад}$. У випадку зменшення витрати води щодо номінального значення ($G_w < G_{wном}$) напруга U_{ocG} залишиться рівною нулю, що обумовлено тим, що $U1 < 0$, а також формою нелінійної залежності блоку *НБ1*. У результаті процес регулювання тиску конденсації буде здійснюватися аналогічно процесам, що проходять у наведених на рис. 1, а, б системі. Але при збільшенні витрати води ($G_w > G_{wном}$), напруга $U1$ стане більше нуля, а сигнал U_{ocG} почне відніматися із задавального U_3 , зменшуючи тим самим величину значення δ , а отже й статичний тиск конденсації холодоагенту (див. рис. 1, д). Аналогічно описаному, процес регулювання тиску конденсації буде проходити й по каналу температури води.

Знак "плюс" на вході суматора 1 означає збільшення результуючого сигналу δ , а отже й витрати холодної води при збільшенні її температури.

Ділянки "обмеження" нелінійних характеристик блоків *НБ1* і *НБ2* уведені з метою обмеження мінімального значення тиску конденсації при значних зниженнях температури або різкому збільшенні витрати охолодної води.

Фізична реалізація запропонованої системи очевидна. У якості датчиків температури й витрати води використовуються стандартні вимірювальні прилади з аналоговими електричними сигналами на вході. Джерела напруг симетрування - типові блоки живлення постійного струму. Нелійними блоками з елементами порівняння можуть бути операційні підсилювачі з відповідною нелінійною корекцією. Для сучасних холодильних установок припустима також й програмна реалізація системи автоматизації, у тому числі й нелінійних залежностей за допомогою програмованих контролерів.

Другий спосіб регулювання тиску конденсації припускає відключення ланцюга зворотного зв'язку за тиском конденсації P_k . При такому включенні регулятор буде реагувати лише на відхилення P_k убік більший чим $P_{кзад}$, тобто на позитивні збурювання. Якщо P_k буде менше $P_{кзад}$, то регулятор ланцюг зворотного зв'язку розриває. Пропонована схема регулювання (рис. 3, *а*) у порівнянні з відомою (див. рис. 1, *а*, *б*) відрізняється додатковим логічним блоком і перемикачем S . Останній може перебувати у положеннях: "1" - зворотний зв'язок системи замкнутий і "2" - зворотний зв'язок системи розімкнутий.

Положення перемикача у будь-який момент часу залежить від вихідного сигналу U логічного блоку. Рівень сигналу визначається значенням P_k і може приймати одне із двох значень - логічного нуля або логічної одиниці.

Закон функціонування логічного блоку:

$$U = 1, \text{ при } P_k > P_{кзад},$$

$$U = 0, \text{ при } P_k < P_{кзад}.$$

Уставка спрацьовування $U_{зад}$ логічного блоку регулюється у процесі настроювання системи й змінює рівні спрацьовування ключа S .

Найбільш ефективна робота запропонованої системи у таких випадках, коли холодильна установка працює у режимах суттєвих відхилень, що значно відрізняються від розрахункових режимів. Це положення ілюструється графіками динамічних процесів регулювання

тиску конденсації (рис. 3, б), побудованих за допомогою моделювання у середовищі *Matlab*. Крива 1 - для системи згідно рис. 3, б. Крива 2 - для системи згідно рис. 3, а.

Кожухотрубний конденсатор суднової холодильної установки риболовецького траулера моделювався у вигляді аперіодичної ланки із звеном запізнювання $W_o(p) = \frac{K_o}{T_o p + 1} \cdot e^{-p\tau_3}$, а регулятор здійснював пропорційно-інтегральний (ПІ) закон регулювання

$$W_p(p) = \frac{C_1 \cdot p + C_0}{p} \quad [3, 4].$$

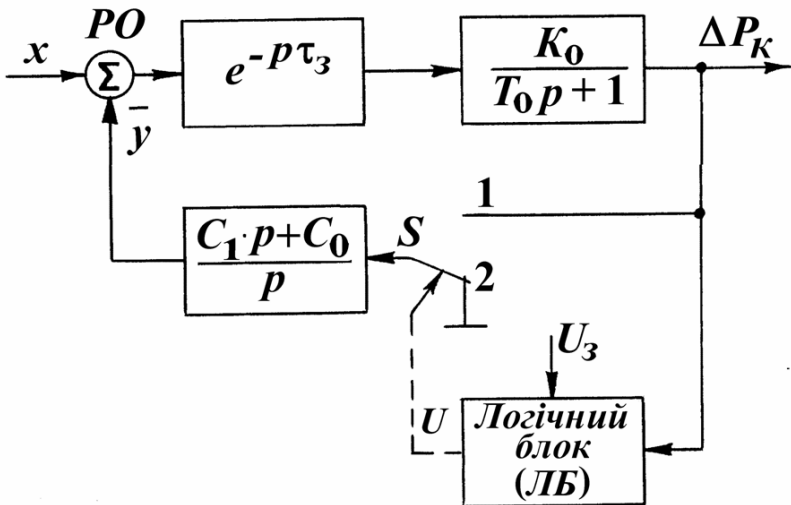


Рис.3, а - Структурна схема (система №2) системи регулювання тиску конденсації з логічним блоком

Параметри настроювання системи взяті безпосередньо з паспорту регулятора *PIC-6800* суднової холодильної установки:

$$C_0 = 110 \% \text{ ХРО/МПа} \cdot \text{хв}, \quad C_1 = 430 \% \text{ ХРО/МПа}.$$

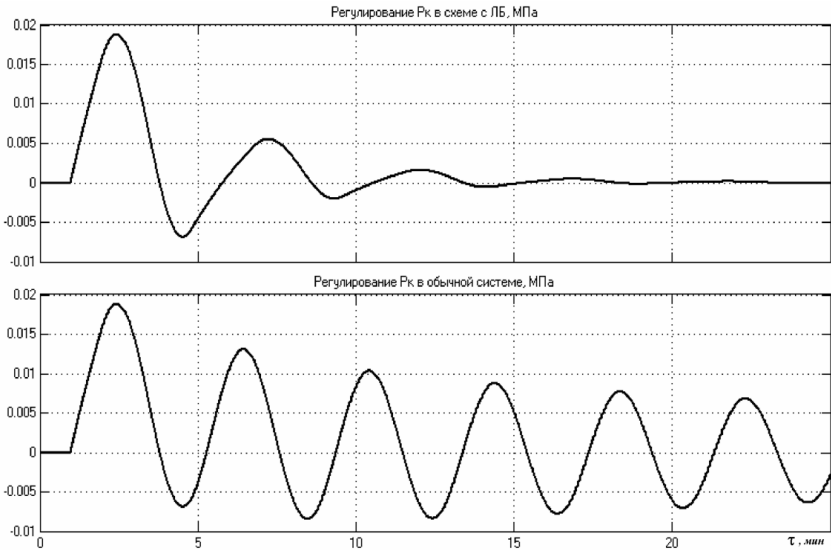


Рис. 3, б Процеси стабілізації тиску конденсації у кожухотрубному конденсаторі КТР-300 при позитивному збуренні: 1 – для системи із традиційним ПІ-регулятором; 2 – для системи із додатково убудованим логічним блоком

Динамічні параметри конденсатора визначені розрахунковим методом й мають наступні значення:

$\tau_z = 0,98$ хв, $T_O = 3,9$ хв, $K_O = 0,014$ МПа на 1% ходу регулювального органу (ХРО) – регулювального вентиля з електричним виконавчим механізмом, встановленого на трубопроводі подачі води в конденсатор.

