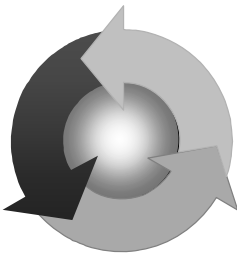


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 28

Одесса
2011

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 28. – Одесса: ОНМА, 2011. – 162 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. А.И. Коханский, ОНМА; д.т.н., проф. М.В. Миосов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; д.т.н., проф. П.С. Суворов, Дунайская комиссия по развитию судоходства; д.т.н., проф. В.В. Тарапата, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА; С.Н. Шакун.

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

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

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 4 от 24.11.2011

© Одесская национальная морская академия

Содержание

<i>Голиков В.А., Анфиногентов В.В.</i> Расчетная схема определения геометрических и гидродинамических характеристик водяных струй моечных машинок танкеров	5
<i>Богач В.М.</i> Эффективность электронной системы смазывания цилиндров "PULSE"	13
<i>Ханмамедов С.А., Бурлаченко О.В.</i> Механика разрушения углеродных отложений в проточной части дизелей в контексте фрактального анализа	21
<i>Очеретяный Ю.А., Живица В.И., Белый В.Н., Онищенко О.А., Вайнфельд Э.Й.</i> Концепция системы компьютерного мониторинга и технической диагностики рефрижераторной установки судна	36
<i>Рященко Б.П.</i> Анализ процесса глубокой очистки льяльных вод судов с учетом кинетической теории гетерокоагуляции ДЛФО	43
<i>Сагин С.В., Перунов Р.В.</i> Способы снижения эмиссии NO _x судовых дизелей, находящихся в эксплуатации	54
<i>Васильев А.Е., Логишев И.В.</i> Дегидратация циркуляционного масла в картере судового двигателя	61
<i>Козьминых Н.А., Андрианов Д.В.</i> Методы оценки надежности судовых холодильных установок в процессе эксплуатации	68
<i>Anh Tuan DINH, Phung Quang Nguyen, Minh Quan Dao</i> A New and Effective Controller for Inductor Motor Drives Using Direct–Decoupling Methodology Based on Exact Linearization Algorithm and Kalman Filter	73
<i>Гарагуля Б.А.</i> Исследование транзвукового течения в области "горла" решеток профилей последних ступеней паровых турбин низкого давления	83
<i>Сафин И.В., Обертюр К.Л.</i> Анализ опыта и технологии организации тренажерной подготовки по повышению компетенции инженерно-технического персонала судна на уровне управления в предрейсовый период	92
<i>Білий В.Н., Карпілов Ю.О.</i> Поточний моніторинг робочих процесів в судновій холодильній машині	99
<i>Кротенко Г.В., Харин В.М.</i> Опыт эксплуатации сепарационных систем фирмы Альфа Лаваль серии S	104
<i>Ханмамедов С.А., Добровольский В.В., Добровольская Н.Л.</i> Минимизация энергетических затрат на топливоподготовку высоковязких топлив малооборотных ДВС системы СИМАС	111

<i>Аболешкин С.Е., Калюжный В.О.</i> Моделирование образования окислов азота в цилиндре дизеля	120
<i>Ерыганов А.В.</i> Требования к системам стабилизации и удержания валов судовых дизелей	129
<i>Веретенник А.М., Аболешкин С.Е.</i> Современный дизель-генератор – источник энергии судовой электростанции	133
<i>Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В.</i> Определение смазочной способности дизельных топлив	145
Рефераты.....	154
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки».....	161

УДК 621.7.023

Голиков В.А., Анфиногентов В.В.
ОНМА

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДЯНЫХ СТРУЙ МОЕЧНЫХ МАШИНОК ТАНКЕРОВ

Постановка проблемы в общем виде. Одной из вспомогательных задач исследования, цель которого – повышение эффективности процесса мойки грузовых отсеков танкеров за счет уменьшения трудо- и энергозатрат, сокращения продолжительности процесса мойки и потерь эксплуатационного времени, а также снижения количества нефти, сбрасываемой в море с моющей водой, является определение геометрических и гидродинамических характеристик водяных струй моечных машинок, обеспечивающих эффективное удаление слоя нефтепродуктов с поверхностей грузового отсека после выгрузки танкера.

Анализ исследований последних лет. Вопросу исследования водяных струй промышленных гидромониторов, предназначенных для разработки углей и горных пород, посвящено значительное количество работ [1, 2, 3, 4, 5]. Однако в этих работах рассматриваются только высоконапорные струи ($P_0 > 15$ МПа), истекающие из сопел диаметром $d_0 = 1,0 \dots 12,0$ мм, струи среднего давления ($P_0 = 2,0 \dots 15,0$ МПа, $d_0 = 14,0 \dots 50,0$ мм) и низконапорные струи ($P_0 = 0,1 \dots 2,0$ МПа, $d_0 = 50,0 \dots 200,0$ мм). Указанные параметры гидромониторных струй намного отличаются от параметров струй судовых моечных машинок ($P_0 = 0,6 \dots 1,0$ МПа, $d_0 = 9,0 \dots 15,0$ мм). Существуют лишь отрывочные сведения об экспериментальном определении геометрических характеристик струй в этих диапазонах давлений воды и диаметров сопел [6, 7].

Выделение не решенной ранее части общей проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями. В настоящее время отсутствуют методики, расчетные схемы для определения геометрических и гидродинамических характеристик струй судовых моечных машинок. Это не позволяет решить общую задачу исследований по совершенствованию специфических технологических процессов танкеров, повышению экобезопасности морских перевозок нефти и нефтепродуктов, актуальность и важность которой

подтверждается рядом правительственных постановлений и концептуальных разработок, таких как "Концепция непрерывной национальной транспортной политики развития всех видов транспорта на 2007 – 2014 годы" (приказ Минтрансвязи Украины от 05.05.2007, № 360), в которой отмечается, что уровень безопасности на транспорте Украины, показатели качества и эффективности перевозок пассажиров и грузов, уровень экологической нагрузки на окружающую среду не удовлетворяют современным требованиям.

Цель настоящего исследования – разработка расчетной схемы, позволяющей с достаточной степенью достоверности определять геометрические и гидродинамические параметры водяных струй судовых моечных машинок.

Изложение основного материала исследования. Основное требование, предъявляемое к водяной струе как исполнительному органу при мойке грузовых отсеков танкеров заключается в том, чтобы струя была как можно более компактной, а следовательно, дальнобойной и работоспособной. Компактность струи – понятие относительное. Поэтому при сравнении различных струй с одинаковыми исходными параметрами в качестве критерия оценки качества струи используют длину ее начального участка l_n , на протяжении которого сохраняется ядро струи – зона наибольшей плотности и динамических давлений. Чем выше l_n , тем компактнее струя, тем медленнее происходит ее распад. Таким образом, l_n является параметром, определяющим геометрические и гидродинамические характеристики струи.

Длина начального участка водяной струи зависит от многих факторов, среди которых наиболее важные – исходные параметры самой струи (давление воды и диаметр сопла), а также конструктивные особенности моечной машинки, геометрия сопла и чистота обработки его внутренней поверхности. В большинстве работ, посвященных изучению зависимости длины начального участка струи от исходных параметров, приводятся различные аналитические зависимости, в которых влияние исходных параметров струи на безразмерную длину начального участка l_n/d_0 выражается при помощи числа Рейнольдса Re . Эти зависимости имеют одно общее свойство: выраженная в них функциональная связь $l_n/d_0 = f(Re)$ отражает постепенное уменьшение безразмерной длины начального участка с увеличением числа Re в пределах $(1,0 \dots 3,0) \cdot 10^6$.

Путем обработки результатов многочисленных экспериментальных исследований струй промышленных гидромониторов низкого и

среднего давления получено следующее расчетное уравнение для безразмерного начального участка струи при условии $Re > 10^6$:

$$\ell_n/d_0 = A - B Re, \quad (1)$$

где ℓ_n – длина начального участка струи, м; d_0 – диаметр сопла, м; Re – число Рейнольдса для потока воды на вылете из сопла; A , B – безразмерные эмпирические коэффициенты.

Коэффициенты A и B имеют определенный физический смысл. Коэффициент A отражает только степень влияния конструктивных особенностей сопла (зависит от геометрии сопла и чистоты обработки его внутренней поверхности), а коэффициент B – только степень влияния конструктивных особенностей проточного канала гидромонитора. Для низконапорных гидромониторов коэффициент A изменяется в пределах от 62,0 до 162,0, коэффициент B – от $12,0 \cdot 10^{-6}$ до $25,0 \cdot 10^{-6}$, при этом каждому типу гидромонитора соответствует определенное значение коэффициента B .

Использование уравнения (1) для оценки величины ℓ_n струй мочных машинок требует проведения обширных экспериментов различных типов мочных машинок и определения для каждого типа значений коэффициентов A и B на основе обработки массива опытных данных. Такой путь исследований представляется нерациональным, т.к. из-за большого разнообразия типов мочных машинок, используемых на танкерном флоте, он требует огромных временных и материальных затрат, а результаты при этом будут носить сугубо индивидуальный характер.

Поэтому было принято решение выполнить обработку имеющихся опытных данных [2, 5, 8] исследования струй низконапорных гидромониторов с $d_0 = 51,0 \dots 89,0$ при давлении воды перед соплом $P_0 = 0,6 \dots 1,0$ МПа, что соответствует рабочему диапазону давлений мочных машинок. Указанные опытные данные представлены в табл. 1.

Поскольку в интервале давлений $P_0 = 0,6 \dots 0,9$ МПа функциональная зависимость $(\ell_n/d_0)_{cp} = f(P_0)$ носит строго линейный характер, то для $P_0 = 1,0$ МПа вполне обосновано можно принять значение $(\ell_n/d_0)_{cp}$, равное 40,0.

Как видно из данных табл. 1, с увеличением диаметра сопла длина начального участка струи возрастает, а с повышением давления она убывает, что объясняется усилением дополнительной турбулизации потока воды.

Таблица 1. Значения ℓ_n и ℓ_n/d_0 струй низконапорных промышленных гидромониторов

Диаметр сопла d_0 , мм		Давление воды, P_0 , МПа				
		0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
51,0	ℓ_n , м	2,95	2,17	2,70	2,60	2,55
	ℓ_n/d_0	57,84	54,31	52,94	50,98	50,00
63,0	ℓ_n , м	3,06	3,00	2,88	2,81	2,77
	ℓ_n/d_0	48,57	47,62	45,71	44,60	43,97
76,0	ℓ_n , м	3,42	3,35	3,17	3,00	2,96
	ℓ_n/d_0	45,00	44,08	41,71	39,47	38,95
89,0	ℓ_n , м	3,60	3,88	3,17	2,94	–
	ℓ_n/d_0	40,45	37,98	35,62	33,03	–
$(\ell_n/d_0)_{cp}$		47,97	46,00	44,00	42,02	40,00

В результате обработки приведенных в табл. 1, опытных данных установлено, что в диапазоне давлений воды $P_0 = 0,6...1,0$ МПа для каждого значения d_0 функциональная зависимость $\ell_n = f(\text{Re})$ достаточно корректно описывается выражением вида

$$\ell_{n2}/\ell_{n1} = (R_{e1}/R_{e2})^{1/2}, \quad (2)$$

где $\ell_{n2}, \ell_{n1}, R_{e1}, R_{e2}$ – длины начальных участков струй и числа Рейнольда при давлении воды перед соплом, соответственно, P_{01} и P_{02} .

Для каждого значения P_0 функциональная взаимосвязь $\ell_n = f(d_0)$ описывается с достаточной степенью достоверности следующим выражением

$$\ell_{n1}/\ell_{n2} = (d_{01}/d_{02})^{1/3}, \quad (3)$$

где ℓ_{n1} соответствует соплу диаметром d_{01} , а ℓ_{n2} соответствует соплу диаметром d_{02} .

Поскольку величина $(\ell_n/d_0)_{cp}$ при $P_0 = 1,0$ МПа для всего диапазона диаметров сопел $d_0 = 51,0...89,0$ мм равняется 40,0, то с достаточной степенью уверенности можно рекомендовать следующее: при оценке длин начальных участков струй моечных машинок для всех диаметров сопел $d_0 = 9,0...15,0$ мм при максимальном давлении воды перед соплами $P_0 = 1,0$ МПа принимать $\ell_n/d_0 = 40,0$. Для других давлений длины начальных участков струй следует определять с помощью уравнения (2).

Одним из важнейших гидродинамических параметров водяных струй является величина осевого динамического давления P_m . Имен-

но от этого параметра во многом зависит эффективность процесса мойки. Поэтому выявление закономерности изменения осевых динамических давлений в струе в зависимости от расстояния и ее исходных параметров имеет большое практическое и теоретическое значение. Изучению этого вопроса посвящено большое число исследований [1, 2, 3, 5, 8, 9], в результате которых для оценки величины P_m предложено следующее уравнение

$$\frac{P_m}{P_o} = \left(\frac{\ell_n}{\ell} \right)^k, \quad (4)$$

где P_m – осевое динамическое давление струи на расстоянии ℓ (м) от сопла, МПа; P_o – осевое динамическое давление струи в ее начальном сечении, принимается равным давлению воды перед соплом, МПа; ℓ_n – длина начального участка струи, м; k – показатель степени, характеризующий интенсивность процесса распада струи.

Величина показателя степени k зависит от уровня турбулизации потока воды в каналах моечной машинки, от условий формирования струи и ее исходных параметров. Чем выше значение k , тем хуже компактность струи. В результате испытаний промышленных низконапорных гидромониторов установлено, что k изменяется в пределах 0,5...0,85, при этом $k = 0,85$ характерно для гидромониторов, конструкция проточной части которых вызывает повышенную турбулизацию потока воды. Поскольку проточная часть моечных машинок имеет достаточно сложную геометрию каналов, несколько поворотов под углом 90° , что способствует турбулизации потока, для определения по формуле (4) величины осевого динамического давления струй моечных машинок есть все основания рекомендовать показатель степени $k = 0,85$.

Характер распределения динамических давлений по сечению струи воды подчиняется законам, которые описывают физический процесс взаимодействия потока воды с воздушной струей при движении в ней, и в определенной мере отражается величиной среднего динамического давления струи P_{cp} . При помощи этого параметра устанавливается связь между изменениями структурных и динамических характеристик струи на различных расстояниях от сопла.

Для промышленных низконапорных гидромониторов среднее динамическое давление водяных струй на разных расстояниях от сопла может быть определено по формуле [10]

$$P_{cp} = P_m B_o \left[\left(1 - A \frac{1}{d_o} \right) / \left(1 + n \frac{1}{d_o} \right) \right], \quad (5)$$

где $A = 0,00044$; $n = 0,0004$. В пределах начального участка струи $B_o = 0,7$, за пределами начального участка $B_o = 0,6$.

Эта же формула рекомендуется для оценки величины P_{cp} водяных струй судовых моечных машинок.

В процессе мойки водяные струи моечных машинок оказывают гидродинамическое воздействие на обрабатываемые поверхности. Ударная сила струи, истекающей из сопла, теоретически равна

$$F_o = \rho V_o^2 \omega, \text{ Н}, \quad (6)$$

где ρ – плотность моющей жидкости, кг/м^3 ; V_o – скорость истечения жидкости из сопла, м/с ; ω – площадь выходного сечения сопла, м^2 .

На достаточно близких расстояниях от сопла, где влияние трения струи о воздух и рассеивание воды в окружающую среду не столь заметны, сила воздействия струи на преграду будет приблизительно равна теоретической величине, определяемой по уравнению (6). С дальнейшим увеличением расстояния между соплом и преградой сила воздействия струи постепенно уменьшается.

Обработкой результатов экспериментальных исследований компактных водяных струй различных параметров получено следующее обобщенное эмпирическое уравнение [2, 9] для определения ударной силы струи

$$F_\ell = F_o \left(1,046 - 0,00037 \frac{\ell}{d_o} \right), \quad (7)$$

где F_ℓ – сила воздействия струи, Н, на плоскую преграду, удаленную от сопла на расстояние ℓ (м); F_o – ударная сила струи на выходе из сопла, Н; d_o – диаметр сопла, м.

Указанное уравнение рекомендуется к использованию при условии соблюдения неравенства $\ell/d_o \geq 150$.

Диаметр струи D_ℓ на удалении ℓ от сопла определяется в результате деления F_ℓ на P_{cp} , вычисленных по формулам (5) и (7) при том же значении ℓ

$$D_\ell = \left(4F_\ell / \pi P_{cp} \right)^{0,5}, \quad (8)$$

Апробация разработанной схемы расчета геометрических и гидродинамических показателей струй судовых моечных машинок осу-

ществлялась на основе сопоставления значений диаметров струй определенных экспериментальным [6, 7] и расчетным путями для струи следующих параметров: $d_0 = 5,0$ мм, $P_0 = 0,1$ МПа; $d_0 = 8,5$ мм, $P_0 = 0,6; 0,8$ и $1,0$ МПа; $d_0 = 11,0$ мм, $P_0 = 0,6; 0,8$ и $1,0$ МПа.

В результате апробации установлено, что среднее значение относительной погрешности составило 2,83%, что свидетельствует о хорошей сходимости экспериментальных и расчетных значений диаметров струй.