У досліджуваній моделі [4, 5], у обидві системи, при незмінному настроюванні регулятора й $P_{кзад} = 0$ (тобто режимі відхилення від абсолютного значення завдання тиску конденсації) вносилися однакові збурювання $X = 5\%$ ХРО й реєструвалася величина відхилення ΔP_k . Крива 1 показує, що процес регулювання, відповідній схемі, наведеної на рис. 3, б, затягнутий, для нього характерні висока частота й значна амплітуда коливань збільшень тиску конденсації.

При переході на пропоновану схему (крива 2), час перехідного процесу й ступінь коливальності тиску конденсації значно зменшені. Знизилася, також, і частота коливань тиску. Такий характер протікання процесу пояснюється співвідношенням динамічних пара-

метрів конденсатора, регулятора з логічним блоком і їхньою взаємодією, що спільно приводить до наступного.

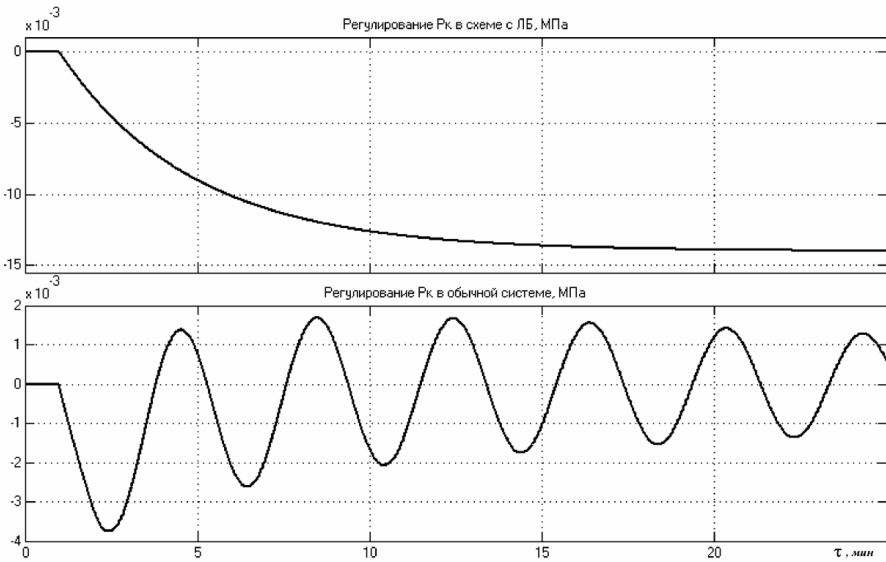


Рис. 3, в – Процеси стабілізації тиску конденсації у кожухотрубному конденсаторі КТР-300 при від'ємному збуренні: 1 – для системи із традиційним ПІ-регулятором; 2 – для системи с перемикаючою структурою (логічним блоком ЛБ)

Під час перехідного процесу, коли $P_k < P_{кзад}$ (регулятор відключений), величина ΔP_k через запізнювання у системі має позитивне значення. У результаті тиск P_k зростає й через певний час перевищить задане (нульове у цьому випадку - для режиму відхилень) значення, що й приведе до повторного спрацьовування регулятора. Процес буде повторюватися доти, поки тиск конденсації не встановиться на заданому значенні $P_{кзад}$, забезпечуваному інтегральною складовою регулятора.

Очевидно, що якщо на вхід пропонованої системи надійде негативне збурювання, наприклад $X = -1$ % ХРО, тоді регулятор не відключить ланцюг зворотного зв'язку й тиск у конденсаторі у статичному режимі буде відрізнятися від уставки на значення

$$P_k = K_O \cdot X = 0,014 \cdot (-1) = -0,014 \text{ МПа.}$$

У цьому випадку тиск конденсації встановився на більш низькому рівні й тому знизилася навантаження на компресор. Для порів-

няння - у звичайній системі пішов процес стабілізації на задалегідь фіксованому, заданому тиску, що є в даній ситуації енергетично не вигідним.

Матлаб-модель системи, за схемою, наведеної на рис. 3, *a* наведена на рис. 4. Реалізація на аналоговій елементній базі такої системи описана у [3]. Програмна реалізація алгоритму керування на холодильній установці очевидна й безпосередньо впливає із представленої на рис. 3, *a* структурної схеми.

Розроблені структурні схеми й алгоритми регулювання, використовують принципи інваріантності до основних збурювань із елементами нелінійної корекції й змінюваної структури.

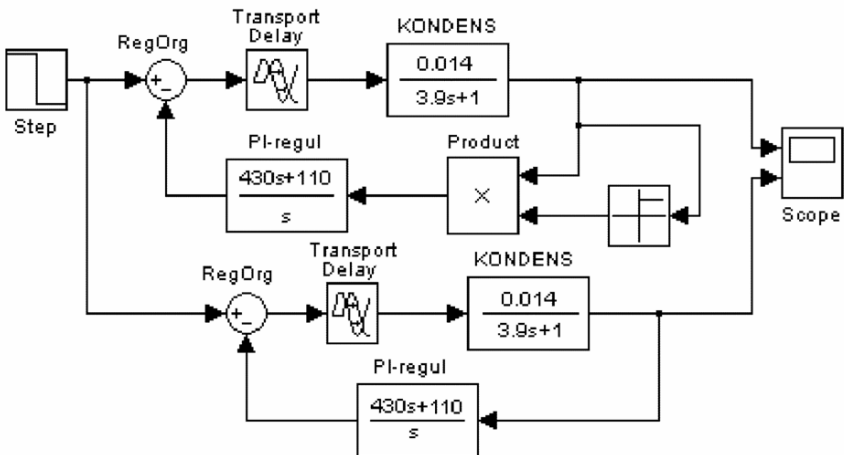


Рис.4 Моделі систем стабілізації тиску конденсації:
а) з логічним блоком; б) звичайна система

Висновок. Апаратне чи програмне використання запропонованих алгоритмів керування, як доведено у описаному прикладі за допомогою моделювання кожухотрубного конденсатора КТР-300 суднової холодильної установки, дозволяє значно покращити якість динамічних процесів. Це проявляється особливо яскраво при значних й частих змінах теплових навантажень на суднову холодильну установку. Результуюче значення отриманого енергетичного ефекту очевидне й потребує додаткових розрахунків.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Dossat R.J. Principles of Refrigeration / R.J. Dossat, T.J. Horan. – NY: Prentice Hall Press, 2002. – P. 454.
2. Мааке В. Учебник по холодильной технике / В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен; пер. с франц. под ред. В.Б. Сапожникова. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1998. – 1142 с.
3. Константинов Л.И. Судовые холодильные установки / Л.И. Константинов, Л.Г. Мельниченко. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 448 с.
4. Елагин М.Ю. Математическое моделирование нестационарных процессов в открытых термодинамических системах. – Тула: ТГУ, 1995. – 86 с.
5. Онищенко О.А. Электропривод систем температуры конденсации холодильных установок / О.А. Онищенко // Электромашинообудовання та електрообладнання. – 2006. – №66. – С. 190-192.

УДК 629.5.045.23 +621.561.59

Ольшамовский В.С., Колиев И.Д.,
ОНМА
Гоголь Н.И.
ОНАПТ

ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ

Основной задачей эксплуатации судового холодильного оборудования является обеспечение безопасной и надёжной работы оборудования для поддержания технологических режимов – температуры, относительной влажности, в некоторых случаях химического состава воздуха при минимальных энергозатратах вырабатываемого холода. При эксплуатации судового холодильного оборудования его энергозатраты ложатся на расход топлива энергогенерирующим оборудованием. Тенденция последних лет является максимальное снижение расхода топлива судовым оборудованием, улучшение экологической обстановки. Частично повлиять на эту ситуацию можно, в частности, используя внутренние мощности самой холодильной установки. Для экономичной и безопасной работы холодильного оборудования на объекте оборудование должно быть правильно подобрано, оснащено современными системами управления и защиты, настройка приборов и пусконаладочные работы (испытания систем, заправка маслом и холодильным агентом, настройка приборов защиты и управления, вывод холодильной установки на рабочий режим) должны выполняться высококвалифицированными специалистами, что обеспечит его работу в оптимальном режиме.