Выводы и перспектива дальнейших исследований. Поскольку, как следует из предложенной расчетной схемы, диаметр струи определяется на основе предварительно рассчитанных ее гидродинамических показателей, вполне обоснованно можно сделать вывод о том, что данная расчетная схема обеспечивает получение достоверных значений не только геометрических, но и гидродинамических показателей водяных струй моечных машинок.

Дальнейшие исследования предполагаются в направлении доработки расчетной схемы с целью расширения области ее использования, в частности, для расчета геометрических и гидродинамических характеристик струй стационарных гидромониторов крупных танкеров, имеющих сопла диаметром от 22,0 мм до 38,0 мм и более, и работающих при давлении моещей среды до 1,5 МПа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нурок Г.А. Процессы и технология гидромеханизации открытых горных работ / Нурок Г.А. – М.: Недра, 1979. – 549 с.
2. Хныкин В.Ф. Разрушение горных пород гидромониторными струями на открытых разработках / Хныкин В.Ф. – М.: Наука, 1969. – 150 с.
3. Никонов Г.П. Гидравлическое разрушение угля и пород / Никонов Г.П., Хныкин В.Ф. – М.: ЦНИИЭНТИ Минуглепрома СССР, 1968. – 63 с.
4. Бафталовский В.Е. Вопросы повышения компактности водяных струй / Бафталовский В.Е. // Научные сообщения института горного дела им. А.А. Скочинского. – 1975. – Вып. 134. – С. 46-53.
5. Шавловский С.С. Основы динамики струи при разрушении горного массива / Шавловский С.С. – М.: Наука, 1979. – 174 с.
6. Геронтьев В.И. Некоторые итоги исследований процесса разрушения углей струей воды / Геронтьев В.И. // Разрушение углей и пород. – М.: Углетехиздат, 1958. – С. 360-374.

7. Разработка комплексной оборотной системы мойки железнодорожных цистерн и очистки производственных стоков / Отчет о НИР 8321.000.000. – Одесса: УкрНИИМФ, 1999. – 96 с.
8. Хныкин В.Ф. Компактность гидромониторных струй и выбор оптимального диаметра насадки / Хныкин В.Ф. // Уголь. – 1964. – № 3. – С. 26-29.
2. Шавловский С.С. Исследование эффективности струи при гидравлической выемке / Шавловский С.С. – М.: Наука, 1966. – 48 с.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М.
ОНМА

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ СМАЗЫВАНИЯ ЦИЛИНДРОВ "PULSE"

В области повышения надежности и технико-экономических показателей работы дизелей существенное место занимают вопросы совершенствования систем и процессов смазывания цилиндров. Одним из перспективных путей повышения эффективности организации процесса смазывания деталей ЦПГ является применение новых систем с электронным регулированием подачи масла и управлением работой системы посредством компьютеров. Однако создание и широкое использование таких систем ограничивается малой изученностью их эффективности и противоречивостью существующих данных об эксплуатационной надежности, что в значительной степени затрудняет решение последующих вопросов совершенствования лубрикаторных систем.

Исследования, проводимые в ОНМА [1, 2], показывают, что имеется возможность дальнейшего улучшения процесса маслоподдачи в цилиндры двигателей за счет совершенствования систем. Эксплуатационными испытаниями подтверждено, что совершенство процессов и систем дозированной подачи масла является эффективным направлением повышения экономических показателей работы судовых дизелей.

Энергетический кризис вынудил дизелестроительные фирмы перейти к созданию двигателей с большим отношением хода поршня к диаметру цилиндра. Увеличение хода поршня компенсировало снижение частоты вращения и позволило сохранить на прежнем уровне цилиндровую мощность.

В связи с новыми показателями отношения хода поршня к диаметру цилиндра (S/D) двигателей новых типоразмеров, значительно увеличилась длина смазываемой части цилиндровой втулки, что требует особого внимания к вопросам эффективности работы лубрикаторных систем этих дизелей.

В двухтактных дизелях фирмы Wartsila затраты на цилиндровое масло занимают одно из ведущих мест. Сокращение расхода цилиндрового масла даже на 0,1 г/кВт-ч, представляет важную ежегодную экономию для судовладельцев.

Для получения оптимального эффекта, который не всегда обеспечивается обычными лубрикаторами, цилиндрическое масло должно быть подано в цилиндр при определенном положении поршня и в определенное время. В связи с этим ведущие дизелестроительные фирмы разработали и приступили к применению на судовых двигателях новых – электронных – систем смазывания. Так, фирма Wartsila в последнее время, устанавливает на всех двигателях RTA систему «Pulse», основные элементы которой показаны на рис. 1.

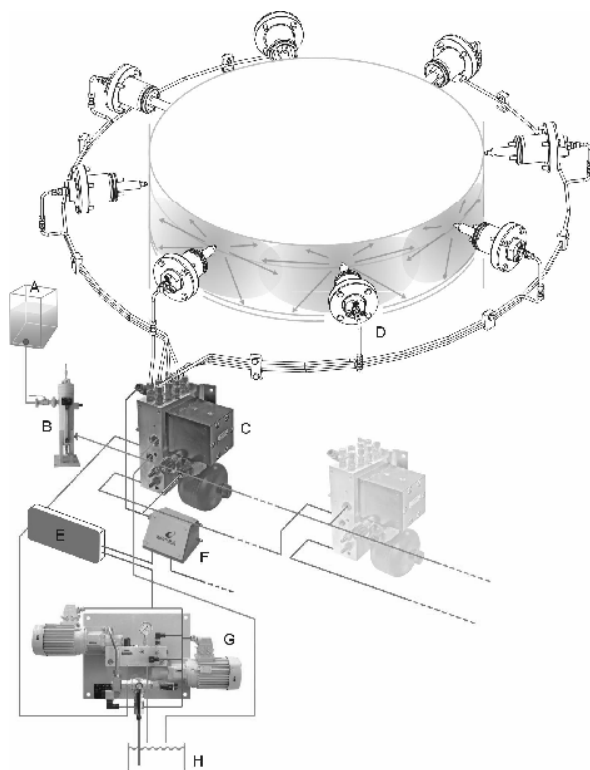


Рис. 1. Система смазывания цилиндров "Pulse":

- А — расходная цистерна; В — фильтр; С — смазочный модуль "Pulse";
 D — штуцер; E — основной блок управления; F — электронный блок;
 G — главный сервомодуль; H — отстойник

В основу новой системы положен принцип впрыскивания определенного объема масла в цилиндр путем управления движением плунжера (отмеряющего поршня смазочного модуля). По утверждению разработчиков системы, точный выбор времени впрыскивания

обеспечивает поступление всего нагнетаемого плунжером цилиндрического масла непосредственно на поршневые кольца.

Осциллографирование процессов, протекающих в системе, опровергает это утверждение, поскольку движение плунжера и связанное с этим открытие клапана на штуцера не означает поступления масла к кольцам, так как за клапаном имеется участок канала, который масло еще должно пройти, прежде чем оно окажется в зоне смазывания пары трения.

В отличие от механического привода лубрикатора гидравлический привод (посредством гидравлической станции, рис. 2) рассматриваемой системы обеспечивает плавное и непрерывное перемещение плунжера 4 смазочного модуля "Pulse" (рис. 3) в течение некоторого короткого времени, на завершающем цикле маслоподдачи, плунжер совершает ход всасывания.

Анализ конструкции системы "Pulse" показывает, что фактически новым является управляемый компьютером гидравлический привод плунжеров (вместо механического) и обеспечение связи с нагрузкой двигателя. Применение компьютера в электрической схеме лубрикатора создает предпосылки для регулирования порций масла в зависи-

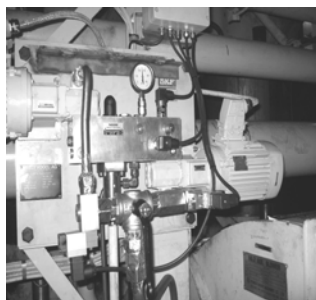


Рис. 2. Гидравлическая станция системы "Pulse"

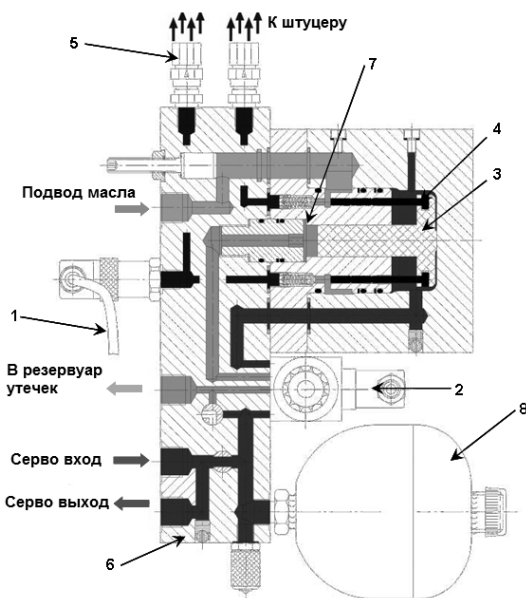


Рис. 3. Схема смазочного модуля "Pulse": 1 – электронный контролер; 2 – электромагнитный клапан; 3 – центральный поршень; 4 – отмеряющий поршень; 5 – запорный клапан; 6 – опорная плита; 7 – регулировочный винт; 8 – аккумулятор

мости от процентного содержания серы в топливе, и щелочного числа цилиндрического масла.

В рассматриваемых двигателях, маслоподводящие каналы выполняются в верхней части цилиндрической втулки, чаще всего в два ряда, где давление импульсов газа в области маслоподводящих каналов равно 1,5 – 3 МПа.

В действительности, на новых двигателях имеют место завышенные дозировки цилиндрического масла, судовладельцы зачастую дают противоречивые рекомендации по нормам расхода смазки.

Вскрытия цилиндров показывают имеющиеся натирки на поверхности зеркала втулки (рис. 4), напротив маслоподводящих отверстий, что указывает на "выбросное" поступление масла и, как следствие этого, появление дорожек нагара на головке поршня (рис. 5), приводящих к заполнению зазора между поршнем и втулкой и возникновению абразивного износа.

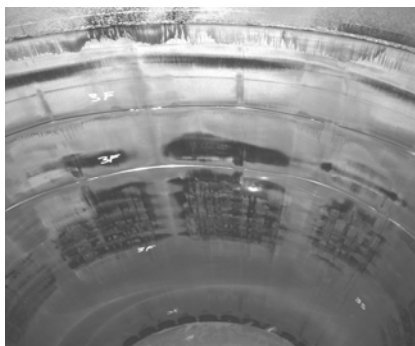


Рис. 4. Натирки на поверхности зеркала втулки (слева) и закоксовывание канавок (справа)

Электронная система смазывания обеспечивает также автоматическую дозировку цилиндрического масла в зависимости от состава отработанного цилиндрического масла.

Постоянный контроль состояния цилиндра и содержания серы в топливе посредством электронной системы смазки, обеспечивает экономию цилиндрического масла наряду с уменьшением износов и предотвращением задиров. Тем не менее, анализ состояния деталей ЦПГ при вскрытии цилиндров указывает на недостаточную эффективность существующих электронных систем смазки, что потребовало проведения наблюдений за их работой в эксплуатационных условиях на различных режимах работы ДВС.

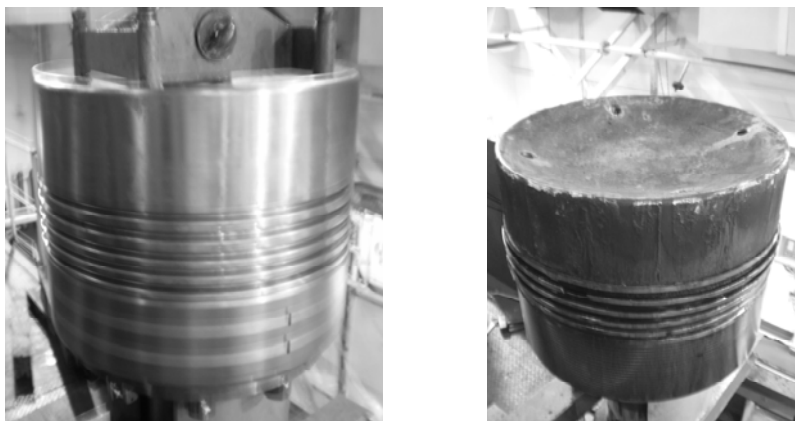


Рис. 5. Состояние головки поршня:
до установки на двигатель (слева) и после вскрытия (справа)

Как показали результаты вскрытий цилиндров, полностью исключить встречу масла с головкой и днищем поршня (рис. 5) 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 боковой поверхности головки поршня над первым компрессионным кольцом и ухудшают распределение его по окружности цилиндра.

Последнее обстоятельство подтверждается также следами натиров (см. рис. 4), расположенных вдоль образующих втулки, проходящих через маслоподводящие отверстия, значительным закоксовыванием продувочных окон, существованием зон интенсивных износов и загрязненностью подпоршневого пространства.

Следовательно, применение новой системы маслоподдачи не исчерпало всех возможностей улучшения распределения и эффективности использования масла в цилиндре, что указывает на необходимость более детального изучения процесса маслоподдачи с целью повышения эффективности функционирования системы.

Исследованиями системы, оборудованной установленными на штуцерах аккумуляторами, на установившемся режиме ее работы выявлено, что при подаче масла в цилиндр этой конструкцией “выброс” не наблюдается.

Канал во втулке практически весь заполнен маслом, истечение которого осуществляется на большей части оборотов. При этом, пе-

рерывы в подаче не превышают 2-4 оборота. Истечение масла из отверстия на зеркало происходит, минуя маслораспределительные канавки.

Осциллографирование показывает, что истечение масла происходит на первых 5-7 оборотах регулярно, уменьшающимися от оборота к обороту порциями, вытекающими из канала в периоды, совпадающие с открытием обратного клапана штуцера. Поступление масла в цилиндр происходит в промежутках с 315 по 25° П.К.В. и с 60 по 305° П.К.В. При этом, в первой из указанных фаз осуществляется подача 20-35% масла, а во второй — 65-80% соответственно.

При снижении мощности масло за пределы канала поступает в виде коротких струй на расстояние более десяти миллиметров, что и приводит к встрече его с головкой поршня. Это обстоятельство обусловлено уменьшением давления со стороны цилиндра и как следствие разгрузкой аккумулятора от избытка масла в нем.

С увеличением мощности двигателя аккумулятор пополняется до предыдущего уровня, из-за чего возникают перерывы в подаче масла в цилиндр.

Это один из существенных недостатков исследуемой системы, который сводит на нет усилия, потраченные на создание новой электронной системы смазки.

Исследования системы маслоподачи, в которой аккумулятор давления масла не устанавливается (рис. 6), показали, что подача масла этой конструкцией сопровождается значительным его “выбросом”, величина которого достигает 60% от всей подачи.

За период между рабочими ходами плунжера лубрикатора, своеобразная предкамера между торцом 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.

“Выброс” (рис. 7,а) как правило, происходит в течение 2-3 оборотов коленчатого вала, между рабочими ходами плунжера лубрикатора. Скорость истечения масла в цилиндр достигает 3 м/с.



Рис. 6. Штуцер без аккумулятора

Следовательно, использование наклонного канала в сочетании с традиционно применявшейся лубрикаторной системой смазывания цилиндров двигателей “Зульцер” не улучшает процесс маслоподдачи, а наоборот значительно ухудшает его.

Поступление масла в цилиндр, как показывает осциллографирование (рис. 7), осуществляется в основном в диапазоне с 70 до 250° 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.

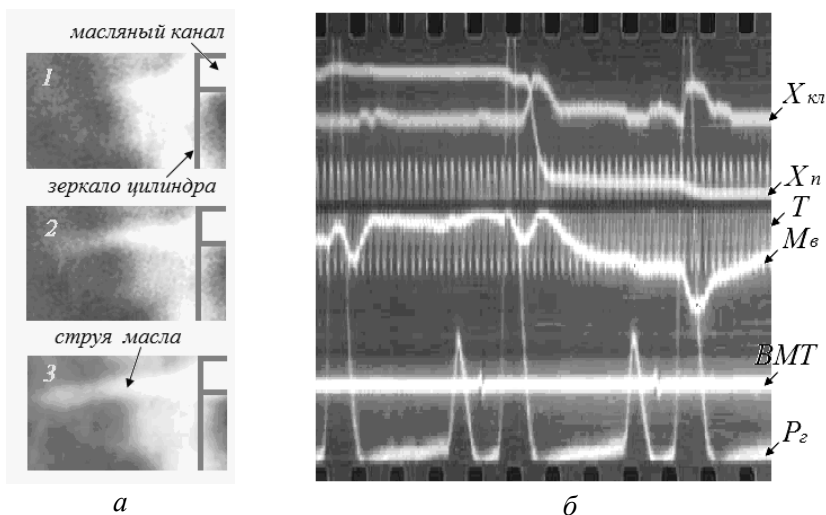


Рис. 7. Кинокадры (а) и осциллограмма (б) процесса маслоподдачи

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

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богач В.М., Задорожный А.А., Богач А.В. Исследование маслоподдачи в цилиндры двигателей В&W // Судовые энергетические

- ческие установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 10. – Одесса: ОНМА. – С. 14-23.
2. Богач В.М., Шебанов А.Н., Колиев И.Д., Журавлев Ю.И. Эксплуатационные показатели эффективности лубрикаторных систем судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 10-22.

УДК 539.3

Ханмамедов С.А., Бурлаченко О.В.
ОНМА

МЕХАНИКА РАЗРУШЕНИЯ УГЛЕРОДНЫХ ОТЛОЖЕНИЙ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ДИЗЕЛЕЙ В КОНТЕКСТЕ ФРАКТАЛЬНОГО АНАЛИЗА

Углеродородные материалы (УО), образованные на деталях проточной части дизелей относятся к упруго-наследственным средам. Известно, что их разрушение представляет собой процесс множественного зарождения и развития микротрещин: в период рассеянного разрушения вплоть до появления макротрещин происходит зарождение, движение, рост и агрегация различного рода дефектов. Все это позволяет в качестве количественной меры накопления таких дефектов использовать функцию повреждаемости, вид которой зависит от физико-механических характеристик материала, механизма разрушения, влияния внешней среды и т.д. При этом разрушение, безусловно, имеет вероятностную природу, а сам процесс накопления повреждений автомоделен, т.е. подобен самому себе. Поэтому вполне очевидно, что в последнее время в качестве математического аппарата стали использовать аппарат теории множеств дробной размерности – фракталов [1-3]. В рамках этой модели процесс накопления дефектов рассматривается как развитие самоподобного фрактального кластера, а начало его лавинообразного роста обычно интерпретируется как начало появления макротрещин.

Ниже рассматривается механизм механики разрушения УО базирующимся на фрактальном анализе поверхности разрушения отложений при их длительном циклическом нагружении. Использование фрактальной трактовки разрушения здесь вполне уместно по следующим причинам. Для УО при циклическом нагружении поверхность макротрещин имеет нерегулярную структуру с наличием различного рода неровностей [4, 5]. Важной особенностью такой поверхности является статистическое самоподобие рельефа поверхности; при этом свойство самоподобия сохраняется на макро-, мезо- и микроуровнях. Все это позволяет моделировать такую нерегулярную структуру фрактальными поверхностями [1, 2, 6-13].

Фрактальный анализ поверхности циклического разрушения углеродных отложений проточной части дизелей. Как известно, поведение УО при их циклическом нагружении принято описывать в

рамках континуальной механики сплошных сред и термодинамики необратимых процессов. Эти классические подходы позволяют с достаточной точностью решать многие задачи, однако имеют и принципиальные недостатки: с их помощью нельзя описать соотношения между механическими свойствами отложений и ее структурными характеристиками. В этом плане определенный интерес представляет использование методов фрактального анализа, которые в последнее время успешно используются для описания деформирования и разрушения самых различных материалов и систем.

Авторы не ставили своей целью дать фрактальный анализ механики циклического разрушения упруго-наследственных сред – это весьма сложная задача, требующая усилия многих ученых различной специальностей. Изложенные ниже результаты исследований преследовали решение конкретной задачи: определить фрактальную размерность поверхности разрушения УО при его длительном циклическом деформировании и показать, что УО в зоне магистральной трещины (т.е. в зоне интенсивной поврежденности) обладает нелинейными свойствами.

Следует подчеркнуть, что в известной литературе отсутствуют какие-либо сведения о фрактальной трактовке циклического разрушения УО. Поэтому авторы сочли уместным основному содержанию материала предпослать изложение основных положений фрактальной теории, упругости твердых тел, акцентируя внимание на тех уже исследованных материалах [1-3], свойства которых близки к механическим свойствам УО. Здесь необходимо отметить, что УО в силу специфики своего строения является не совсем удобным материалом для фрактального анализа; возможно, это и является одной из причин отсутствия публикаций в периодической доступной литературе.

Изложим накопленную экспериментальную информацию в рассматриваемом контексте в виде кратких эмпирических обобщений.

1. Наблюдаемая экспериментально кинетика образования и разрушения твердых тел обусловила важное эмпирическое обобщение: макроразрушение материала можно рассматривать как процесс множественного микроразрушения; возникновению магистральной трещины предшествует длительный период накопления повреждаемости. В УО это особенно хорошо проявляется при длительных циклических нагрузках [4]. В течение этого периода происходит вероятностный процесс зарождения, движения, роста и агрегации микродефектов самого различного вида: пор, субмикротрещин, микротре-

щин и т.д. При этом, как было отмечено в [14-19], процесс развития микродефектов автомоделен, т.е. подобен самому себе: в процессе разрушения изменяются лишь размерные параметры, а безразмерные характеристики микродефектов, например, форма кривой распределения их числа по размерам, остаются без изменений. Фрактogramмы поверхности разрушения УО показаны на рис. 1.

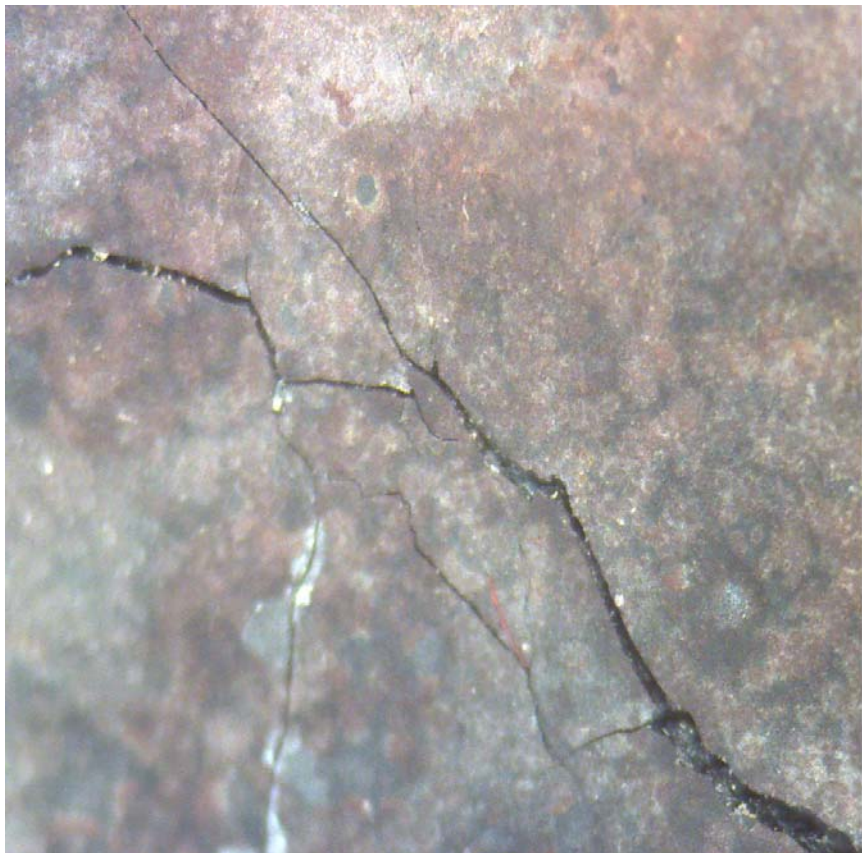


Рис. 1. Фрактogramма поверхности УО проточной двигателя серии МС (Усталостные бороздки на поверхности разрушения единицы нового характерного масштаба длины L_F)

Таким образом, в процессе разрушения каскад микродефектов растет как самоподобный кластер. Наблюдаемый в УО в реальных условиях фрактальный кластер отражает динамику процесса разрушения, создан по случайному закону и на первый взгляд имеет со-

вершенно неупорядоченную структуру. Тем не менее, исследования показывают, что кластер обладает строгой иерархией структуры и имеет внутренний порядок, являющийся фрактальной размерностью кластера.

2. Авторы работы [3, 20] считают, что сетку дефектов можно рассматривать как автосimilarный протекаемый (перколяционный) фрактал, а ее разрушение можно представить в виде кинетического процесса, прорастающего из одной точки. При этом если фрактальная размерность отдельной цепи $d_f = 2$, то размерность дефекта может иметь и дробное значение, лежащее в пределах $2 \leq d_f \leq 3$.

3. По аналогии с классической теорией упругости был предложен вариант теории упругости фракталов; в основе его лежат два экспериментально установленных закона [21-23]: закон Гука, постулирующий пропорциональность относительной деформации s твердого тела действующему напряжению, и закон Пуассона, согласно которому существует эффект поперечных деформаций $e_{\perp} = \nu s$ при отсутствии соответствующих напряжений (ν — коэффициент Пуассона).

В этом случае справедливы два утверждения.

Во-первых, упругая деформация фрактала под действием внешней силы F , отнесенной к единичному сечению поверхности усталостного разрушения приводит к появлению единицы нового разрушения характерного масштаба длины L_F (рис. 1)

$$F = \frac{\partial u}{\partial L_F} - T \frac{\partial s}{\partial L_F}, \quad (1)$$

где первый член обусловлен энергетической составляющей упругости фрактала, а второй — энтропийной (u — энергия, s — энтропия, T — температура).

Во-вторых, при упругой деформации фрактала самоподобие структурных изменений (развитие каскада повреждений) сохраняется, т.е. $d_f = \text{const}$.

Таким образом, коэффициент поперечной деформации фрактала однозначно определяется его размерностью d_f и размерностью объемлющего его пространства d . При $d = 3$

$$\nu = \frac{d_f}{d-1} - 1 \quad \text{или} \quad d_f = (d-1)(1+\nu). \quad (2)$$

На основе этих предположений были получены выражения, связывающие параметры упругости твердого тела [21, 23].

$$G = \frac{d-1}{2d_f} E, \quad B = \frac{E}{d(d-d_f)},$$

где G , E , B — соответственно модули сдвига, упругости и объемной упругости.

При $d = 3$ — $G = E/d_f$.

Как известно, реальная поверхность разрушения УО имеет шероховатую, нерегулярную структуру, отражающую динамику процесса разрушения [4]. При этом несмотря на кажущуюся хаотичность, поверхность разрушения УО обладает свойствами самоподобия на микро- и макроуровнях. Если площадь S такой самоподобной (автомодельной) поверхности покрыть квадратами со стороной R_0 , то она будет пропорциональна

$$S = \left(\frac{R}{R_0} \right)^{d_f - 2}, \quad (3)$$

где d_f — фрактальная размерность Хаусдорфа - Бесиковича.

Для гладких поверхностей разрушения (в УО они при циклическом разрушении не наблюдаются) $d_f = d - 1$ и при $d = 3$ (евклидово пространство) $d_f = 2$.

Как отмечалось выше, методы фрактального анализа позволяют получить обобщенные соотношения между механическими характеристиками УО и параметрами ее структуры. Испытываемые образцы имели евклидову размерность $d = 3$; их фрактальная размерность изменялась в пределах $2 \leq d_f \leq 3$. Установлено, что именно дробная часть d_f отражает отклонение структуры реального тела от классического евклидова тела, а величина фрактальной размерности поверхности разрушения d_p показывает отличие реальной поверхности разрушения ($d_p > 2$) от идеализированной линейной. Если в линейной механике разрушения размерность плоскости принята $d_p = 2$, то в реальных поверхностях разрушения всегда $d_p > 2$.

Для композитных материалов с квазивязким разрушением получено выражение, связывающее фрактальную размерность с коэффициентом Пуассона [23]

$$d_p = \frac{2(1+4\nu)}{1+2\nu}.$$

При $\nu = 0,5$ величина $d_p = 2$ соответствует гладкой поверхности (линейный процесс разрушения).

Коэффициент Пуассона может быть определен при испытании образцов на объемное сжатие [4]. В этом случае можно использовать выражение вида [3]

$$\frac{\sigma_B}{E} = \frac{1-2\nu}{6(1+\nu)},$$

где σ_B — предел вынужденной эластичности.

Полученная при фрактографической оценке поверхность разрушения образца (рис. 1) соответствовала времени нагружения $t = 350$ часов и отмечалась полосчатостью, т.е. чередованием усталостных бороздок в виде темных полос.

Для фрактального анализа поверхности разрушения воспользуемся экспериментальным приемом Б. Мандельброта. Мандельброт Б. исследовал поверхность разлома металлов; по его мнению, такая поверхность разрушения является поверхностью с локальной фрактальной размерностью, она обладает самоподобием и для нее можно использовать соотношения периметра и площади в виде

$$L(\delta) \sim [S(\delta)]^{d_p/2}$$

или

$$d_p = 2 \lg L(\delta) / \lg S(\delta),$$

где $d_p = d - 1$ (здесь, как и выше, d_p — фрактальная размерность поверхности разрушения); L — длина "береговой линии" шероховатой или светлой зоны на фрактограмме; S — площадь этих зон; δ — шаг измерения или так называемый "эталон".

На рис. 2 показано соотношение периметра и площади шероховатых зон; длина "береговой линии" (периметр) и площадь измерялись с помощью эталона длины $\delta = 1$ мм при десятикратном увеличении.

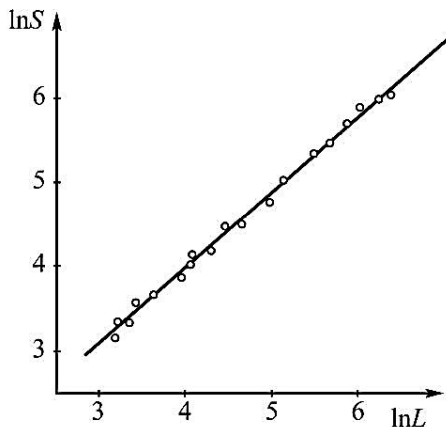


Рис. 2. Зависимость $\ln S \sim \ln L$ для УО, образованных в результате сжигания топлива вязкостью 180 сСт

Аппроксимация зависимости дает фрактальную размерность $d_p = 1,94$; из этого следует, что в диапазоне исследуемых масштабов поверхность разрушения имеет размерность $d_f = 2,94$.

Представляет определенный интерес использовать полученные результаты для определения коэффициента Пуассона

$$\nu = \frac{d_f}{d-1} - 1 = \frac{2,94}{3-1} - 1 = 0,470 .$$

При независимых экспериментальных исследованиях (объемное сжатие цилиндрического образца диаметром 20 мм и высотой 15 мм из УО с наработкой $t = 350$ часов) получена величина $\nu = 0,467$, которая находится в хорошем согласии с этой величиной.

Для неразрушенной УО при $t = 0$ было получено значение коэффициента Пуассона $\nu = 0,499$ и, следовательно, фрактальная размерность образца $d_f = 2,998$.

Как видно, метод фрактальной оценки поверхности разрушения позволяет определить макроструктурные характеристики УО по значениям микроструктурных параметров материала без каких-либо подгоночных коэффициентов. Результаты исследований свидетельствуют о том, что процесс разрушения УО является нелинейным; по-видимому, в локальных зонах, т.е. в зонах интенсивного разрушения материала (в данной работе их можно отождествлять с магистральными трещинами) нелинейность процесса будет больше, чем в среднем по образцу.

Синергетическая модель фрактальной трещины

Математическая модель. Необходимость в учете структуры реальных объектов противоречит традиционной для механики сплошной среды операции определения единичного элемента объема. Как правило, при создании математической модели процесса разрушения, среда, содержащая трещиноподобные дефекты, ассоциируется с трехмерным евклидовым пространством, что делает практически невозможным учесть при этом структурные микродефекты материала. Математические исследования структуры пространства, ассоциируемого с разрушением, начали проводиться еще в 50-е годы [24-26] прошлого века, при этом уже тогда было показано [27], что внутренняя метрика идеального тела не совпадает с метрикой реального материала. Согласно И.А. Миклашевичу [28], пространство, ассоциируемое с разрушением — «пространство различной геометрической структуры».

Следует отметить, что идеальным самоподобием обладают лишь математические фракталы, реальные же фракталы в большинстве случаев самоподобны лишь в статистическом смысле, т.е. при увеличении малого фрагмента особенности строения крупного объекта воспроизводятся лишь в среднем, поэтому математический фрактал можно рассматривать лишь как аппроксимацию реального процесса разрушения (формирующейся трещины).

Таким образом, фрактальные объекты обладают важным свойством для механики трещин, а именно свойством самоподобия. Уже не раз было отмечено, что фрактальные объекты имеют дробную размерность, и связь этой размерности с самоподобием состоит именно в том, что с помощью самоподобия можно сконструировать множество дробной размерности наиболее простым образом. По определению, преобразование подобия метрического пространства - это отображение пространства на само себя, при котором все расстояния между точками изменяются в одном и том же отношении. Кроме того, самоподобные объекты инвариантны по отношению к аффинному преобразованию:

$$x_i \rightarrow \lambda_i x_i, i = 1, \dots, d,$$

причем преобразование имеет групповую структуру, действующую на каждую из величин λ_i таким образом, что λ_i должно быть функцией от одной из величин набора λ_1 :

$$\lambda_i = \lambda_1^{\xi_i}.$$

Величины ξ_i характеризуют скейлинговые свойства самоподобного объекта, которые еще называют показателями шероховатости.

С другой стороны, под шероховатостью поверхности разрушения понимают максимальный размах профиля трещины, который на практике может быть определен различными экспериментальными методами. Известно, что между высотой профиля поверхности трещины z и текущей позицией измерения R выявлена пропорциональность:

$$z \sim R^{\xi}.$$

Таким образом, показатель степени ξ по физическому смыслу совпадает с показателем шероховатости для самоподобных процессов на определенном масштабном уровне.