Оптимальным называется режим работы, при котором стоимость эксплуатации холодильной установки минимальна, при обеспечении долговечности ее работы и безопасности. Наиболее экономичный режим работы холодильной машины, когда температура кипения холодильного агента максимально высокая, а температура конденсации — низкая. Ниже приведены рекомендуемые перепады температур между средами в теплообменных аппаратах на основании опыта эксплуатации холодильных машин и установок:

- между воздухом охлаждаемого помещения и кипящим холодильным агентом в помещении для хранения растительной продукции — $4 \div 6$ °С;
- в воздухоохладителях — $6 \div 8$ °С;

- в охлаждающих батареях – $8 \div 10$ °С;
- между воздухом охлаждаемого, помещения и , средней температурой промежуточного теплоносителя – $4 \div 10$ °С;
- между промежуточным теплоносителем и температурой кипения холодильного агента - $4 \div 6$ С,
- между температурой конденсации: и температурой окружающей среды в воздушных конденсаторах - $10 \div 15$ °С
- между температурой конденсации и температурой воды, выходящей из конденсатора - $4 \div 6$ °С;
- между температурой воды, выходящей из конденсатора и входящей $2 \div 4$ °С при обратном водоснабжении и - $4 \div 8$ °С (до 15 °С) в случае использования проточной воды

Охлаждение промежуточного теплоносителя в испарителе должно составлять $2 \div 4$ °С.

Подогрев воздуха в воздушном конденсаторе составляет $4 \div 6$ °С.

Перегрев холодильного агента в испарителе холодильной машины должен быть:

- не менее 5 °С для аммиачной машины;
- 1-2 °С - для фреоновой холодильной машины с РТО;
- 5-7 °С для фреоновой холодильной машины без РТО.

Перегрев холодильного агента от электродвигателя в герметичных и бессальниковых компрессорах не должен превышать $10 \div 15$ °С.

Давление масла должно быть:

- в поршневых компрессорах выше давления в картере не менее чем на $1 \div 4$ кгс/см²;
- в винтовых компрессорах выше давления конденсации на $1 \div 3$ кгс/см².

При использовании механических ТРВ падение давления на регулирующем вентиле должно составлять :

- не менее 5 кгс/см², для R12, R134A и их заменителей;
- не менее $8 \div 10$ кгс/см² для R22, R404A, R507 и др.

Оптимальная работа в установившемся режиме холодильной установки обеспечивается поддержанием научно обоснованной разности температур между средами в теплообменных аппаратах – конденсаторе и охлаждающих приборах, перегревом пара в охлаждающих приборах установки и переохлаждением жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем, малыми гидравлическими

сопротивлениями трубопроводов и арматуры, устойчивой работой масляной системы и др.

. Постоянным параметром при работе холодильной установки является температура охлаждаемого объекта. Такие рабочие параметры как тепловая нагрузка на охлаждающие приборы и соответственно на компрессор, конденсатор и другие вспомогательные элементы холодильной установки меняются в течение суток. Это связано прежде всего с изменением температуры окружающей среды, культурой эксплуатации оборудования и другими причинами.

Снижение энергопотребления холодильным оборудованием может идти несколькими путями. Это прежде всего путь максимально эффективного снижения теплопритоков в охлаждаемый объект путём устранения тепловых мостиков в теплообменном оборудовании и ограждающих конструкциях, подсоса теплого воздуха из окружающей среды, устранение влияния лучистых теплопритоков.

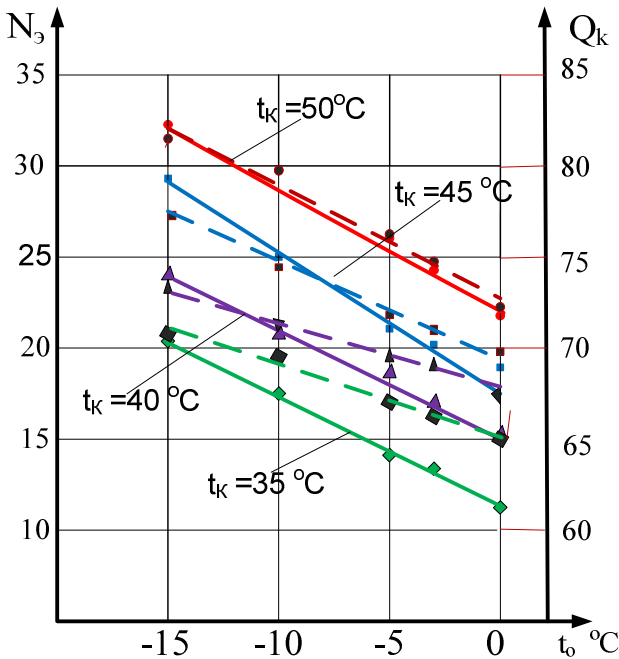
Температура и соответствующее ей давление конденсации зависят от температуры окружающей среды. Поддерживать эти параметры на постоянном уровне мы практически не можем.

Влияние температуры кипения холодильного агента и эффективность использования поверхности охлаждающих приборов на примере расчётов холодильной установки, работающей на фреоне R – 507 А при различных температурах кипения (от -15 до 0 °С) и фиксированных температурах конденсации ÷ 35, 40, 45 и 50 °С. Результаты проведенных тепловых расчётов приведены на рисунке.

Обработка результатов расчётов показала, что повышение температуры кипения холодильного агента для среднетемпературных холодильных установок от -15 до 0 °С снижает расход холодильного агента от 0 до (5,5 ÷ 6,6)%, увеличивает удельную холодопроизводительность холодильного агента до 6 ÷ 7,7 %, что в свою очередь ведёт к снижению потребляемой мощности электродвигателем компрессоров от 0 до 35 %, в зависимости от степени повышения температуры кипения холодильного агента.

Увеличение переохлаждения холодильного агента перед регулирующим вентилем также позволяет снизить расходы на потребляемую электроэнергию. Теоретические расчёты показывают, что дополнительное переохлаждение холодильного агента на 5 °С могут снизить потребляемую мощность на 6 ÷ 9 % в зависимости от температуры конденсации холодильного агента. Ещё один путь снижения энергопотребления холодильным оборудованием – это увеличе-

ние активной рабочей поверхности охлаждающих приборов установки. Увеличивать активную рабочую поверхность охлаждающих приборов можно за счёт установки дополнительных рёбер со стороны воздуха, при условии работы охлаждающего прибора с минимальной разностью температур между температурой воздуха и температурой кипения холодильного агента. При малой разности температур снижается интенсивность выпадения влаги на охлаждающие приборы и увеличивается период между удалением инея с поверхности воздухоохладителей или батарей..



Графики изменения потребляемой мощности компрессорным агрегатом холодопроизводительностью 50 кВт и отводимого количества теплоты от конденсирующегося холодильного при различных температурах конденсации t_k в зависимости от температуры кипения t_o . (сплошная линия — изменение потребляемой мощности компрессором, пунктирная линия — изменение отводимой теплоты конденсации холодильного агента)

Второй способ увеличения активной рабочей поверхности охлаждающих приборов заключается в том, что заполнение его кипящим холодильным агентом должно быть более полным и работать он должен с минимальным перегревом холодильного агента. Для реализации этого способа повышения активной рабочей поверхности охлаждающих приборов, работающих с механическим ТРВ, достаточно установить каждому охлаждающему прибору индивидуальный рекуперативный теплообменник, в котором будет осуществляться перегрев пара, необходимый для работы ТРВ. В этом случае термобаллон ТРВ необходимо крепить после РТО по ходу движения паров холодильного агента.