В 1939 году, еще до открытия самоподобного характера процесса разрушения, В. Вейбуллом [29] для аппроксимации эксперимен-

тальных данных по прочности стали на разрыв была введена функция:

$$F_{\omega}(t, \xi, \beta, \mu) = \begin{cases} 1 - e^{-\left(\frac{t-\mu}{\beta}\right)^{\xi}}, & t > \mu; \\ 0, & t \leq \mu. \end{cases}$$

где ξ — параметр формы распределения; β — параметр масштаба; μ — параметр сдвига.

Случаи $\xi = 1$ и $\xi = 2$ описывают экспоненциальное и Рэлеевское распределения соответственно. Анализируя вид функции, в очередной раз отметим функциональную зависимость формы поверхности разрушения от показателя шероховатости.

Таким образом, наиболее близкой математической моделью реальной шероховатой трещины в твердом теле является математический фрактальный объект. Фрактальная размерность модели должна фигурировать как скейлинговый показатель при описании фрактальных свойств разрушения. Отметим важное обстоятельство: фрактальные свойства разрушения проявляются по-разному. С одной стороны, свойствами фракталов обладают непосредственно измеримые величины, независимые и не зависящие от наблюдателя, такие как длина трещины, профиль поверхности, с другой — это фрактальное распределение характеристик, связанных с разрушением, например, тензора трещиноватости. В этом случае фрактальные свойства лишь интерпретация наблюдателем объектов и отражают как свойства объекта, так и наблюдателя. Поэтому, большинство экспериментальных и теоретических исследований, включая данную работу, посвящено определению фрактальных характеристик именно первого рода.

Размерность фрактала должна соответствовать степени шероховатости (изрезанности) профиля реальной трещины и находится в интервале от 1 до 2. Сечение формирующейся поверхности разрушения целесообразно моделировать фрактальным объектом размерности от 0 до 1. Случай, когда фрактальная размерность равна 1, соответствует появлению в теле абсолютно гладкой трещины, равенство нулю — идеально сплошная, бездефектная среда, что в обоих случаях практически невозможно для реальных материалов.

Синергетическая модель. Рассматривая эмпирические обобщения, и принимая в качестве математической модели реальной тре-

щины фрактальный объект можно сделать следующий вывод. Если предположить, что на микроуровне реальная трещина моделируется фрактальной кривой, которая на макроуровне будет иметь вид гладкой кривой, то появится возможность рассматривать такую модель в рамках линейной механики разрушения, при этом фрактальные особенности микроуровня можно учитывать в виде скейлингового показателя при получении оценок прочностных характеристик.

Таким образом, физическую модель реальной трещины в твердом теле можно представить следующим образом: на микроуровне трещина имеет вид фрактальной кривой, на макроуровне – обычная гладкая трещина, имеющая кроме основного макропараметра – топологической длины, дополнительный – фрактальную размерность микроструктуры.

Выбирая фрактальный объект в качестве геометрической модели реальной трещины на микроуровне, мы сталкиваемся с достаточно серьезной проблемой. Для описания профиля уже образовавшейся трещины следует выбирать фрактальный объект, размерности $1 < \alpha < 2$, который, очевидно, описывается непрерывной, но при этом не дифференцируемой в каждой точке функцией. Частично эту проблему будем решать, вводя на фрактальных разрезах, которые будем рассматривать в качестве моделей реальных трещин на микроуровне, меры дробного порядка, используя при этом математическое определение меры Хаусдорфа и дробное интегро-дифференциальное исчисление. Следует отметить, что методика приложения дробного исчисления к описанию фрактальных особенностей была опробована [11, 12, 30-36] при решении задач электростатики, магнитостатики, электродинамики на фрактальных контурах и поверхностях, при этом была отмечена высокая эффективность фрактального моделирования в вопросах согласования теоретических и экспериментальных данных. Наличие равномерной меры, с одной стороны, позволит применять интегрирование, но математического аппарата интегрирования (и дифференцирования) целого порядка становится недостаточно, так как с его помощью достаточно сложно описать структуры с размерностью дробного порядка. Для этой цели обратимся к дифференциальному аппарату дробного исчисления [36], с помощью которого появляется возможность осуществить фрактальный подход к решению задач механики разрушения. Рассмотрим, необходимые для дальнейшего изложения, определения дробных интегралов и производных.

Для n -кратного интеграла известна формула [36]

$$\int_a^x dx \int_a^x dx \dots \int_a^x \varphi(x) dx = \frac{1}{(n-1)!} \int_a^x (x-t)^{n-1} \varphi(t) dt,$$

доказательство которой легко провести методом математической индукции. Учитывая, что $(n-1)! = \Gamma(n)$, видим, что правой части последнего выражения можно придать смысл и при нецелых значениях n . Поэтому естественно определять интегрирование нецелого порядка следующим образом.

Пусть $\varphi(x) \in L(a, b)$, интегралы

$$\begin{aligned} (I_{a+}^\alpha \varphi)(x) &= \frac{1}{\Gamma(\alpha)} \int_a^x \frac{\varphi(t)}{(x-t)^{1-\alpha}}, \quad x > a; \\ (I_{b-}^\alpha \varphi)(x) &= \frac{1}{\Gamma(\alpha)} \int_x^b \frac{\varphi(t)}{(x-t)^{1-\alpha}}, \quad x < b, \end{aligned} \quad (4)$$

где $\alpha > 0$, называются интегралами дробного порядка α (дробными интегралами Римана-Лиувилля). Первый из них — правосторонний, второй — левосторонний. Универсальным элементом покрытия для фрактальных кривых может служить α -мерный шар [29] с объемом, определяемым как α -мерная мера Хаусдорфа (t — диаметр шара)

$$h(t) = \gamma(\alpha) t^\alpha, \quad \text{где } \gamma(\alpha) = \frac{\Gamma^\alpha(1/2)}{2^\alpha \Gamma(1+\alpha/2)}, \quad 2 < \alpha < 3. \quad (5)$$

Выражение (5) при $1 < \alpha < 2$ можно рассматривать как α -мерную площадь сечения шара, а для $0 < \alpha < 1$ — как α -мерную длину диаметра.

С другой стороны, α -мерную меру можно получить обычным интегрированием $(\alpha-1)$ -меры

$$h(t) = \alpha \gamma(\alpha) \int_0^t \frac{dx}{(t-x)^{1-\alpha}}.$$

С учетом выражения (4), меру Хаусдорфа можно записать в виде

$$\begin{aligned} h(t) &= \alpha \Gamma(\alpha) \gamma(\alpha) \frac{1}{\Gamma(\alpha)} \int_0^t \frac{dx}{(t-x)^{1-\alpha}} = \\ &= \frac{1}{\Gamma(\alpha)} \int_0^t \frac{\mu(\alpha)}{(t-x)^{1-\alpha}} dx = I_{0+}^\alpha (\mu(\alpha)), \end{aligned} \quad (6)$$

где $I_{0+}^{\alpha}(\mu(\alpha))$ — интеграл дробного порядка α от функции

$$\mu(\alpha) = \alpha\Gamma(\alpha)\gamma(\alpha).$$

Из выражения (6) следует, что α -мерная мера Хаусдорфа геометрического фрактального объекта может строиться с использованием операции дробного интегрирования $(\alpha-1)$ -меры. Скейлинговый показатель α характеризует локальные свойства измеряемого фрактального множества.

Геометрически выражение (6) можно интерпретировать следующим образом. Рассмотрим участок $(0,t)$ вдоль оси $O-X$ некоторого плоского фрактального контура размерности α . «Длине» фрактального участка на интервале $(0,t)$ ставится в соответствие площадь криволинейной трапеции образованной функцией $\frac{1}{(t-x)^{1-\alpha}}$ други-

ми словами, происходит некоторое «сглаживание» шероховатого участка рассматриваемого контура (рис. 3).

Таким образом, после «сглаживания» участок $(0,t)$ на макроуровне имеет вид гладкой кривой, что делает возможным использование фрактальной модели реальной трещины к описанию процесса разрушения в рамках линейной механики.

Поскольку предложенный фрактальный подход основан на построении «сглаживающей» энтропийной меры, его применение

к решению задач механики разрушения твердых тел позволит рассматривать фрактальные трещины как структуру, вложенную в евклидово пространство и, таким образом, не придется определять расстояния между точками в пространстве, в котором формируется реальная трещина, а также не придется вводить специальную метрику. Сглаживание» фрактальной шероховатости трещины на микроуровне позволит по-прежнему на макроуровне рассматривать ее как одномерную гладкую трещину и таким образом появляется возможность расширить область применения линейной механики на трещины, приближенные к реальным.

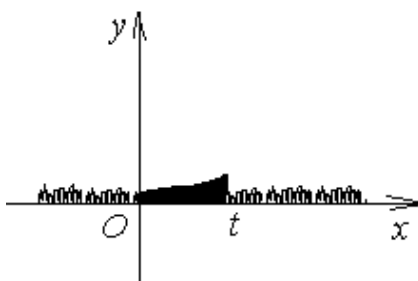


Рис. 3. «Сглаживание» участка фрактального контура

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат А.Ф., Дырда В.И. Фракталы в геомеханике. - К.: Наук. думка, 2005. - 358 с.
2. Фракталы в геомеханике / Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.Л., Привалов В.А., Панова Е.А. - Киев: Наук. думка, 2007. - 389 с.
3. Булат А.Ф., Дырда В.И. Фрактальная природа разрушения эластомеров при длительном циклическом нагружении // Геотехническая механика. - Днепропетровск: Авантаж, 2003. - Вып. 45. - С. 3-22.
3. Сандитов Д.С., Бартенев Г.М. Физические свойства неупорядоченных структур. - Новосибирск: Наука. Сиб. отд., 1982. - 256 с.
4. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. - Киев: Наук. думка, 1988. - 232 с.
5. Щелокова М.А., Коротунова Е.В., Мاستиновский Ю.В. Фрактальный подход к решению задачи о накоплении повреждений // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. - 2005. - №2. - С. 80-83.
2. Щелокова М.А. Фрактальное обобщение уравнения Гриффитса // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. - 2004. - №2. - С. 86-89.
3. Щелокова М.А. Приложение фрактальной геометрии к описанию механизма разрушения // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. – Дніпропетровськ: Дніпропетровський нац. ун-т, 2004. - Вип. 8. - С. 137-144.
4. Щелокова М.А. Исследование фрактальных особенностей вершины трещиноподобного дефекта конструкции // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. – Дніпропетровськ: Дніпропетровський національний університет, 2003. - Вип. 7. – С. 134-141.
5. Щелокова М.А., Мاستиновский Ю.В., Коротунова Е.В. Фрактальный подход к решению задачи о луночном вырезе // Труды XII междунар. конф. “Машиностроение и техносфера XXI века”. - Донецк: ДонНТУ, 2005. - Т. 4. - С. 114-119.
6. Щелокова М.А., Мастинский Ю.В. Зависимость КИН от фрактальной размерности трещины // Матер. міжнар. наук. конф. «Математичні проблеми технічної механіки». - Дніпропетровськ, 2005. - С. 35-37.

7. Онуфриенко В.М., Щелокова М.А. Дифференциальная модель решений краевых задач с фрактальными особенностями // Матер. XI Междунар. науч.-практ. конф. “Прикладные задачи математики и механики”. - Севастополь: СевНТУ, 2002. - С. 195-197.
8. Щелокова М.А. Геометрические особенности профиля вершины щели // Матер. междунар. науч.-метод. конф. “Проблемы математического моделирования”. - Днепродзержинск: ДГТУ, 2003. - С. 53-54.
9. Дырда В.И. Связь между прочностью и диссипацией энергии при циклическом разрушении конструкций / Ин-т геотехн. механики АН УССР. – Днепропетровск, 1976. – 18 с. – Деп. в ВИНТИ № 3801-76.
10. Мосолов А.Б., Динариев О.Ю. Автомодельность и фрактальная геометрия разрушения // Проблемы прочности. – 1988. – № 1. – С. 3-7.
11. Баренблатт Г.И., Ботвина Л.Р. Автомодельность усталостного разрушения. Накопление повреждаемости // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1983. – № 4. – С. 161-165.
12. Ботвина Л.Р., Баренблатт Г.И. Автомодельность накопления повреждаемости // Проблемы прочности. – 1985. – № 12. – С.17-24.
13. Баренблатт Г.И., Ботвина Л.Р. Методы подобия в механике и физике разрушения // Физ.- хим. механика материалов. – 1986. – № 1. – С. 57-62.
14. Неймарк О.Б., Давыдова В.В. О статистической термодинамике твердых тел с микротрещинами и автомодельность усталостного разрушения // Проблемы прочности. – 1986. – № 1. – С. 91-95.
15. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 456 с.
16. Челидзе Т.Л. Методы теории перколяции в механике разрушения // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1983. – № 6. – С. 114-123.
17. Баланкин А.С. Синергетика деформируемого тела. – М., 1991. – Т. 4. – 368 с.
18. Баланкин А.С. Упругие свойства фракталов, эффект поперечных деформаций и динамика свободного разрушения твердых тел // Докл. АН СССР. – 1991. – Т. 319, № 5. – С. 1098-1101.

19. Каштанов А.В., Петров Ю.В. Фрактальное обобщение энергетического баланса в линейной механике разрушения. – СПб., 2001. – 51 с.
20. Арнольд В.И. Математические методы классической механики. – М.: Мир, 1964. – 472 с.
21. Noll W. Matherial uniform simple bodies with inhomogeneities // Arch. Rational Mech. Anal. – 1968. – Vol. 27, No. 1. – Pp. 1-32.
22. Truesdell C., Noll W. The non-linear field theories of mechanics. – Berlin-Heidelberg-NY.: Springer, 1965. – Vol.3/3 of Encyclopedia of Physics.
23. Миклашевич И.А. Микромеханика разрушения в обобщенных пространствах. – Минск: Логвинов, 2003. – 194 с.
24. Weibull W.H. A Statistical theory of the strength of Materials. – Stockholm: Generalstabens Litografiska Anstalts Forlag, 1939. – 151 p.
25. Гуревич В., Волмэн Г. Теория размерности. – М.: ИЛ, 1948.
26. Onufriyenko V.M., Schelokova M.A., Lewykin V.N. The differential properties of contours and surfaces in millimeter-wave band // Symposium Proceedings MSMW 2001. – Kharkov (Ukraine), 2001. – Vol. 1. – Pp. 271-273.
27. Левыкин В.Н., Щелокова М.А., Онуфриенко В.М. Моделирование поля намагниченного фрактального тела // Матер. 5-го междунар. фор. “Радиоэлектроника и молодежь в XXI веке”. – Ч. 2. – Харьков: ХТУРЭ, 2001. – С. 104-105.
28. Онуфрієнко В.М., Левикін В.М., Слюсарова Т.І., Щолокова М.О. Локальні властивості електромагнітного поля фрактального вібратора // Вісник національного університету “Львівська Політехніка”. – 2002. – №440. – С. 132-138.
29. Онуфриенко В.М., Пухальская Г.В. Фрактальная модель механического упрочнения поверхностного слоя // Вестник двигателестроения. – 2004. – №4. – С. 49-53.
30. Онуфрієнко В.М., Щолокова М.О. Інтегральне рівняння Абеля в крайових задачах на контурах з фрактальними особливостями // Матер. ІХ-ої міжнар. конф. ім. акад. М. Кравчука. – К.: НТУУ “КПІ”, 2002. – С. 339.
31. Турбин А.Ф., Працевитый Н.В. Фрактальные множества, функции, распределения. – К.: НТУУ “КПІ”, 2001. – 254

УДК 621.56-52:004.9

Очеретяный Ю.А.¹, Живица В.И.¹, Белый В.Н.¹,
Онищенко О.А.², Вайнфельд Э.Й.²
¹ОНМА, ²ОГАХ

КОНЦЕПЦИЯ СИСТЕМЫ КОМПЬЮТЕРНОГО МОНИТОРИНГА И ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ РЕФРИЖЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ СУДНА

Под энергетической эффективностью понимают рациональное (оно же эффективное) использование (расходование) энергетических ресурсов. В современных условиях ее значение трудно переоценить, особенно при нынешнем уровне развития технологий и техники, существенно возросших требованиях по охране окружающей среды. Компьютерный мониторинг и связанная с ним техническая диагностика являются признанными средствами поддержания заданного уровня надежности, обеспечения требований безопасности и энергетической эффективности использования судовой рефрижераторной установки.

Традиционное определение [1, 3] технического состояния рефрижераторной установки предполагает её останковку и разборку. Это может быть связано со значительными затратами времени и средств. При этом данный процесс осложняется ограниченными возможностями экипажа, находящегося в рейсе на большом удалении от береговых и плавучих ремонтных мастерских. Обнаружение дефекта обычно производится с помощью имеющихся штатных контрольно-измерительных приборов, а также специальных диагностических технических средств и базируется на контроле работы или особых испытаниях (тестах). Применяя специальные средства диагностирования, позволяющие достоверно определить техническое состояние объекта и его остаточный ресурс без разборки на детали, возможно без выключения рефрижераторной установки из работы по текущим измеренным и, затем, определяемым параметрам её эксплуатации. Это может повысить эффективность эксплуатации рефрижераторной установки в результате снижения энергетических затрат, материальных ресурсов на техническое обслуживание и ремонт.

Типовой набор инструментов для системы компьютерного мониторинга и технического диагностирования, то есть совокупности технических средств, как для объекта диагностирования, так и для обслуживающего персонала в простейшем варианте должен включать:

- первичные датчики неэлектрических и электрических величин (датчики температуры, давления, вибрации, расходомеры, ротаметры, датчики тока, напряжения, мощности и т. д.), воспринимающие необходимую для мониторинга и диагностирования информацию от рефрижераторной установки;
- преобразователи сигналов датчиков в унифицированный код;
- устройство обработки и вывода информации. При этом в результате мониторинга и диагностирования на дисплей пользователя должен выводиться не только действительный (реальный) рабочий цикл в «*lgp-i*» и «*T-S*» диаграммах, но и все необходимые (измеренные либо вычисленные) энергетические и технико-экономические показатели работы установки. Эта текущая информация должна быть дополнена конкретными рекомендациями (советами) вахтенному механику по улучшению энергетической эффективности эксплуатации рефрижераторной установки. Для получения такой информации следует создать специализированное устройство, которое позволяло бы оперативно и достоверно её определять по измеренным текущим данным [2, 4].

Существенный прогресс в микроэлектронике последних лет создает предпосылки для реализации идей компьютерного мониторинга и технической диагностики судовых рефрижераторных установок с помощью специализированных микропроцессорных устройств. Определим требования к таким системам:

- простота и надежность;
- достоверность, оперативность и приемлемая инженерная точность;
- удобство форм и способов представления информации для пользователей разных уровней, т.е. так называемый «режим советчика»;
- возможность передачи информации как традиционными проводными средствами, так и по радиоканалу, а также через Интернет;
- быстрый монтаж, возможность использования для различных судовых холодильных установок;
- возможность накопления информации и проведения её анализа с целью дальнейшей технической диагностики отдельных узлов и аппаратов данной установки;
- в случае развития предаварийных и аварийных ситуаций, протоколируемая запись параметров установки и срочное информирование соответствующих служб с использованием всевозможных коммуникационных каналов.

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 с 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. Полученные данные должны послужить основой для проведения анализа энергопотребления и последующей технической диагностики, как всей холодильной системы, так и составляющих ее элементов. Такой подход [2, 4] получает все большее распространение в современных холодильных системах и получил название определение ошибок и диагностика — "fault detection and diagnostics" – (FDD).

На рис. 1 представлена упрощенная схема одноступенчатой компрессионной рефрижераторной установки (а) и соответствующий теоретический (заштрихованная зона) и реальный (сплошная линия) циклы (б). Характерные точки отмечены цифрами от 1 до 7.

Рисунок 2, который взят из [2], представляет необходимые исходные данные, последовательность действий с ними для того, чтобы показать, какие параметры должны быть измерены, а какие вычислены для определения текущего значения холодильного коэффициента ε или, соответственно, величины обратной ему — удельного расхода

электроэнергии на выработку холода (УРЭВХ). При её построении были использованы определения, взятые из международных стандартов ISO 916 «Испытание холодильных систем» и ISO 917 «Испытание холодильных компрессоров». Следует заметить, что широко используемые термины — холодильный коэффициент (или коэффициент преобразования) и энергетическая эффективность — в соответствии с упомянутыми стандартами являются синонимами.

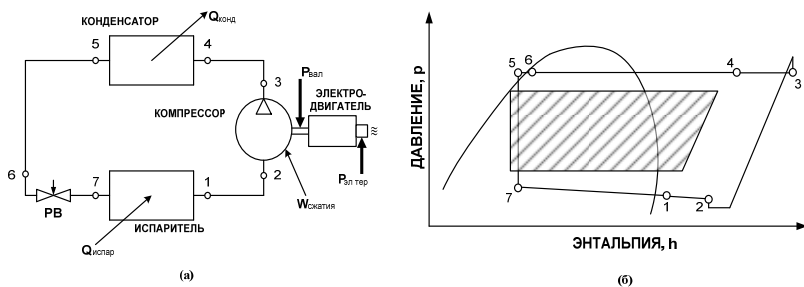


Рис. 1. Упрощенная схема (а) и цикл (б) компрессионной рефрижераторной установки

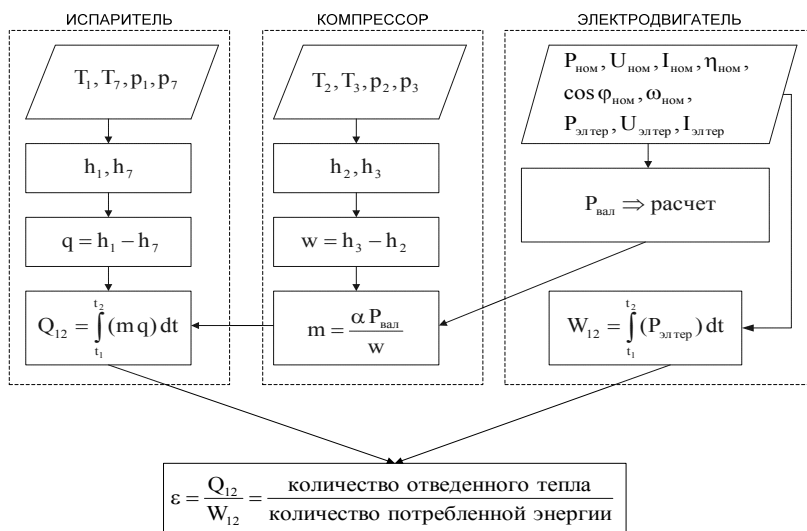


Рис. 2. Структурная схема измерений и вычислений для определения текущего значения холодильного коэффициента

По определению, удельные величины энтальпии испарения q и работы сжатия w могут быть вычислены как изменения энтальпии

на испарителе и в компрессоре соответственно. Мощность на валу $P_{\text{вал}}$ может быть найдена путем вычисления, если известны номинальные данные завода-изготовителя и текущие данные, измеренные на зажимах двигателя. После этого $P_{\text{вал}}$ следует умножить на коэффициент α , который отражает постоянные потери в компрессоре (предполагается, что эти потери мало зависят от рабочего режима компрессора). Обычно α находится в пределах 0,85...0,95. Следующим шагом является определение массового расхода хладагента m , который можно получить путем деления предыдущего результата на удельную работу сжатия w .

Количество тепла, воспринятого испарителем Q_{12} , и потребленной электроэнергии W_{12} может быть найдено, интегрируя мгновенные величины холодопроизводительности и активной мощности в пределах определенного выбранного временного интервала $t_1 - t_2$ (здесь индексы 1 и 2 означают соответственно начало и конец упомянутого временного интервала и никак не связаны с характерными точками цикла на рис. 1,б).

Величина необходимого временного интервала может должна быть найдена путем использования соответствующих информационных теорем и существенно зависит от динамических характеристик конкретной системы охлаждения.

Последний шаг состоит в том, что определяется текущее значение холодильного коэффициента ε , который, по определению, равен отношению соответствующих интегралов. Этот коэффициент является безразмерной величиной, которая вычисляется на основе достоверных измеренных текущих параметров и, по сути, отражает "качество" использования потребляемой энергии.

Здесь следует заметить, что при практической реализации такого устройства интегрирование предполагается заменить на суммирование по i для обоснованно выбираемого временного промежутка от t_1 до t_2 , который, в свою очередь, разбивается на достаточно большое число интервалов N . Выбор величины Δt для разбиения этого временного промежутка определяется в соответствии с динамическими характеристиками конкретной холодильной установки. Тогда

$$\varepsilon = \frac{\sum_{i=0}^N m_i (h_{1i} - h_{7i}) \Delta t}{\sum_{i=0}^N W_i \Delta t}.$$

Полученное численное значение этой величины следует сравнить с теоретическими и проектными данными, для того, чтобы сделать обоснованный вывод о техническом состоянии холодильной установки и, далее, при наличии оснований, перейти к технической диагностике компонентов данной холодильной системы. Ключевой момент в этой концепции состоит в том, чтобы использовать имеющуюся пару «мотор-компрессор», которая в установленном состоянии может быть использована как «массовый расходомер потока хладагента». Этот подход дает возможность использовать для создания соответствующего измерительного комплекса («энергетического тестера») лишь несколько датчиков электрических и неэлектрических величин, один встроенный микропроцессор и устройство отображения информации.

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, пользователь получит динамику изменения этих величин за выбранный период времени для решения задач прогнозирования.

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 производственные 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 производственные 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 дефектов между собой. С техническим диагностированием связана задача дальнейшего прогнозирования технического ресурса объекта. Таким образом, на базе компьютерного мониторинга, с учетом алгоритмов технического диагностирования возможно создание специализированной автоматизированной системы для текущей оценки и последующего технического диагностирования судовой холодильной установки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чумак И.Г., Живица Ю.В., Онищенко О.А. Мониторинг и энергосберегающее управление для поршневых холодильных компрессоров / Холодильная техника. – Одесса: 1995. – 224 с.
2. Соломатин С.Я. Основы технической диагностики. / – Одесса: ОНМУ, 2007. – 80 с.
3. Варбанец Р.А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Варбанец Р.А. – автореф. дисс. ... докт. техн. наук. – Одесса, 2010. – 36 с.
4. Ленгли Б. Справочник по устранению неисправностей в оборудовании для кондиционирования воздуха и в холодильных установках / Ленгли Б. пер. с англ. Розенберг М.Б – М.: Агропромиздат, 1986. – 176 с.
5. Петров Ю.С. Судовые холодильные машины и установки: – Л.: Судостроение, 1991. – 400 с.
6. Загоруйко В.А. Судовая холодильная техника / В.А. Загоруйко, А.А. Голиков. – К.: Наукова думка, 2000. – 607 с.

УДК 532.5

Рященко Б.П.
ОНМА ИФ

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ГЛУБОКОЙ ОЧИСТКИ ЛЬЯЛЬНЫХ ВОД СУДОВ С УЧЕТОМ КИНЕТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ГЕТЕРОКОАГУЛЯЦИИ ДЛФО

Нестабильность работы судового сепаратора льяльных вод в режиме глубокой очистки ($\varphi < 15 \text{ мг/дм}^3$) ставит задачу по определению и устранению причин данной неустойчивости.

Целью данной статьи является исследование процесса коагуляции льяльных нефтесодержащих вод судов с учетом кинетической теории гетерокоагуляции (Дерягин-Ландау-Фервей-Овербек) ДЛФО.

Анализ физико-химических характеристик льяльных нефтесодержащих вод МКО судна.

Практика эксплуатации судов показывает, что суточный объем накопления льяльных вод судов составляет $\sim (5 \dots 25) \text{ м}^3/\text{сутки}$ и выше. При этом случайный характер образования этих вод на судне обуславливает широкий спектр физико-химических свойств.

Нефть в судовых льяльных водах находится в трех состояниях: растворенном, коллоидном (дисперсном) и пленочном. При этом особую озабоченность вызывает процесс отделения нефти, находящейся в растворенном и коллоидном состоянии.

Растворенная нефть представляет собой дисперсную фазу эмульсии с размером частиц нефти $< 0,05 \text{ мкм}$. Из-за низкой растворимости нефти ее максимальная концентрация в пресной воде не превышает $\sim 20 \text{ мг/дм}^3$, а в морской $\sim 5 \text{ мг/дм}^3$ соответственно. Если предположить, что допустимые нормы сброса нефтесодержащих вод с судов на уровне 15 мг/дм^3 , регламентированные конвенцией "МАРПОЛ 73/78", исходят из величин максимальной растворимости нефти в воде, то решение проблемы глубокой очистки этих вод связано с извлечением нефти, находящейся только в коллоидном состоянии.

В коллоидном состоянии наиболее вероятная концентрация нефти определяется величиной в диапазоне $\sim (120 \dots 150) \text{ мг/дм}^3$, а в ряде случаев и выше. При этом неравномерное распределение частиц дисперсной фазы эмульсий по высоте (за счет процесса отстаивания в льяльных колодцах МКО) приводит к резким скачкам концентрации нефти на входе в сепаратор от $\sim (80 \dots 120) \text{ мг/дм}^3$ в начале осушения льяльных колодцев до практически чистой нефти в конце.

Исследования дисперсионного состава льяльных вод судна показали, что даже после 24-х часов естественного отстоя размер частиц нефти лежит в пределах $\sim (0,5 \dots 60,0)$ мкм [1]. Отсутствие же в эмульсиях частиц нефти большего размера можно объяснить относительно большей скоростью их всплытия $U \sim (10^{-3} \dots 10^{-2})$ м/с.

Таким образом, устойчивость работы сепаратора в режиме глубокой очистки жестко связана с эффективностью процесса коагуляции тонкодисперсной фазы эмульсии.

Анализ механизма коагуляции нефтеводяной эмульсии с учетом кинетической теории гетерокоагуляции ДЛФО.

В основе изучения процесса разрушения (*коагуляции*) дисперсных систем лежит акт взаимодействия двух частиц в поле поверхностных сил. В зависимости от размера частиц и гидродинамического режима обтекания принято различать следующие механизмы взаимодействия (рис. 1): инерционный (потенциальный), безынерционный (градиентный) и броуновский (диффузионный) [2].

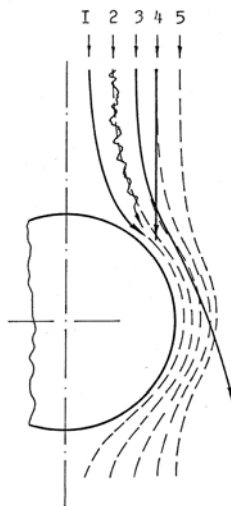


Рис. 1. Траектории взаимодействия двух частиц в системе координат одной из них: 1 – безынерционный тип; 2 – броуновский тип; 3 и 4 – инерционный тип; 5 – линия тока жидкости

Механизм инерционного столкновения, обусловлен нестационарностью потока в области взаимодействия частиц, и определяется балансом инерционных и вязкостных сил. При этом основную роль играет плотность и геометрические размеры соударяющихся частиц. С уменьшением размера частиц, влияние инерционных сил уменьшается и при определенном размере они уже не могут преодолеть вязкие силы дисперсионной среды. Отношение величин инерцион-

ной силы и силы вязкого сопротивления среды принято характеризовать безразмерным критерием Стокса.

$$St = \frac{2UD_0^2\Delta\rho}{9\eta R_L}, \quad (1)$$

где D_0 – исходный размер частицы, мкм; U – относительная скорость движения частицы в потоке, м/с; ν – кинематическая вязкость среды, Па·с; η – динамическая вязкость среды, м²/с; R_L – толщина слоя жидкости вблизи поверхности частицы, в объеме которого гасится инерционный пробег другой частицы, мкм; $\Delta\rho$ – разница между плотностями дисперсной среды и дисперсной фазы, кг/м³.

Другими словами, чем меньше численное значение величины критерия St , тем меньше влияние инерционных сил. И при условии $St < St_{kp}$ инерционный механизм взаимодействия частиц маловероятен.

Численное значение размера частиц нефти D_0^{kp} , соответствующее границе перехода от инерционного механизма коагуляции к градиентному механизму можно определить по формуле [3]

$$\bar{D}_0^{kp} = \sqrt[3]{\frac{81}{24} \left(\frac{\nu\eta}{\rho g} \right)^2} \quad (2)$$

где D_0^{kp} – среднестатистический диаметр частиц дисперсной фазы, определяющий переход от инерционного к градиентному механизму взаимодействия, мкм; g – ускорение свободного падения, м²/с.

Трудность коагуляции безынерционных частиц объясняется их исключительным свойством двигаться только по соответствующим линиям тока жидкости.

К броуновскому механизму взаимодействия относится соударение частиц размером менее $\sim 0,05$ мкм. Присущий таким частицам эффект “естественного бронирования” сводит рассмотрение этого механизма взаимодействия к решению уравнения конвективной диффузии частиц в поле поверхностных сил.

Определение механизма взаимодействия частиц дисперсной фазы льяльных судовых вод проведем по формуле (2) при следующих исходных данных: $\eta = 10^{-3}$ Па·с; $\nu = 10^{-6}$ м²/с; $g = 9,81$ м/с²; $\Delta\rho = 0,2$ кг/м³. В этом случае искомое значение D_0^{kp} составит величину ~ 10 мкм. Учитывая, что разброс размера частиц дисперсной фазы в судовых льяльных водах лежит в пределах $\sim (0,5 \dots 60,0)$ мкм, мож-

но считать, что процесс коагуляции частиц размером $D_0 > 10$ мкм обусловлен преимущественно закономерностями механизма инерционного взаимодействия, а для частиц размером $D_0^{кр} < 10$ мкм – безынерционным соответственно.

Низкая эффективность применяемых на флоте методов глубокой очистки нефтесодержащих вод объясняется, прежде всего, наличием в них тонкодисперсной фазы, то есть частиц размером $D_0 < 10$ мкм. Скорость всплытия таких частиц U , ввиду малого отличия плотности нефти от плотности воды $\Delta\rho < 0,2 \text{ кг/м}^3$, составляет $\sim (10^{-4} \dots 10^{-3}) \text{ м/с}$, что в сочетании с низкой их объемной концентрацией в эмульсии $\varphi < 10^{-4}$, резко снижает эффективность применения методов глубокой очистки (гравитационного отстоя, реагентной флотации, фильтрации и др.).