Использование электронных систем управления холодильной установкой с электронными ТРВ позволяет работать охлаждающим приборам с перегревом пара в них от $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, тем самым обеспечивать более полное заполнение аппаратов кипящим холодильным агентом.

Оба способа увеличения активной поверхности охлаждающих приборов требуют наличия в установке высокоэффективных современных приборов контроля и управления, правильной настройки и высококвалифицированного обслуживания.

УДК 621431.74

Апчел В.Н., Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГОЛОВОК ПОРШНЕЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПУТЕМ УПРОЧНЕНИЯ ПЛАЗМЕННОЙ НАПЛАВКОЙ ПРИ РЕМОНТЕ

Повышение надежности судовых дизелей при проведении ремонта изношенных деталей важное значение имеет обоснование и выбор критериев, определяющих совокупность эксплуатационных свойств, которые должна гарантировать технология ремонта и упрочнения изношенных деталей. В первую очередь это относится к деталям цилиндропоршневой группы (ЦПГ), в том числе головок поршней (ГП). Изнашивание канавок под поршневые кольца является главной причиной их отказов.

Головки поршней являются самой ответственной и быстроизнашивающейся деталью ЦПГ, работающей в теплонапряженных условиях, при ударных нагрузках и в коррозионной среде. Судоремонтными заводами и проектно-конструкторскими организациями Украины и за рубежом освоены технологические процессы восстановления головок поршней МАН, Б и W «Зульцер» и др. с диаметром рабочих цилиндров от 450 до 900 мм [1]. Технологии предусматривают использование различных материалов, в том числе электродуговой наплавки различными материалами: порошковой проволокой ПП-3Х2НВ88, ПП-АН 34, ПП-АН49, сплошного сечения Св-08Г2С, Св-08А, Св-08ХМА, Св-08СН9І7Т, Св-10Х13, Св-І2Х13 и др.

Эти технологии не в полной мере обеспечивают эксплуатационные свойства, в первую очередь твердость упрочненной поверхности и коррозионную стойкость, что уменьшает их долговечность. Главной причиной этого является отсутствие критериев обеспечения эксплуатационных свойств, предъявляемых условиями применения восстановленной детали, которые в значительной степени зависят от условий плавления.

При разработке различных способов продления жизненного цикла эксплуатирующихся судов, необходимо ориентироваться на будущие условия эксплуатации, особенно судов внутреннего, смешанного и прибрежного плавания. При этом ремонт судовых дизелей, с учетом изменений нагрузки, является важнейшей проблемой, так как изменение условий эксплуатации приводит к изменению физической

природы изнашивания деталей цилиндропоршневой группы и в первую очередь поршней, что влияет на долговечность двигателя.

Потому необходима разработка новой концепции регенерации деталей узлов СЭУ, быстро разрушающихся под действием механического и коррозионного износа. В первую очередь это относится к ответственным деталям цилиндропоршневой группы (ЦПГ) СЭУ: главного двигателя, дизель-генератора, аварийного дизель-генератора, воздушного компрессора, гидравлического насоса объемного действия и мотоботов.

Цель работы – исследование процесса упрочнения торцов канавок головок поршней методом плазменной наплавки твердыми, коррозионно-стойкими порошками.

Срок службы ГП до их восстановления или замены из-за износа канавок для компрессионных колец у судовых крейцкопфных двигателей со средним эффективным давлением (P_e) 0,8МПа (дизели "МАН" типа KZ модификаций А и С, "Зульцер" типа RD, "Бурмейстр и Вайн" типов VTBF, VT2BF и K- E) составляет 25-30 тыс. ч работы. Срок службы этих деталей на современных двигателях с $P_e > 0,8\text{МПа}$ значительно ниже. Так, например, на двигателях "МАН" типа K6Z257/80F наработка головок поршней до их замены из-за предельного увеличения зазора между компрессионным кольцом и торцом канавки вследствие износа составляет в среднем 5-10 тыс.ч. Причина столь значительной разницы в ресурсе головок поршней заключена, в первую очередь, в различной физической природе износов канавок у различных типов двигателей.

Исследования, проведенные фирмой "МАН", показали, что для двигателей с максимальным давлением сгорания $P_z < 6\text{ МПа}$ доминирующим является абразивный износ канавок, вызванный механическим трением компрессионного кольца о торцы канавок. При использовании в таких двигателях высокосернистых сортов топлива процесс абразивного износа канавок несколько интенсифицируется коррозионными явлениями. С целью снижения скорости абразивного износа канавок в этих двигателях дизелестроители применяют поверхностное упрочнение рабочих поверхностей канавок.

Для двигателей с более высокими значениями P_e и F_z основным фактором износа является адгезионное разрушение, при этом абразивная составляющая износа канавок обычно не превышает 10% от общего износа. К двигателям такого класса относятся дизели фирм "МАН" типов KZ - E и F , KSZ всех модификаций, "Зульцер" типов

RN и PN-M, "Бурмейстер и Вайн" типа K-GF. По единому мнению всех дизелестроителей, выпускающих подобные двигатели, наиболее приемлемым на современном этапе решением вопроса о снижения интенсивности коррозионного разрушения канавок является хромирование их торцов.

Однако, для восстановления ГП хромирование канавок мало применимо. Это связано с многими причинами:

- неравномерным износом хромированных канавок по образующей, т.к. износ в крейцкопфных двигателях всегда больше в районе левый борт- корма;
- наличие трещины в перемычках;
- если величина износа превышает возможную толщину хромового покрытия (0,25 мм), то следует изношенную поверхность наращивать и упрочнять перед хромированием и т.д.

Поэтому отказ от дорогостоящей и экологически опасной технологии хромирования ведет к поиску альтернативных способов упрочнения опорных поверхностей канавок поршней.

В результате поиска новых эффективных способов восстановления и упрочнения деталей и материалов, обеспечивающих заданные механические и физические свойства, было установлено, что таким способом является плазменная наплавка порошков. К преимуществам плазменного метода наплавки порошков можно отнести то, что этим способом можно нанести покрытие из таких различных материалов, как металлы, сплавы, окислы, карбиды, бориды и пр. В процессе наплавки поверхность нагревается до сравнительно небольших температур, что позволяет сохранить особенности структуры и свойства материала основы [2-4].

Сущность схемы разрабатываемого технологического процесса восстановления ГП заключается в постановке на изношенную головку поршня стальных противоизносных вставок, рабочая поверхность которых наплавлена с помощью плазмы износостойкими, твердыми порошками.

Для разработки технологии восстановления головок поршней необходимо выполнить следующие исследования:

- выбор наплавленных материалов и наплавку опытных образцов;
- разработка конструкции колец под плазменную наплавку;
- отработка режимов плазменной наплавки порошка на кольца;

- исследование сварного шва наплавленного слоя ПГ-СР с основой;
- выбор режимов термической обработки наплавленных противоизносных колец;
- исследовать поведение кольца при высоких температурах термообработки, поскольку наплавленное кольцо представляет собой биметаллическую пластину и может деформироваться;
- определение способа механической обработки упрочненной твердой поверхности;

Лабораторные образцы для плазменной наплавки изготавливались из стали 09Г2 и стали Ст.3 в виде круглых пластин диаметром 100 мм и толщиной 30мм.

Заготовки под плазменную наплавку противоизносных колец ГП выполнялись в двух вариантах: а) в виде колец из стали 09Г2, 10ХСНД толщиной 5...10мм, б) в виде круглых пластин толщиной 30 мм, в которых протачивались кольцевые канавки под плазменную наплавку. При сварке упрочненных колец с перемычками ГП использовались электроды марки УОНИИ 13/45 и УОНИИ 13/55, сварочные проволоки Св-08ХМА и Св-08Г2С.

Предварительный подогрев при плазменной наплавке производился газовой горелкой до температуры 450...500 °С.