Подтверждением данной тезы могут служить результаты исследований [4], согласно которым кризис коагуляции наблюдается в области безынерционных частиц (рис. 2, заштрихованная область $a-b$).

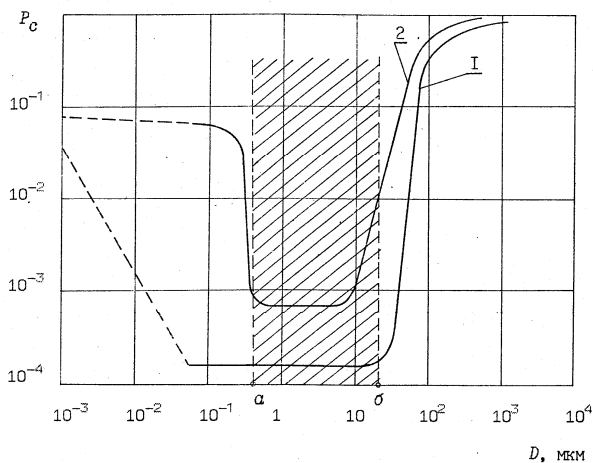


Рис. 2. Вероятность соударения частиц P_c в зависимости от их диаметра D при ламинарном (1) и турбулентном (2) режиме потока, $(a-b)$ — диапазон размера безынерционных частиц

При этом изначально неконтролируемое присутствие в льяльной воде химических реагентов (ПАВ, флокулянтов и др.) может быть причиной полной стабилизации эмульсии.

Данные рассуждения хорошо согласуются с коллоидно-гидродинамической теорией Рулева, которая углубила теорию гетеро-

коагуляции ДЛФО применительно к процессу флотации [5]. Рассчитанная на ее основе (для всех типов взаимодействия) зависимость величины эффективности захвата E от размера частиц D_0 , представлена на рис. 3.

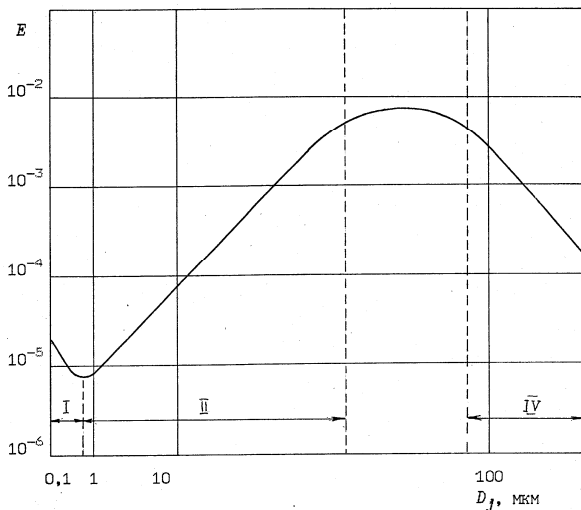


Рис. 3. Зависимость эффективности захвата E газового пузырька $D_{\text{пуз}}$ от диаметра частицы D_j . Римскими цифрами обозначены разные механизмы столкновения ($D_{\text{пуз}} = 1,0 \text{ мм}$; $\Delta\rho = 7,5 \text{ г/см}^3$).

Функция $E = f(D_0)$ количественно характеризует успех элементарного акта флотации. При этом относительный вклад безынерционного механизма коагуляции частиц в общий процесс коагуляции пренебрежимо мал $E \sim (10^{-5} \dots 10^{-4})$.

Согласно теории ДЛФО безынерционный механизм гетерокоагуляции обусловлен пространственной неоднородностью гидродинамического поля, строением двойного электрического и адсорбционного слоев каждой из соударяющихся частиц. Успех коагуляции этих частиц определяется градиентом расклинивающего давления, возникающего в процессе их взаимодействия.

На начальной стадии сближения частиц успех коагуляции будет определяться чисто гидродинамическими условиями вязкой прослойки жидкости между взаимодействующими поверхностями. Последовательность динамики утончения такой прослойки показана на рис. 4.

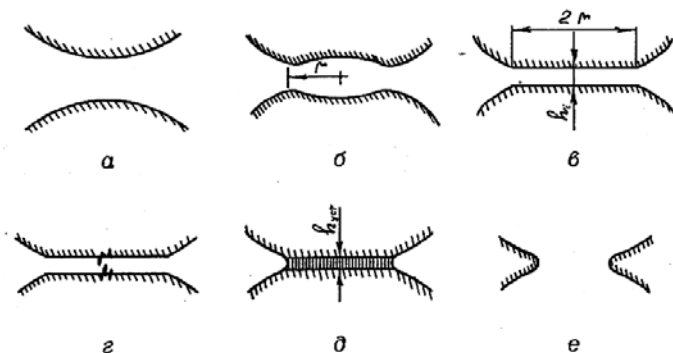


Рис. 4. Последовательные стадии изменения состояния межфазной пленки в динамике элементарного акта взаимодействия двух частиц

При сближении частиц (рис. 4, *a*) под действием гидродинамических сил происходит деформация их поверхностей с образованием димпла радиуса r (рис. 4, *б*). По мере вытекания дисперсной среды из зазора образовавшегося димпла, толщина пленки уменьшается и при величине h_i , начинают действовать поверхностные силы (рис. 4, *в*). Дальнейшее утончение пленки связано с колебательным процессом ее поверхности (рис. 4, *з*), спонтанный характер которого приводит либо к образованию стойкой, более тонкой пленки $h_{уст}$ (рис. 4, *д*), либо к факту ее прорыва (рис. 4, *е*), то есть процессу коагуляции.

В соответствии с теорией гетерокоагуляции ДЛФО типичная изотерма расклинивающего давления $\Pi(h)$ между двумя взаимодействующими частицами в поле поверхностных сил имеет вид, представленный на рис. 5. В областях взаимодействия $(0, h_1)$ и (h_2, h_i) результирующая сил $\Pi(h)$ имеет характер отталкивания, а в области (h_1, h_2) — характер притяжения. Физико-химическая природа сил отталкивания связана со структурой двойного электрического слоя каждой из взаимодействующих частиц. В этом случае успех коагуляции столкнувшимися частиц будет определяться условиями преодоления энергетического барьера W^* в области их взаимодействия (h_2, h_i) . Очевидно, чем "выше" энергетический барьер W^* и "шире" область (h_2, h_i) , тем более устойчива дисперсная фаза эмульсии к процессу коагуляции. Следовательно, изменение этих факторов в сторону уменьшения их численного значения будет определять эффективность метода коагуляции малых частиц в целом.

Глубокая очистка нефтесодержащих вод в современных судовых технологиях, как правило, связана с применением химических реа-

гентов. Применение химических реагентов связано с необходимостью нейтрализации величины объемного заряда двойного электрического слоя (ДЭС), который характеризуется ζ -потенциалом слоя Штерна. В теории коллоидных систем ζ -потенциал слоя Штерна служит одним из основных показателей устойчивости гетерогенной коллоидной системы.

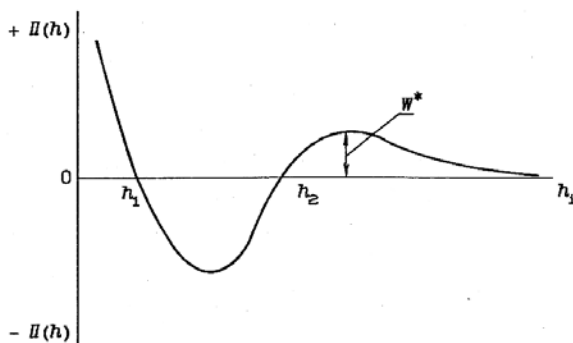


Рис. 5. Характерная изотерма расклиненного давления $\Pi(h)$ между поверхностями двух взаимодействующих частиц.

Однако отсутствие возможности прямого измерения величины ζ -потенциала на практике затрудняет определение дозы реагентов, необходимой для подавления ДЭС частиц. При передозировке реагента происходит стабилизация пленки межфазного слоя и как итог — подавление, а в ряде случаев и полное блокирование процесса коагуляции.

Таким образом, резкая интенсификация процесса коагуляции безынерционных частиц возможна только при условии, когда кинетическая энергия столкновения этих частиц будет "больше" энергии барьера W^* (см. рис. 5). Такой подход позволил бы существенно интенсифицировать процесс коагуляции нефтеводной эмульсии без использования химических реагентов.

Анализ методов интенсификации глубокой очистки судовых льяльных нефтесодержащих вод.

Стабильность эмульсии определяется скоростью расслоения, то есть временем отстаивания, в результате которого частицы дисперсной фазы всплывут к поверхности. На практике этот процесс характеризуется способностью коллоидной системы к саморазрушению. С уменьшением размера частиц дисперсной фазы D_0 скорость их дрейфа U к поверхности затормаживается, а при наложении определенных

условий (наличия химических реагентов в льяльной воде) дисперсная фаза коллоидной системы полностью стабилизируется. В этих случаях гетерогенная коллоидная система приобретает свойство агрегативной устойчивости во времени.

Следовательно, скорость дрейфа частиц дисперсной фазы U из объема к поверхности является универсальной характеристикой разрушения коллоидной системы. Поэтому возможность изменения ее численного значения в сторону увеличения может характеризовать эффективность любого метода интенсификация применяемого на практике.

Для определения влияния основных факторов на этот процесс проведем классификационный анализ на основе фундаментальных законов Архимеда и Стокса для единичной частицы, которая находится в объеме. В этом случае скорость естественного дрейфа частицы из объема к поверхности можно выразить формулой

$$U = \frac{2D_0^2 \Delta \rho g}{9\eta} \quad (3)$$

Анализ формулы (3) показывает, что скорость всплытия частиц U пропорциональна величинам D_0 , $\Delta \rho$, g и обратно пропорциональная η . Если величина $\Delta \rho$ определяет природу дисперсной среды, то целеустремленное изменение численных значений D_0 , g и $\Delta \rho$ на практике будет определять метод очистки в целом. На рис. 6 представлена классификационная схема методов глубокой очистки, которые, согласно работе [6], нашли распространение в судовой практике.

Исходя из анализа формулы (4) интенсификация коагуляционного процесса тонкодисперсной фазы нефтеводяной эмульсии может быть реализована по следующим основным направлениям: либо за счет увеличения численного значения D_0 , либо величин $\Delta \rho$ или g .

Первый подход (действие на параметр D_0) обусловило развитие методов очистки, основанных на изменении дисперсного состава эмульсий D_0 за счет коагуляции ее дисперсной фазы в искусственно стесненных условиях протекания (гофрированные пластины, винтовые и перетекающие каналы, фильтры и др.). Примером конструктивной реализации этого направления на флоте могут служить гравитационные отстойники, коалесцирующие фильтры и другие аналогичные устройства.

Второй подход (действие на параметр g) связан с введением газовой фазы (микропузырьков) в объем эмульсии для образования фло-

тационного комплекса "частица-пузырек". Примером внедрения этого направления на флоте являются флотаторы разного типа [5, 6].

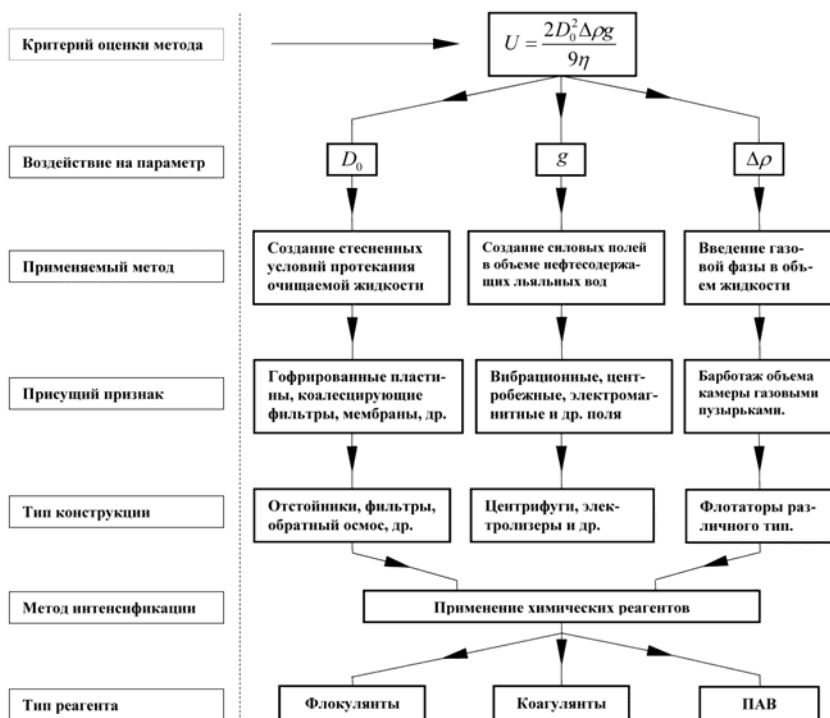


Рис. 6. Классификационная схема методов глубокой очистки нефтесодержащих вод применяемых на флоте

Третьим подходом (действие на параметр $\Delta \rho$) является направление, основанное на создании силовых полей в объеме рабочей камеры устройства: центрифуги, электролизеры, обратный осмос и другие.

Современные судовые очистительные комплексы могут комбинировать в своей конструкции несколько технологий указанных направлений. При этом основным недостатком для этих технологий является характерный "пассивный" характер столкновения частиц тонкодисперсной фазы эмульсии. Другими словами, современные судовые сепараторы представляют собой чисто диссипативную систему, в которой кинетической энергии потока явно недостаточно для эффективного столкновения между собой частиц указанного размера.

Для повышения эффективности коагуляционного процесса безынерционных частиц ($D_0 < 10$ мкм) в современных методах глубокой очистки принято использовать химические реагенты. В этом случае коагуляция частиц происходит как за счет снижения их электрических потенциалов (ионогены, ПАВ, коагулянты), так и за счет адсорбционных процессов (флокулянты). Однако введение химических реагентов в объем эмульсий, как отмечалось выше, связано с проблемой их дозирования. Изначальное присутствие разных присадок в нефтепродуктах (топливе, маслах) произвольно формирует поверхностный слой нефтяной частицы, что вносит неопределенность в расчет объема дозирования реагента. При передозировке можно достичь обратного эффекта – глубокой стабилизации дисперсной системы как за счет перезарядки поверхности частиц нефти, так и за счет образования сольватной оболочки вокруг каждой из них. Первое вызывает электростатическое отталкивание при взаимодействии частиц, вторая бронирует поверхность каждой частицы. Оба фактора независимо друг от друга резко замедляют процесс коагуляции частиц. Этим можно объяснить существующую нестабильность процесса глубокой очистки судовых нефтесодержащих вод с использованием химических реагентов — с одной стороны — и достижение удовлетворительных результатов в лабораторных условиях на искусственно приготовленных эмульсиях с другой.

Исходя из совокупности приведенных выше рассуждений, подход к интенсификации процесса коагуляции судовых льяльных вод должен базироваться на следующих принципах:

- 1) резком увеличении числа столкновения частиц тонкодисперсной фазы эмульсии ($D_0 < 10$ мкм);
- 2) сообщении этим частицам ($D_0 < 10$ мкм) кинетической энергии большей величины, чем величина энергетического барьера W^* ;
- 3) отсутствии условий для возникновения процесса вторичного дробления вновь образованных (укрупненных) частиц.

Таким образом, технология глубокой очистки должна базироваться на турбулентной гидродинамической обработке льяльных нефтесодержащих вод в потоке определенной структуры. Классическое турбулентное течение Куэтта [7] реализует все принципы такого подхода.

Выводы и рекомендации.

1. Льяльные воды судов представляют гетерогенную коллоидную систему с широким спектром физико-химических свойств.

2. Процесс разрушения нефтеводяной эмульсии тормозится, согласно теории ДЛФО, механизмом градиентной гетерокоагуляции частиц нефти $D_0 < 10$ мкм. Физика блокирования этого взаимодействия зависит, прежде всего, от "высоты" и "ширины" энергетического барьера W^* , возникающего при взаимодействии этих частиц между собой.

3. Существующие методы глубокой очистки нефтесодержащих вод, основанные на процессах коагуляции путем пассивного воздействия на процесс столкновения частиц нефти в современных судовых очистительных комплексах малоэффективны.

4. Использование химических реагентов для интенсификации процесса глубокой очистки льяльных вод связано со значительными трудностями и не имеет устойчивого эффекта очистки в судовой практике эксплуатации сепарационного оборудования.

5. Ощутимый эффект глубокой очистки нефтесодержащих вод возможен при обработке этих вод гидродинамическим турбулентным полем течения Куэтта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Рященко Б.П. Разрушение тонкодисперсной фазы нефтеводяных эмульсий неоднородным гидродинамическим полем // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – Вып. 24. – Одесса: ОНМА. – С. 105-111.
2. Дерягін Б.В., Духін С.С., Рулев Н.Н. Кінетична теорія флотації малих частинок і флотаційної водоочистки // Вісник академії наук Української РСР, січень 1980. – №1.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Учеб. для вузов. – М.: Гл. ред. физ. мат. лит., 1987. – 840 с.
4. Самыгин В.Д. Физические основы элементарного акта минерализации пузырьков при флотации // Современное состояние и перспективы развития теории флотации / Под ред. акад. Б.В. Ласкорина. – М.: Наука, 1979. – С. 59 – 68.
5. Рулев Н.Н. Коллоидно-гидродинамическая теория флотации // Химия и технология воды. – 1989. – Т. 11, № 3. – С. 195–216.
6. Средства очистки жидкости на судах: Справочник // Под общ. ред. И.А. Иванова. – Л.: Судостроение, 1984. – С. 272.
7. Рященко Б.П. Анализ процесса глубокой очистки льяльных вод судов с учетом теории турбулентности // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – Вып. 23. – Одесса: ОНМА. – С. 68 - 73.

УДК 629.61.052

Сагин С.В., Перунов Р.В.
ОНМА

СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ЭМИССИИ NO_x СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ, НАХОДЯЩИХСЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

В последние два десятилетия задачи обеспечения охраны окружающей природной среды выдвинулись в число важнейших, которые необходимо решить человечеству. Бездумное использование природных ресурсов, неограниченный сброс вредных веществ в окружающую среду, создают опасность необратимых процессов в биосфере, угрозу самой жизни человека.

Ухудшение экологии воздушной среды, наблюдаемое в настоящее время, приводит к необходимости ужесточения норм на токсичные выбросы, прежде всего от транспортных средств, в которых определенное место занимают судовые энергоустановки и в первую очередь двигатели внутреннего сгорания.

Продукты сгорания в цилиндре дизелей образуются в основном в результате химических реакций окисления составляющих топлива кислородом воздуха и в результате соединения кислорода и азота, содержащихся в воздухе с составляющими топлива и продуктами сгорания, протекающих в течение рабочих процессов «сгорание – расширение». Токсичными элементами в продуктах сгорания дизельного топлива элементарного состава ($\text{C}+\text{H}+\text{S}+\text{O}=1$) являются: озон (O_3), сажа (С), оксид углерода (СО), оксиды азота (NO , NO_2), аммиак (NH_3), диоксид серы (SO_2), сероводород (H_2S), сероуглерод (CS_2), метин (СН), метил (CH_3), формальдегид (H_2CO) и бензопирен ($\text{C}_{20}\text{H}_{12}$) [1].

Судовые дизели дают 7% мировых выбросов NO_x и регулярно проводятся исследования, связанные с поиском эффективных способов снижения вредных выбросов судовых дизелей в эксплуатационных режимах при одновременном обеспечении невысоких эксплуатационных затрат. Таким образом, снижение выбросов оксидов азота NO_x с отработавшими газами судовых дизелей является одной из самых актуальных задач, стоящих перед исследователями в области повышения экологической безопасности судовых энергетических установок.

Для судовых дизелей разработаны различные способы снижения концентрации NO_x в отработавших газах. К ним относятся селектив-

ная каталитическая и селективная не каталитическая очистка (SCR и SNCR – Selective Catalytic Reduction и Selective No Catalytic Reduction), рециркуляция отработавших газов (EGR – Exhaust Gas Recirculation), применение системы впрыска воды (Water Injection System – WIS), применение двойного впрыска, совершенствование топливной аппаратуры, применение топливных присадок, оптимизация рабочего процесса [2].

Метод селективной каталитической очистки является самым эффективным способом улучшения экологических характеристик судовых дизелей. Технология этого метода понятна из рисунка 1. Однако данный метод эффективно может быть использован лишь для вновь строящихся судов, поскольку переоборудование уже установленных дизелей на работу с системой SCR в комплексе с высокой себестоимостью SCR-реактора делает его нецелесообразным.

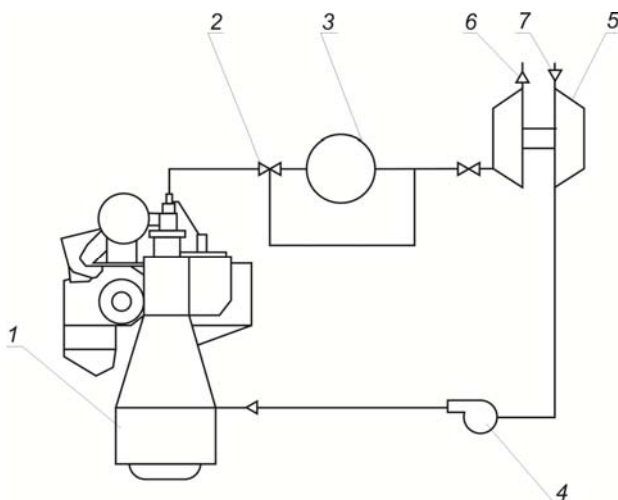


Рис. 1. Схема потока газа в малооборотном двигателе с системой SCR: 1 – двигатель; 2 – байпасный клапан; 3 – реактор SCR; 4 – вспомогательная воздуходувка; 5 – турбокомпрессор; 6 – выпускные газы; 7 – воздух

В мировой практике для сокращения выбросов NO_x второй по распространенности после селективного каталитического восстановления находится технология селективного некаталитического восстановления (SNCR-технология). Отличительной особенностью указанной технологии является способность к избирательному взаимодействию с NO_x и высокая эффективность очистки газов (порядка 80–90 %).

Рециркуляция отработавших газов (EGR – процесс) основана на перепуске отработавших газов перед турбокомпрессором из выпускного ресивера в систему продувочного воздуха. Принципиальная схема системы EGR показана на рисунке 2.

Электрический высоконапорный нагнетатель прокачивает отработавшие газы через водяной скруббер (газоочиститель) в высоконапорный ресивер продувочного воздуха. Скруббер охлаждает газы, одновременно удаляя SO_x и твердые частицы за счет их промывки, прежде чем повторно направить их в камеру сгорания. Конечный результат по снижению выбросов NO_x достигается благодаря замещению части кислорода углекислым газом (CO_2), в результате чего из-за замедления процесса сгорания снижается максимальный пик температуры.

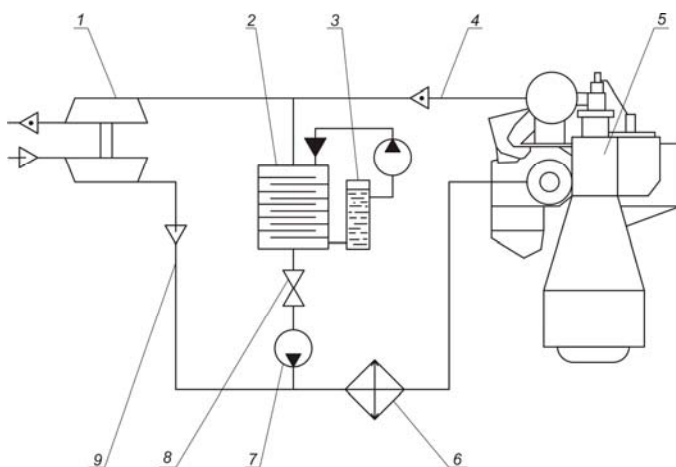


Рис. 2. Принципиальная схема рециркуляции выпускных газов (EGR схема): 1 – газотурбокомпрессор; 2 – скруббер; 3 – водяная цистерна; 4 – газовая магистраль; 5 – главный двигатель; 6 – охладитель наддувочного воздуха; 7 – насос подкачки газов; 8 – клапан; 9 – воздушная магистраль

При переоборудовании дизелей, находящихся в эксплуатации, на использование данного способа снижения эмиссии NO_x , приходится решать не только конструктивные задачи, но и перерабатывать характеристики газотурбокомпрессора (ввиду изменения весовых характеристик газов, идущих к газовой турбине, и смеси воздух-рециркуляционный газ, поступающей в цилиндр).

Большое количество исследований, направленных на снижение эмиссии NO_x , так или иначе, связано с использованием в рабочем

процессе пресной воды. При этом вода (рис. 3) может подаваться в продувочный ресивер, впрыскиваться непосредственно в цилиндр дизеля, либо подаваться топливным насосом высокого давления совместно с топливом в виде водотопливной эмульсии (ВТЭ).

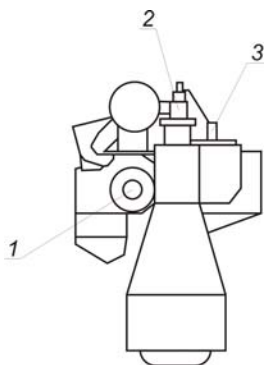


Рис. 3. Использование пресной воды для снижения эмиссии NO_x : 1 – с продувочным воздухом; 2 – непосредственный впрыск в цилиндр; 3 – в составе водотопливной эмульсии

Увлажнение воздуха путем впрыскивания воды в воздушный (продувочный) ресивер позволяет существенно снизить содержание NO_x в отработавших газах. При впрыскивании воды в воздушный ресивер образовывается хорошо подогретая гомогенная смесь. Так как масса паров воды мала по сравнению с массой воздуха, то она не может существенно уменьшить температуру в момент впрыска топлива, и период задержки воспламенения остается постоянным.

При работе двигателя на ВТЭ (оптимальное количество воды в эмульсии для разных типов дизелей 15÷40 %) выбросы оксидов азота сокращаются на 20÷30 %. Однако в этом случае увеличивается задержка воспламенения топлива, что приводит к необходимости

увеличивать угол опережения впрыска.

Из методов снижения эмиссии NO_x , основанных на применении воды, для эксплуатируемых дизелей наиболее приемлемым является впрыскивание воды в воздушный ресивер, вследствие относительно небольших капиталовложений и достаточно приемлемых результатов.

К улучшению экологических характеристик дизелей приводят также некоторые конструктивные изменения элементов топливной аппаратуры, а также регулирование параметров рабочего процесса.

Значительное влияние на выбросы NO_x оказывает угол задержки впрыска топлива. По данным фирмы МАН–«Бурмейстер и Вайн» впрыск топлива при 8° п.к.в. после ВМТ приводит к снижению выбросов приблизительно на 25÷30% при различных нагрузках (рис. 4). Но при этом повышается удельный расход топлива – на 8÷10% и увеличивается дымность на 2÷5% [3]. Таким образом, этот метод снижения выбросов может использоваться, если двигатель

имеет запас по экономичности, т.е. если он перекрывается допуском на величину удельного расхода топлива.

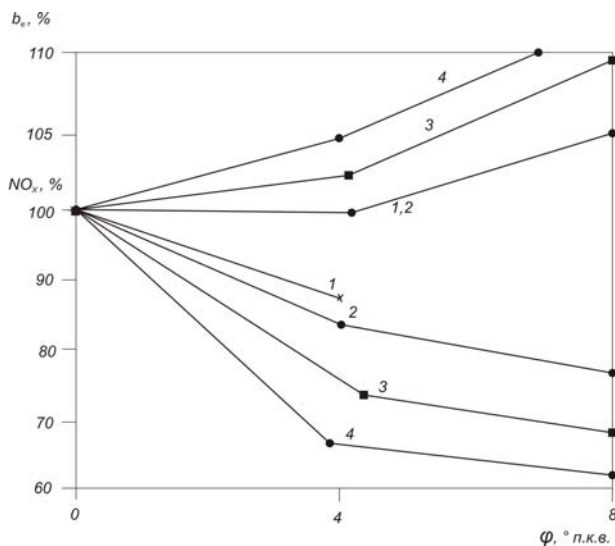


Рис. 4. Влияние угла задержки впрыска топлива на выбросы NO_x и удельный расход топлива на различных нагрузках: 1 – 25% N_e ; 2 – 50% N_e ; 3 – 75% N_e ; 4 – 100% N_e

Ощутимый эффект по снижению вредных выбросов для дизелей, находящихся в эксплуатации, дают изменения конструкции топливной аппаратуры. Так, фирма МАН – «Бурмейстер и Вайн» предлагает заменить существующие распылители форсунок на распылители, дающие низкое содержание NO_x (low NO_x). Распылители имеют такую конструкцию, которая обеспечивает низкий удельный расход топлива с равномерной и низкой температурой и напряженностью деталей камеры сгорания. Сопловый наконечник low NO_x отличается от стандартного количеством, диаметром и расположением сопловых отверстий. Например, двигатель S50MC со стандартным распылителем имел 4 отверстия, диаметром 1,15 мм, а распылитель low NO_x – 6 отверстий, диаметром 0,95 мм и измененные углы их расположения. Выбор количества, проходных сечений отверстий и углов осуществлялся вначале расчетным методом по программе оптимизации, а затем проводилась экспериментальная проверка на двигателе.

Еще одним из приемлемых способов снижения эмиссии NO_x является качественное улучшение процесса сжатия. Так, на рис. 5 по-

казано влияние степени сжатия ϵ на содержание NO_x в отработавших газах [4].

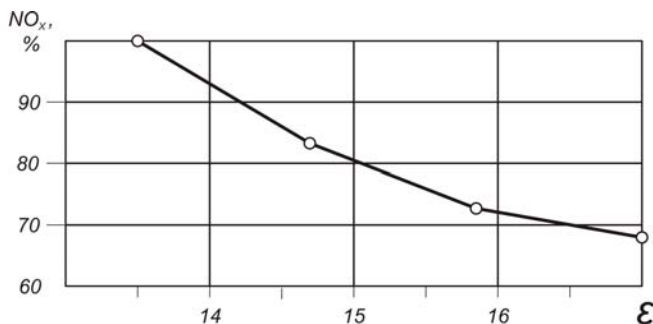


Рис. 5. Влияние степени сжатия ϵ на относительное содержание NO_x в отработавших газах

Если считать, что выпускные органы газообмена закрываются одновременно с продувочными, то ϵ может быть увеличена повышением геометрической степени сжатия. Показатель политропы сжатия n_1 может быть повышен за счет интенсификации процесса охлаждения элементов цилиндра-поршневой группы. Данный способ является одним из оптимальных для дизелей, находящихся в эксплуатации, поскольку не требует дополнительного дооборудования двигателя, а, учитывая периодические моточистки, может использоваться как в варианте изменения геометрической степени сжатия, так и варианте изменения режима охлаждения (рис. 6).

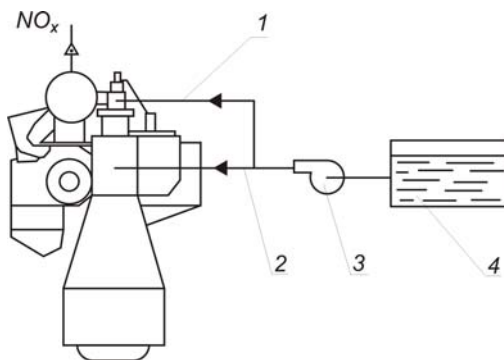


Рис. 6. Изменение интенсификации охлаждения деталей цилиндра-поршневой группы с целью снижения эмиссии NO_x : 1, 2 – магистрали подачи охлаждающей пресной воды; 3 – насос системы охлаждения; 4 – цистерна пресной воды

Огромные затраты энергии промышленностью и транспортом требуют большого количества энергетического сырья, запасы которого не безграничны. Поэтому проблема токсичности отработавших газов судовых дизелей должна решаться не односторонне, а обязательно с экономическим аспектом, т.е. в первую очередь должны получить распространение способы и устройства, не снижающие топливную экономичность двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Филиппов А.З. Токсичность отработавших газов тепловых двигателей. – Киев; Вища школа, 1990. – 160 с.
2. Гладков С.А., Лерман Е.Ю. Создание малотоксичных дизелей морских судов. – Л.: Судостроение, 1990. – 180 с.
3. Пахомов Ю.А. Топливо и топливные системы судовых дизелей / Ю.А. Пахомов, Ю.П. Коробков, Е.В. Дмитриевский, Г.Л. Васильев/ – М.: РКонсульт, 2004. – 494 с.
4. Панчишный В.И. Нейтрализация оксидов азота в отработавших газах дизелей // Двигателестроение. – 2005. – № 2 (220). – С. 35-42.

УДК 621.896

Васильев А.Е., Логишев И.В.
ОНМА

ДЕГИДРАТАЦИЯ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО МАСЛА В КАРТЕРЕ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Судовые энергетические установки, комплектуются двигателями внутреннего сгорания по причине их высокой экономической эффективности. На 83 % транспортных судов энергия для движения судна вырабатывается двухтактными малооборотными двигателями и на 98 % судов электроэнергия и низкопотенциальное тепло вырабатывается вспомогательными, как правило, четырехтактными, двигателями. Основной отличительной закономерностью СЭУ с дизельными установками является тот факт, что все судовые двигатели имеют водяную систему охлаждения. Применение водяной системы охлаждения приводит к тому, что при организации эксплуатации двигателей не удается исключить попадание воды в масло циркуляционных масляных систем. Попадание воды в масло приводит к интенсификации процессов изнашивания и коррозии деталей двигателей, которые сопровождаются кратковременной или аварийной их остановкой. Актуальность настоящей работы заключается в исследовании процесса дегидратации циркуляционных масел и поиска путей интенсификации этого процесса.

Наиболее часто, в практике эксплуатации двигателей внутреннего сгорания организуется процесс дегидратации масла, заключающийся в испарении воды. На рис. 1 приведена полученная нами микрофотография образца масла, взятого из циркуляционной системы двигателя, содержащего 0,2 % воды. Как видно из рис. 1, в поле зрения образца масла видны устойчивые макродефекты масла с высокой плотностью $3-5 \cdot 10^6$ $1/\text{см}^2$. Частичек воды микронных размеров, со свободной поверхностью имеющих сферическую форму не наблюдается. Таким образом, можно предположить, что вода в масле находится в молекулярном виде.