Металлографические исследования проводились на оптическом микроскопе «Neohot – 21», микротвёрдость измерялась на микротвердомере ПМТ- 3, твердость – по методу Роквелла. Отсутствие трещин на лабораторных образцах и противоизносных кольцах определялось методом цветной дефектоскопии, рентгеновским методом и металлографически.

Отработка режимов наплавки осуществлялась на установке УПН-303.

Выбор наплавочных материалов.

В результате поиска новых эффективных способов восстановления и упрочнения деталей и материалов, обеспечивающих заданные механические и физические свойства, было установлено, что таким способом является плазменная наплавка порошков. Анализ литературных источников показал, что наиболее перспективными являются порошковые материалы типа «Т-Термо», а метод нанесения – плазменная наплавка.

Порошковые материалы серии «Т-Термо» применяются для наплавки и газотермического напыления с последующим оплавлением.

Это гранулированные порошки на основе никелевых самофлюсующихся сплавов системы Ni-Cr-B-Si, а также их смеси с порошками карбида вольфрама. Порошки выпускаются и реализуются ООО «Технологический Центр «Техникорд» предприятием по ТУ 197-001-58230383-2006.

Назначение порошковых материалов серии «Т-Термо»: создание защитных покрытий, обладающих высоким сопротивлением абразивному изнашиванию, стойкостью против коррозии и окисления в сочетании с отличными антифрикционными свойствами при нормальных и повышенных (до 700-800°C) температурах.

Свойства покрытий из порошков серии «Т-Термо». После наплавки или оплавления, прочность сцепления покрытия с основой может достигать 450 МПа. При этом твердость покрытия находится в диапазоне от 170 НВ до 65 HRC, что определяется составом порошкового материала. Усадка покрытия после оплавления - не более 8 %, общая пористость - до 1%.

В работах [5,6] уже сообщались результаты отработки режимов плазменной наплавки порошков серии «Т-Термо» авторами.

Для порошков системы Ni-Cr-B-Si № 635 с 35% композита на основе карбида вольфрама, выбран следующий режим, при котором наплавленный слой не имеет дефектов:

- Сила тока170÷180 А.
- Напряжение на дуге30÷33 В
- Скорость наплавки2÷3 м/ч
- Расход порошка2 кг/ч
- Амплитуда колебаний8 мм
- Расход газов:
плазмообразующего70 л/ч,
защитного и транспортирующего120 л/ч.

По окончании наплавки производилась термообработка при температуре 750°C в течении 3 часов, с охлаждением в печи. Пор и трещин в наплавленном слое не обнаружено. Отсутствие трещин определялось методом цветной дефектоскопии.

Твердость наплавленного слоя порошка № 635 HRC54-55, что вполне соответствует поставленным требованиям

Структура наплавленного слоя представляет собой никелевую матрицу с равномерно распределёнными карбидными включениями (рис. 2).



Рис. 2. Микроструктура наплавленного плазменным методом слоя «Т- Термо» × 200

Для разработки технологии ремонта ГП необходимо было выбрать способ их механической обработки.

Механическая обработка наплавленных образцов показала, что их лезвийная обработка нецелесообразна, так как высокая твердость поверхности приводит к быстрому выходу из строя резцов. Кроме того, образцы наплавленные порошком № 635 лезвийной обработке не поддаются вообще.

Установлено, что для обработки этих материалов необходимо применить абразивное шлифование. Опыты показали, что наиболее целесообразно применять для шлифования наплавки всех марок порошков серии «Т-Термо» керамические шлифовальные круги из оксида алюминия или карбида кремния.

Установлено, что при плазменной наплавке заготовок, выполненных в виде колец диаметр 450-740 мм, не зависимо от режимов наплавки, происходит их значительное коробление. Поэтому исследования проводились на заготовках в виде пластин толщиной 30 мм. На таких заготовках при наплавке коробления не происходило. После шлифования кольцо разрезалось на две части, для установки на проточенную переемычку ГП и приварки (рис.3 в).

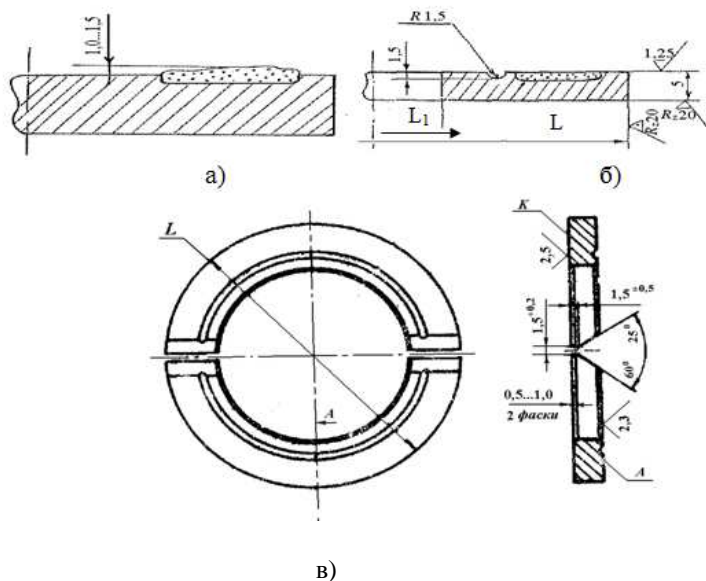


Рис. 3. Эскиз колец после наплавки (а) и окончательной обработки (б, в).
 L – наружный диаметр головки поршня.

Выводы

1. Установлены режимы плазменной наплавки на углеродистые стали никель-кобальтовых порошков, обеспечивающие качество слоя при отсутствии дефектов наплавки, что подтверждается дефектоскопией и металлографическими исследованиями сварного шва наплавленного слоя.
2. Разработана конструкция колец ГП под плазменную наплавку в заводских условиях. Определен способ механической обработки твердой упрочненной поверхности.
3. Высокая твердость наплавленного слоя «Г-Термо». №635 равная HRC 54...55, позволяет рекомендовать их в качестве упрочняющего материала торцов канавок стальных головок поршней главных двигателей СЭУ, эксплуатирующихся как на частичных, номинальных так и форсированных режимах.
4. Исследования показали, что для избежания образования трещин в наплавленном слое необходимо производить их термообра-

ботку в течение 3 часов при 750°С. Время между наплавкой и началом термообработки не должно превышать 1 часа.

5. Результаты исследования по отработке режимов наплавки, конструкции заготовки под наплавку, механической обработки и др. могут быть использованы для разработки технологической инструкции восстановления стальных головок поршней судовых дизелей МАН, Бурмейстер и Вайн, «Зульцер», «Вяртсиля», а также дизель-генераторов, насосов и др. с использованием преимуществ метода нанесения порошка плазменной наплавкой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение надежности восстановленных головок поршней судовых дизелей, путем повышения их эксплуатационных свойств, при ремонте. // Судовые энергетические установки. Научн. техн. сб.- Одесса: ОНМА. 2005. Вып. № 14.–С: 127 –134.
2. Никитин Н.Д. и др. Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей. – Л.: Машиностроение, 1977. – 165 с.
3. Кудинов В.О., Иванов В.М. Наплавка плазмой тугоплавких покрытий. – М.: Машиностроение, 1984. – 192 с.
4. Костиков В.И., Иванов В.М. и др. Плазменные покрытия. – М.: Машиностроение, 1976. – 134 с.
5. Апчел В.Н., Солодовников В.Г., Слободянюк И.М. Выбор материалов для упрочнения головок поршней форсированных судовых малооборотных дизелей. // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт». 26.03.2014–28.03.2014. Одеса: ОНМА, 2014. –С: 48-51.
6. Апчел В.Н., Слободянюк И.М. Повышение надежности цилиндропоршневой группы малооборотных дизелей после ремонта // Научно-виробничий журнал Проблеми техніки –№4.–Одеса: 2014. –С: 90-102.

УДК 611.451.72

Шевченко О.И.
ОНМА

ЦЕЛЕБНЫЕ СВОЙСТВА ОМАГНИЧЕННОЙ ВОДЫ

Как известно, природная вода представляет собой сложную многокомпонентную динамическую систему, в состав которой входят различные соли, органические вещества, газы, и взвешенные вещества (глинистые, песчаные, гипсовые и известковые частицы), бактерии, вирусы.

Организм человека в основном состоит из воды: на 95 % в младенчестве, на 60% - в старости. Наибольшим изменением при старении является потеря воды.

Вода является универсальным растворителем и адсорбирует огромные количества растворенного вещества.

Вода также растворяет газы из воздуха, кислород, углекислый газ. а наличие в ней солей кальция и магния обуславливает жесткость воды, которые поступают в подземную воду из омываемых ею грунтов. Просачивание воды через почву приводит к изменению ее солевого состава.

Каждый живой организм для своего развития нуждается в различных микроэлементах и минералах. Основной средой для поступления этих веществ в организм является питьевая вода. При использовании в быту обычной воды образуются различные отложения в виде водных камней в водопроводных трубах, кранах, накипах на паровых котлах, чайниках, кофеварках и т.д., при этом вода теряет часть своих свойств.

От качества структуры воды зависит и обмен веществ, и время жизни человека. Вода должна быть не только чистой, но и биологически активной. Талая вода с ледников, протекая сквозь скалы, ионизируется минералами и заряжается энергией гор.

Необычными свойствами обладает вода, подвергнутая воздействию постоянного магнитного поля (омагниченная вода). Такая вода становится биологически активной и поэтому может оказывать терапевтическое действие.

В природе она встречается крайне редко. Для этого должны сложиться уникальные условия для ее получения: естественный источник воды должен пройти через земные породы, в которых сдержится большое количество железной руды или магнитного железняка.

Установлено, что омагниченная вода и другие омагниченные жидкости оказывают оздоровительный эффект на любую биологическую единицу (человек, животное, растение). Это происходит потому, что основу всего живого составляет вода, и ее качество определяет течение биохимических процессов, происходящих в живом организме [1].

Хорошо известно, что омагниченная вода приобретает новые целебные свойства, благодаря упорядоченному расположению молекул (диполей) воды строго по силовым магнитным линиям. Когда дистиллированная, т. е. свободная от примесей и инородной информации, вода многократно проходит через мощное магнитное поле, она намагничивается [1-4]. .

О свойствах магнитной воды было известно и ранее.

Китайский биолог Юлонг Ма (Гонгийский медицинский университет) экспериментально доказала, что вода, прошедшая через магнитно-силовые линии, усиливает активность человеческого организма, защищает его от старения и болезней [1].

Положительные результаты использования омагниченной воды с лечебным действием были выявлены более 40 лет назад доктором Е. В. Утехиным, который считал, что омагниченная вода становится биологически активной и поэтому может оказывать терапевтическое действие. Благодаря курсу ванн из омагниченной морской воды Е. В. Утехину удается снизить артериальное давление, снимать головные боли, боли в области сердца, нарушения сна, утомляемость[1].

Омагниченная вода также предотвращает образование зубных отложений, очищает эмаль от мягкого налета, прекращает кровоточивость десен [4].

В. В. Лисин , Е. Н. Иванов и С. И. Довжанский отметили улучшение состояния больных атеросклерозом при использовании омагниченной воды и при лечении различных заболеваний кожи [1].

Профессор В. И. Классен с помощью омагниченной воды получил в клинике весьма обнадеживающие результаты выведения камней из почек, а профессор Э. М. Шимкус (Симферополь) при лечении мочекаменной болезни [3].

Эксперименты показали, что употребление внутрь омагниченной воды повышает проницаемость биологических мембран тканевых клеток, снижает количество холестерина в крови и печени, регулирует артериальное давление, повышает обмен веществ, способствует выделению мелких камней из почек.

Омагниченная вода благотворно влияет на состояние желудочно-кишечного тракта, повышает проницаемость биологических мембран тканевых клеток и снижает уровень холестерина. Она также регулирует артериальное давление, активизирует обмен веществ и способствует разрушению камней в почках, мочевом и желчном пузырях. А при наружном употреблении — повышает эластичность и упругость кожи.

В судовых условиях, часто из-за длительного хранения воды в металлических емкостях, изменений температурного режима, качество воды еще более ухудшается. В этих условиях, одним из способов улучшения качества воды, является ее омагничивание.

Легко намагнитить воду на судне можно используя простые приспособления – постоянные магниты с индукцией $B = 150-200$ мТл.

Получение магнитной воды представляет собой довольно простой процесс: по ходу потока обычной воды располагаются постоянные магниты (устройства для омагничивания воды часто продаются в хозяйственных магазинах). Важно лишь, чтобы поток воды был не очень сильным. Стоит только обычной воде в таком режиме пройти через магнитное поле, как она приобретает новые свойства, на период 1-3-х суток[4].

«Вода, прошедшая обработку магнитным полем, напряженность которого не превышает 2000 эрстед (200 мТл), отвечает санитарным нормам» — говорит доктор Утехин [6].

Лучше всего для намагничивания воды подходят плоские квадратные или круглые магниты диаметром 40-50 мм и толщиной 8-10 мм. Такой магнит имеет с одной плоской стороны полюс N (северный) и с другой – полюс S (южный).

В качестве постоянных магнитов на судне можно использовать магниты магнетронов от старой радиолокационной станции, динамические головки громкоговорителей и т.д. Для этого достаточно продлить железный кран куском пластмассовой или резиновой трубы и установить на ней магниты.

Примерами таких устройств могут быть приспособления, изображенные на рисунке.

После воздействия на воду магнитного поля в ней увеличивается скорость химических процессов и кристаллизации растворенных веществ, интенсифицируются процессы адсорбции, улучшается коагуляция примесей и выпадение их в осадок. Воздействие магнитного

поля на воду сказывается на поведении находящихся в ней примесей, хотя сущность этих явлений пока точно не выяснена [6].



Обработанная магнитным способом вода не приобретает никаких побочных, вредных для здоровья человека свойств и не меняет солевой состав, сохраняя вкусовые качества питьевой воды.

Магнитной жидкостью хорошо запивать обычные лекарства, которые вы принимаете и запиваете простой водой. Сделайте эту воду магнитной. Активность лекарств повысится, а побочное действие снизится за счёт очистки организма.

Рекомендуется [5-7] использовать биологически активную воду, как для профилактики заболеваний, так и для их лечения. Желательно выпивать один стакан омагниченной воды комнатной температуры сразу после пробуждения, до завтрака - за полчаса до еды.

Выпивая по 3-4 стакана омагниченной воды в день, вы обнаружите у себя в организме в результате применения биологически активной воды – улучшение настроения и исчезновение запоров, возможно даже небольшое расстройство желудка. Это зависит от степени зашлакованности вашего кишечника. После нормализации работы кишечника произойдет чистка почек. На 5-7-й день возможны некоторые болезненные ощущения при мочеиспускании – это выходит песок и мелкие камешки из почек и мочевого пузыря.

И уже через неделю весь растворяющий потенциал структурированной воды ваш организм направит в кровь для чистки сосудов, и параллельно – в суставы, растворяя отложившиеся в них соли каль-

ция и улучшая выработку смазки в межпозвоночных дисках, ликвидируя остеохондрозы и межпозвоночные грыжи.

Однако, к сожалению, методики приема магнитной воды пока в достаточной степени не отработаны. Скорее всего, надо следовать тем же советам, которые приводятся для приема минеральных вод. Следует также помнить, что длительное применение омагниченной воды малоизучено [7].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Классен В.И. Омагничивание водных систем / В.И. Классен. — М., 1972. — 184 с.
2. Миненко В.И. Магнитная обработка воды / В.И. Миненко, С.М. Петров, М.Н. Минц. — Харьков, 1962. — 125 с.
3. Шимкус Э.М. и др. Влияние электромагнитных полей на биологические объекты. /Труды Крымского медицинститута, 1973г./.
4. www.bionet.com.ua/magnitdlyavodi.html
5. www.provodu.kiev.ua/oleg-mosin/magnitnaya-voda
6. www.likar.info/pro/article-46303-sovremennyiy-vzglyad.
7. www.maglazer.net/publikatsii/voda-zhivoe-veshhestvo/
8. www.vodovorot.hut.ru/magnit.htm

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.822-242.3.001.573:004.43

Кардашев Д.Л., Артеменко О.С. Радіальна вібрація компресійних поршневих кілець судових малооборотних дизелів

В роботі проаналізована можливість виникнення вібрації компресійних поршневих кілець судових малооборотних двигунів (МОД). Розраховані власні частоти радіальних коливань поршневих кілець найпоширеніших дизелів фірми MAN B&W.

Іл. 2 Табл. 1 Список літ. 4.

В работе проанализирована возможность возникновения вибрации компрессионных поршневых колец судовых малооборотных двигателей. Рассчитаны собственные частоты радиальных колебаний поршневых колец наиболее распространенных дизелей фирмы MAN B&W

Илл. 2 Табл. 1 Список лит. 4.

Possibility of origin of vibration of compression piston rings of ship littlecirculating engines is analyzed in the article. The own frequency of radial vibrations of the most widespread diesels of firm MAN B&W are expected.

УДК 629.12-52(07)

Донской В.Г., Ивановский В.Г. Критерии оптимизации объемов централизованного контроля судовых энергетических установок

Рассматривается возможность использования отдельных технико-экономических критериев (показателей) для решения проблемы оптимизации объемов контролируемых величин судовых энергетических установок из центральных и дистанционных постов управления на стадии проектирования.

Библиографий 7 названий

Судовая энергетическая установка, централизованный и дистанционный контроль, объем контроля, экспертные методы проектирования.

УДК 629.12-52(07)

Донський В.Г., Івановський В.Г. Критерії оптимізації об'ємів централізованого контролю судових енергетичних установок

Розглядається можливість використання окремих техніко-економічних критеріїв (показників) для рішення проблеми оптимізації об'ємів контрольованих величин судових енергетичних установок із центральних та дистанційних постів керування на стадії проектування.

Бібліографій 7 назв. Суднова енергетична установка. централізований та дистанційний контроль, експертні методи проектування.

UDC 629. 12 – 52 (07)

Donskoj V. G. Ivanovskij V.G. Optimization criteria volumes centralized control of ship power plants. Examining the use of certain technical and economic (performances) criterias of solving optimization problem volumes of controlled quantities of ship power plants of the central and remote control stations at the design stage.

Bibliographies 7 titles. Ship power plant, central and remote control, volume control, expert design methods.

УДК 681.085.1

Журавлев Ю.И. Прогнозирование износа сопряжений «вал-втулка» //Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2014. - № 34 – Одеса: ОНМА. – С. 18-23.

Рассмотрены существующие виды износа подшипников скольжения, их характеристики, достоинства и недостатки. Показан технический результат исследования, который заключается в снижении износа, повышении эффективности, работоспособности, прочности, надежности сопряжения вал-втулка, повышении достоверности прогнозирования износа подшипников скольжения за счет учета при расчете и моделирования процессов прогнозирования износа подшипников скольжения быстро меняющейся во времени динамической нагрузки и наличия ускорений в рассматриваемых узлах механизмов в зависимости от материала вала, втулки, режима работы.

Ключевые слова: износ, сопряжение «вал-втулка», подшипник скольжения, статическая нагрузка, динамическая нагрузка.

Журавльов Ю.И. Прогнозування зношування сполучень « вал-втулка» //Судові енергетичні установки: наук.-техн. зб. – 2014. - № 34 – Одеса: ОНМА. – С. 18-23.

Розглянуто існуючі види зношування підшипників ковзання, їхньої характеристики, достоїнства й недоліки. Показано технічний результат дослідження, що полягає в зниженні зношування, підвищенні ефективності, працездатності, міцності, надійності сполучення вал-втулка, підвищенні вірогідності прогнозування зношування підшипників ковзання за рахунок обліку при розрахунок й моделювання процесів прогнозування зношування підшипників ковзання швидко мінливої в часі динамічного навантаження й наявності прискорень у розглянутих вузлах механізмів залежно від матеріалу вала, втулки, режиму роботи.

Ключові слова: зношування, сполучення «вал-втулка», підшипник ковзання, статичне навантаження, динамічне навантаження.

Zhuravlev Y.I. Prediction of wear of the mating "shaft-Bush"

Reviewed existing types of wear of bearings, their characteristics, advantages and disadvantages. Shows the technical result of the study, which is to reduce wear, increase of efficiency, performance, durability, reliability mate shaft sleeve, improving the accuracy of predicting the wear of bearings for the account in the calculation and modelling of processes predicted-licensing wear bearings rapidly changing in time dynamic loads and accelerations in the nodes of mechanisms depending on the material of the shaft, sleeve, mode of operation.

Keywords: wear, mate "shaft-bushing, sliding bearing, static load, dynamic load.

УДК 629.12.011:551.58

Ходарина К.В. Системы обитаемости как фактор экологической безопасности речных и морских судов

Предложен комплексный подход при проектировании судовых систем, который позволит производить эффективную очистку жидкостей и газов с применением универсальных технологий обработки различных сред, имеющих резко отличающиеся исходные характеристики.

Ключевые слова: обитаемость, экологическая безопасность, системы кондиционирования воздуха, оборотные системы.

УДК 629.12.011:551.58

Khodarina K.V. System habitability as environmental factors river and sea vessels

A comprehensive approach for the design of ship systems that will produce effective cleaning liquids and gases using universal processing technologies of various media with sharply differing baseline characteristics.

Keywords: habitability, environmental security, air conditioning, circulating system.

УДК 551.508.85:(551.576+551.577)

Князь И.А. Влияние выпадающих осадков на радиолокационное обнаружение морских объектов судовыми некогерентными двухканальными рлс

В статье обоснована возможность радиолокационного обнаружения морских объектов, находящихся в зоне выпадающих осадков, получена максимальная дальность его обнаружения с использованием антенны круговой поляризации в судовом радиолокационном поляриметре.

Ключевые слова: излучаемая волна, щелевая антенна, предельное расстояние, поляризационная селекция, гидрометеорологический фон, круговая поляризация.

In the article the possibility of radar detection offshore facilities in the zone of precipitation, obtained the maximum range of detection using a circular polarized antenna in the ship's radar polarimeter.

Keywords: radiated wave slot antenna, the distance, polarization discrimination, Hydrometeorological background, circular polarization.

УДК 621.56-52:004.9

Никольский В.В., Очеретяный Ю.А., Танасийчук М.И. Мониторинг судовой холодильной техники с использованием программируемых логических контроллеров (ПЛК) // Судовые энергетические установки: науч. -техн. сб. – 2014. – Вып. 34. Одесса: ОНМА. – С. 41 –52/

Ил. 5. Список лит.: 6 наз.

Предложена система мониторинга лабораторной холодильной установки МАК-ФВ6 на базе программируемого логического контроллера ILC 130 ETH немецкой фирмы Phoenix Contact и исследована её работы. Проведено сравнение результатов исследования с результатами работы аналогичной системы на основе персонального компьютера.

Запропонована система моніторингу лабораторної холодильної установки МАК-ФВ6 на базі програмованого логічного контролера ILC 130 ETH німецької фірми Phoenix Contact і досліджено її роботу. Проведено порівняння результатів дослідження з результатами роботи аналогічної системи на основі персонального комп'ютера.

A system for monitoring laboratory refrigeration system MAK FV6 based on programmable logic controller ILC 130 ETH German company Phoenix Contact and researched her work. The results were compared with the results of research analogous system based on PC.

УДК 656.61.08:519.71

Бойко П.А., ОНМА Система планирования и управления безопасностью СПГ – танкера

В настоящей статье рассматриваются вопросы, связанные с планированием деятельности системы безопасности компаний эксплуатирующих не только СПГ –танкеры, но и СПГ – объекты (СПГ – острова, заводы и плавтерминалы), с применением универсальной методики планирования системы управления безопасностью.

Библ. 5.

УДК 656.61.08:519.71

Bojko P.A., ONMA The system on security planning and control of the LNG – tanker.

This article examines the questions related to Companies operating not only LNG -tankers but LNG - objects (LNG - the islands plants and floating terminals) and planning of security system functioning by them with universal methodology of safety management system planning taken in use.

Bibl. 5.

УДК 629.426

Бондарь С.А. Характеристика и последствия неравномерности нагрузки по цилиндрам при изменении системы технического обслуживания двигателя

В статье рассматриваются системы технического обслуживания двигателей, применяемые на судах. Анализируются реальные индикаторные диаграммы при различных неисправностях топливной аппаратуры в течение 12-ти лет эксплуатации главного двигателя «WARTSILIA6R32BC», начиная с его ходовых испытаний, судов серии т/х «Измаил» ЧАО УДП. Делается вывод, что при подходе к окончанию ресурса эксплуатируемых дизелей, необходимо ужесточение и корректировка существующих систем ТО не только для значительного уменьшения финансовых затрат в пределах установленного срока эксплуатации двигателя, но и снижения предполагаемых рисков при внезапных отказах топливной аппаратуры.

УДК 621.436

Заблоцкий Ю.В., Сагин С.В. Исследование эксплуатационных характеристик судовых среднеоборотных дизелей при их работе на различных топливах

Приведены результаты исследований работы судовых среднеоборотных дизелей на топливах различного структурного состава. Рассмотрено влияние топлив с различным содержанием серы на эксплуатационные характеристики работы судового дизеля и техническое состояние его топливной аппаратуры.

Рис. 3. Табл. 1. Библи. 5.

Ключевые слова: судовой среднеоборотный дизель; структурный состав топлива; эксплуатационные характеристики дизеля; топливная аппаратура высокого давления

Zablotskii Y.V., Sagin S.V. Study of the performance of medium-ship diesel engines at their work at different fuels

Results of researches of the marine medium speed diesel engines by fuels of different structural composition. The influence of fuels with different sulfur contents on the performance of the marine diesel engine and its technical condition of the fuel equipment.

Fig. 1. Tabl. 1. Bibl. 9.

Keywords: marine medium-speed diesel; structural composition of the fuel; operational characteristics of diesel; high pressure fuel injection equipment

УДК 629.5.(012+016+017):532

А.В. Печениук. О повышении эффективности пропульсивного комплекса путем совершенствования формы носовой оконечности судна

Представлен метод совершенствования судовых обводов, позволяющий оптимизировать продольное распределение водоизмещение в оконечностях. Представлены результаты применения метода к носовым обводам судов-объектов и их анализ.

Илл. 3. Табл. 0 Список лит. 6.

UDC 629.5.(012+016+017):532

A.Pechenyuk. About Increasing in Efficiency of a Propulsion Complex by Means of Bow Form Improvement

A method for improvement of the hull lines, which allows optimization of a longitudinal distribution of the volume, is represented. The results of method application to the fore hull lines of the ships-objects as well as their analysis are submitted.

Fig. 3.Tab. 0 Ref. 6.

УДК 621.436

Солодовников В.Г. Применение двухступенчатой обработки топлива для улучшения рабочих параметров и эксплуатационных характеристик судового дизеля

Рассмотрены вопросы обработки судового топлива в двухступенчатом ультразвуковом генераторе. Предложено использовать первую ступень ультразвуковой обработки совместно с фильтров тонкой очистки как альтернативу центробежного сепаратора, вторую ступень – непосредственно перед топливным насосом высокого давления. Приведены результаты экспериментов, подтверждающие эффективность предлагаемых решений.

Рис. 1. Табл. 1. Библ. 9.

Ключевые слова: судовой дизель, система топливоподготовки судового дизеля, ультразвуковая обработка топлива

Solodovnikov V.G. The use of two-stage fuel treatment to improve the operating parameters and operational characteristics marine diesel

There were considered the problems of processing of marine fuel in the two-stage ultrasonic generator. Proposed to use the first stage of the ultrasonic treatment in conjunction with HEPA filters as an alternative to a centrifugal separator, the second stage - just before the high pressure fuel pump. Experimental results confirm the efficiency of the proposed solutions.

Fig. 1. Tabl. 1. Bibl. 9.

Keywords: marine diesel, marine diesel fuel processing system, ultrasonic fuel treatment

УДК 621.165-226.1(043)

Гарагуля Б.А. Повышение эффективности эксплуатации мощных судовых паровых турбин. // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. - 2014.- №34. Одесса: ОНМА. – С. 144-150.

Рассмотрены методы рационального аэродинамического профилирования решеток профилей последних ступеней ТНД судовых турбин.

Даны рекомендации по применению более экономичных профилей турбинных лопаток при переменных режимах обтекания.

УДК 656.07:338.47

Кирич В.А. Тенденции повышения энергоэффективности транспорта. // Судовые энергетические установки: науч. – техн. сб. – 2014.- № 34. Одесса: ОНМА. – С. 151-160.

Выполнен анализ резолюций ИМО касательно энергоэффективности морского транспорта. В соответствии с резолюцией МЕРС.213(63) приведены примеры повышения энергоэффективности, из которых выбрана утилизация отводимой от двигателя теплоты. Показано, что использование комплексных систем утилизации теплоты ничего, кроме трудностей по их обслуживанию и ремонту не дает и актуальным способом повышения энергетической эффективности СЭУ остается утилизация теплоты охлаждающей воды в опреснителях. Определен минимально необходимый и реальный расход теплоты на опреснение.

Список лит. 14.

УДК 621431.74

Апчел В.Н., Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение долговечности головок поршней судовых дизелей путем упрочнения плазменной наплавкой при ремонте. // Судовые энергетические установки: науч. – техн. сб. – 2014.- № 34. Одесса: ОНМА. – С. 183-190.

Представлены результаты исследований плазменной наплавки никель-кобальтовых порошков с целью разработки новой технологии восстановления головок поршней узлов МОД. Для уменьшения скорости изнашивания канавок головок поршней, исследована возможность использования коррозионностойких никель-кобальтовых порошков, нанесенных методом плазменной наплавки. В работе приведены результаты выбора наплавочных материалов, режимов плазменной наплавки, способы их механической и термической обработки, металлографический анализ наплавленных колец.

УДК 629.5.045.23 +621.561.59

Ольшамовский В.С., Колиев И.Д., Гоголь Н.И. Пути снижения энергопотребления холодильным оборудованием

В статье приведены рекомендуемые технические параметры для работы холодильных установок в оптимальном режиме, полученные многолетним опытом их эксплуатации, а также рассматриваются возможные пути снижения энергопотребления судовым холодильным оборудованием. Приведены конкретные цифры возможного снижения потребляемой мощности компрессорами при отборе 50 кВт от охлаждаемого объекта при различных температурах кипения и конденсации холодильного агента.

Правила

оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки»

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

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

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

Требования к оформлению.

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

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

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

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

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

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

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

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

e-mail: zhuravlov.y@ya.ru

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 34.

Подписано к печати 30.11.2013. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зак. № И12-12 52.

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