Исследование и моделирование процесса испарения в рамках классической механики проводилось в [1-5]. Авторы приходят к выводу, что более обстоятельное изучения этого процесса необходимо проводить на молекулярном уровне с позиций квантовой механики.

Рассмотрим подход, который мы предлагаем для описания процесса дегидратации циркуляционного масла путем испарения воды находящейся в масле в рамках туннельного эффекта [6].



Рис. 1. Циркуляционное масло, содержащее 0,2% воды, $\times 280$.

При испарении, молекулы воды очевидно должны пройти барьер с минимальными размерами бездефектной структуры масла или весь объем путем диффузионного переноса. При этом, если рассматривать, что процесс идет классическим (диффузионным) путем [1-5], то продолжительность выхода молекулы воды в картерное пространство составит несколько десятков дней, а при простой вентиляции, как показали наши исследования, всего несколько дней.

Рассмотрим потенциальный барьер прямоугольной формы (рис. 2а) для одномерного (по оси x) движения частицы. Для потенциального барьера прямоугольной формы высоты U и ширины l можем записать:

$$U(x) = \begin{cases} 0, & x < 0 & \text{(для области 1),} \\ U, & 0 \leq x \leq l & \text{(для области 2),} \\ 0, & x > l & \text{(для области 3).} \end{cases} \quad (1)$$

При данных условиях задачи классическая частица, обладая энергией E , либо беспрепятственно пройдет над барьером (при $E > U$), либо отразится от него (при $E < U$) и будет двигаться в обратную сторону, т. е. она не может проникнуть сквозь барьер. Для микрочастицы же, даже при $E > U$, имеется отличная от нуля вероятность, что частица отразится от барьера и будет двигаться в обратную сторону.

При $E < U$ имеется также отличная от нуля вероятность, что частица окажется в области $x > 1$, т. е. проникает сквозь барьер. Подобные, казалось бы, парадоксальные выводы следуют непосредственно из решения уравнения Шредингера, описывающего движение микрочастицы при условиях данной задачи.

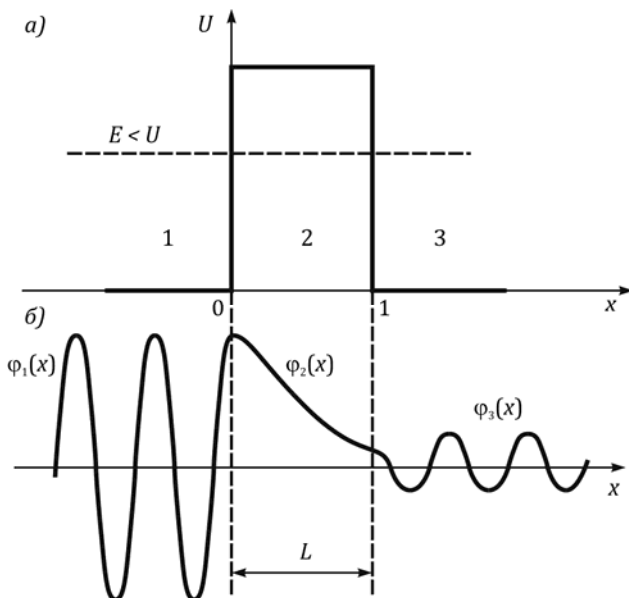


Рис. 2. Потенциальный барьер прямоугольной формы (а) для одномерного (по оси x) движения частицы и решение уравнение Шредингера для стационарных состояний для каждой из выделенных областей (б)

Уравнение Шредингера [6] для стационарных состояний для каждой из выделенных на рис. 2а областей имеет вид:

$$\frac{\partial^2 \psi_{1,3}}{\partial x^2} + k^2 \psi_{1,3} = 0 \quad (\text{для областей 1 и 3 } k^2 = 2mE/\hbar^2),$$

$$\frac{\partial^2 \psi_2}{\partial x^2} + k^2 \psi_2 = 0 \quad (\text{для областей 2 } q^2 = 2m(E-U)/\hbar^2).$$

Общие решения этих дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \psi_1(x) &= A_1 e^{iqx} + B_1 e^{-iqx} \quad (\text{для области 1}); \\ \psi_2(x) &= A_2 e^{iqx} + B_2 e^{-iqx} \quad (\text{для области 2}); \\ \psi_3(x) &= A_3 e^{iqx} + B_3 e^{-iqx} \quad (\text{для области 3}). \end{aligned}$$

В частности, для области 1 полная волновая функция, согласно (3), будет иметь вид:

$$\psi_1(x,t) = e_1(x)e^{-(l/k)Et} = A_1e^{-(l/k)(Et-p_1x)} + B_1e^{-(l/k)(Et-p_1x)} \quad (4)$$

В этом выражении первый член представляет собой плоскую волну (см. рис. 2 область 3), распространяющуюся в положительном направлении оси x (соответствует частице, движущейся в сторону барьера), а второй — волну, распространяющуюся в противоположном направлении, т. е. отраженную от барьера (соответствует частице, движущейся от барьера налево).

Решение (4) содержит также волны (после умножения на временной множитель), распространяющиеся в обе стороны. Однако в области 3 имеется только волна, прошедшая сквозь барьер и распространяющаяся слева направо. Поэтому коэффициент B_3 в формуле (3) следует принять равным нулю.

В области 2 решение зависит от соотношений $E > U$ или $E < U$. Физический интерес представляет случай, когда полная энергия частицы меньше высоты потенциального барьера, поскольку при $E < U$ законы классической физика однозначно не разрешают частице проникнуть сквозь барьер. В данном случае, $q = i\beta$ — мнимое число, где

$$\beta = \sqrt{2m(U-E)}/\hbar. \quad (5)$$

Учитывая значение q и $B_3=0$, получим решения уравнения Шредингера для трех областей в следующем виде:

$$\begin{aligned} \psi_1(x) &= A_1e^{ikx} + B_1e^{-ikx} \quad (\text{для области 1}); \\ \psi_2(x) &= A_2e^{-\beta x} + B_2e^{\beta x} \quad (\text{для области 2}); \\ \psi_3(x) &= A_3e^{ikx} \quad (\text{для области 3}). \end{aligned} \quad (6)$$

В области 2 (см. рис. 2) функция уже не соответствует плоским волнам, распространяющимся в обе стороны, поскольку показатели степени экспонент не мнимые, а действительные. Можно показать, что для частного случая высокого и широкого барьера, когда $\beta l \gg 1$, $B_2 \approx 0$.

Качественный характер функций $\psi_1(x)$, $\psi_2(x)$ и $\psi_3(x)$ иллюстрируется на рис. 2б, откуда следует, что волновая функция не равна нулю и внутри барьера, а в области 3, если барьер не очень широк, будет опять иметь вид волн де Бройля с тем же импульсом, т. е. с той же частотой, но с меньшей амплитудой. Следовательно, частица имеет

отличную от нуля вероятность прохождения сквозь потенциальный барьер конечной ширины.

Таким образом, квантово-механический подход приводит к специфическому квантовому явлению, получившему название туннельного эффекта, в результате которого микробъект может «пройти» сквозь потенциальный барьер.

Для описания туннельного эффекта используют понятие коэффициента прозрачности D потенциального барьера, определяемого как отношение плотности потока прошедших частиц к плотности потока падающих. В классической механике, если рассматривается не одна частица, а их поток, этому определению соответствует коэффициент аккомодации, который представляет безразмерный параметр, при помощи которого макроскопические характеристики потока молекул газа, отражённых от элемента поверхности тела, выражаются через соответствующие характеристики налетающих молекул. Этот коэффициент определяется выражением

$$\alpha = \frac{T'_2 - T_1}{T_2 - T_1}, \quad (7)$$

где T_1 — температура частиц, соударяющихся с поверхностью, T_2 — температура поверхности, T' — температура, соответствующая энергии частиц, отраженных от поверхности.

Можно показать, что коэффициента прозрачности D потенциального барьера определится следующим образом:

$$D = |A_3|^2 / |A_1|^2 \quad (8)$$

Для того чтобы найти отношение $|A_3/A_1|^2$, необходимо воспользоваться условиями непрерывности ψ и ψ' на границах барьера $x = 0$ и $x = l$ (см. рис. 2):

$$\begin{cases} \psi_1(0) = \psi_2(0), \\ \psi'_1(0) = \psi'_2(0), \\ \psi_2(0) = \psi_3(0), \\ \psi'_2(0) = \psi'_3(0). \end{cases} \quad (8)$$

Эти четыре условия дают возможность выразить коэффициенты A_2 , A_3 , B_1 и B_2 через A_1 . Совместное решение уравнений (6) для прямоугольного потенциального барьера дает (в предположении, что коэффициент прозрачности мал по сравнению с единицей)

$$D = D_0 \exp\left(-\frac{2}{h} \sqrt{2m(U-E)l}\right), \quad (9)$$

где U — высота потенциального барьера, E — энергия частицы, l — ширина барьера (см. рис. 2). Из выражения (9) следует, что D сильно зависит от массы m частицы, ширины l барьера и от $(U - E)$; чем шире барьер, тем меньше вероятность прохождения сквозь него частицы.

Для потенциального барьера произвольной формы (см. рис. 2), удовлетворяющей условиям так называемого квазиклассического приближения (достаточно гладкая форма кривой), служит известное выражение [6]

$$D = D_0 \exp\left[-(2/h) \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{2m(U-E)} dx\right] \quad (10)$$

Анализ зависимости показывает, что в случае барьера шириной более одной молекулы, коэффициент прозрачности и коэффициент аккомодации для случая туннелирования молекулы воды совпадают.

Экспериментальная проверка зависимости проводилась на специально созданном стенде, воспроизводящем условия для циркуляционного масла при температуре 50°C , в котором находилось $0,2\%$ воды. Определялся коэффициент прозрачности по формуле (9), который составил $D = 0,0776$, и при этом коэффициент аккомодации тоже составил величину $\kappa = 0,04 \pm 0,3$. Было найдено соответствующее в эксперименте значение $D = 0,07 \pm 0,01$.

Таким образом, было доказано, что при дегидратации масла имеет место туннельный эффект. Данное явление было внесено в концепцию очистки обводненных масел СДВС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Афросимова В.Н. Расчет поверхности теплообмена пленочно-испарительных элементов / В.Н. Афросимова, Е.И. Козельский. // Труды ЦНИТА. – 1975. – Вып. 67. – С. 52 - 57.
2. Китанин Э.Л. Тепломассообмен многокомпонентной жидкости с потоком воздуха / Э.Л. Китанин, Ю.А. Смирнов, Е.М. Ротинян. // Известия ВУЗов. Энергетика. – 1975. – № 3-4.
3. Ерошенко В.М. Гидродинамика и тепломассообмен на проникаемых поверхностях / В.М. Ерошенко, Л.И. Зайчик. - М.: Наука, 1984. – С. 186.

4. Кутателадзе С.С. Гидродинамика газожидкостных систем / С.С. Кутателадзе, М.А. Стырикович. – М.: Энергия, 1976. – 236 с.
5. Товбин Ю.К. Микрогидродинамический подход к переносу молекул в узких порах // Хим. физика. – 2002. – Т. 21, № 1. – С. 83-93.
6. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Квантовая механика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука, 1972. – 368 с.

УДК 629.12.565.3

Козьминых Н.А., Андрианов Д.В.
ОНМА

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ СУДОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Судовые холодильные установки различного назначения в настоящее время эксплуатируются большую часть времени без непосредственного вмешательства оператора, вследствие чего квалифицированное техническое обслуживание становится возможным только при заходе судна в порт, имеющий соответствующую техническую базу и специалистов. В этой связи вопросы надежности судовых холодильных установок и систем охлаждения продолжают оставаться актуальными, одновременно необходимо учитывать особые требования к надежности этих объектов, обусловленные спецификой условий эксплуатации.

Рассматривая судовую холодильную установку как сложную систему, состоящую из подсистем и отдельных элементов, которая через определенный промежуток работы стремится перейти в неработоспособное состояние, необходимо — с одной стороны увеличить период работоспособности путем своевременного технического обслуживания и ремонта, а с другой — предусмотреть такой график технического обслуживания, который предусмотрел бы максимальную вероятность сохранения работоспособного состояния во время нахождения судна в море.

Под надежностью следует понимать свойство объекта сохранять во времени работоспособность в заданных условиях применения, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования.

Для определения надежности объектов необходимо рассмотреть количественные характеристики этого свойства, которые называют показателями надежности. Для холодильного оборудования выбирают показатели надежности, характеризующие три свойства — безотказность, долговечность и ремонтпригодность, с учетом основных процессов, приводящих к потере работоспособности вследствие износа и коррозии.

Безотказность — средняя наработка на отказ для ремонтируемых объектов и интенсивность отказов для неремонтируемых объектов.

Долговечность — средние ресурсы до капитального, среднего и текущего ремонта для ремонтируемых объектов или так называемый гамма-процентный ресурс для неремонтируемых объектов;

Ремонтопригодность — среднее время восстановления работоспособности, либо объединенная удельная оперативная трудоемкость технического обслуживания и ремонта.

Под средней наработкой на отказ $\tau_{н.от}$ обычно понимают отношение суммарной наработки объекта к математическому ожиданию количества отказов в период этой наработки.

Интенсивность отказов λ_τ — это условная плотность вероятности возникновения отказа, определяемая для определенного момента времени при условии, что до этого времени отказ не возник.

Средний ресурс до соответствующего вида ремонта τ_k , τ_c , τ_r , представляет собой суммарную наработку объекта, при достижении которой применение его по назначению должно быть прекращено для проведения восстановительных работ.

Гамма-процентный ресурс τ_χ представляет собой среднюю наработку, в течение которой объект не достигает предельного состояния с заданной вероятностью, выраженной в процентах.

Поскольку на судовую холодильную установку, как правило, действуют недетерминированные факторы, то и состояние ее будет неопределенным.

В этом случае показатели надежности являются случайными величинами и задаются законом распределения.

Опыт эксплуатации большинства механизмов, аппаратуры и приборов показывает, что наиболее общим для определения интенсивности отказов является распределение Вейбулла. Согласно этому распределению плотность вероятности момента отказа может быть определена из зависимости:

$$f(\tau) = \lambda \delta \tau^{(\delta-1)} e^{-(\lambda\tau)},$$

где δ — параметр формы, который определяется по экспериментальным данным путем выбора закона распределения; λ — параметр масштаба.

Интенсивность отказов определяется выражением

$$\lambda(\tau) = \lambda \delta \tau^{(\delta-1)};$$

вероятность безотказной работы

$$P(\tau) = \int_0^\tau e^{-\lambda(\tau)} d\tau = e^{-\lambda\tau};$$

средняя наработка до отказа

$$T_1 = \int_0^{\infty} P(\tau) d\tau = \int_0^{\infty} e^{-\lambda\tau} d\tau.$$

При $\delta < 1$ интенсивность отказов монотонно убывает, что соответствует периоду приработки, а при $\delta > 1$ монотонно возрастает, что соответствует периоду интенсивного износа. Одновременно следует отметить, что при $\delta = 1$ распределение Вейбулла переходит в экспоненциальное, а при $\delta = 2$ — в распределение Рэлея.

На рис. 1 представлена зависимость $\lambda = f(\tau)$ для поршневых компрессоров холодильных установок с учетом того, что время наработки составляет 200 – 1000 часов, а интенсивный износ, при отсутствии технического обслуживания и текущего ремонта, начинается приблизительно через 10000 часов.



Рис. 1. Изменение интенсивности отказов в зависимости от наработки на отказ в процессе эксплуатации

При решении задач обеспечения надежности сложных систем, состоящих из большого количества звеньев, когда каждое звено может иметь отличную от соседних схему и свойства, процедура расчета показателей надежности весьма сложна. Как правило, реальная система имеет такую структуру соединений и взаимодействий элементов, которая не может быть сведена ни к параллельно-последовательной, ни к последовательно-параллельной схемам, для которых разработаны принципы расчета показателей, определяющих надежность.

В этой связи при решении задач надежности в сложных системах целесообразно использовать логико-вероятностный расчет с помощью дерева отказов. Рассматриваемый метод основан на логико-вероятностной модели причинно-следственных связей отказов системы с отказами ее элементов и другими событиями (воздействиями).

При анализе возникновения отказов, дерево отказов состоит из последовательностей и комбинаций нарушений и неисправностей и представляет собой многоуровневую графологическую структуру причинных взаимосвязей, полученных в результате прослеживания опасных ситуаций в обратном порядке, для того чтобы отыскать возможные причины их возникновения.

На рис. 2 приведена условная схема построения дерева отказов для судовой холодильной установки в самом общем случае. При рассмотрении конкретной холодильной установки число факторов, наблюдаемых и действующих на каждом уровне, будет меняться в зависимости как от конструктивных так и от эксплуатационных условий. Очевидно, что целесообразно выделять составные части системы (узлы холодильной установки), вероятность безотказной работы которых ниже, чем у других, и, рассматривая их более детально, определять период нормальной работы для всей установки.

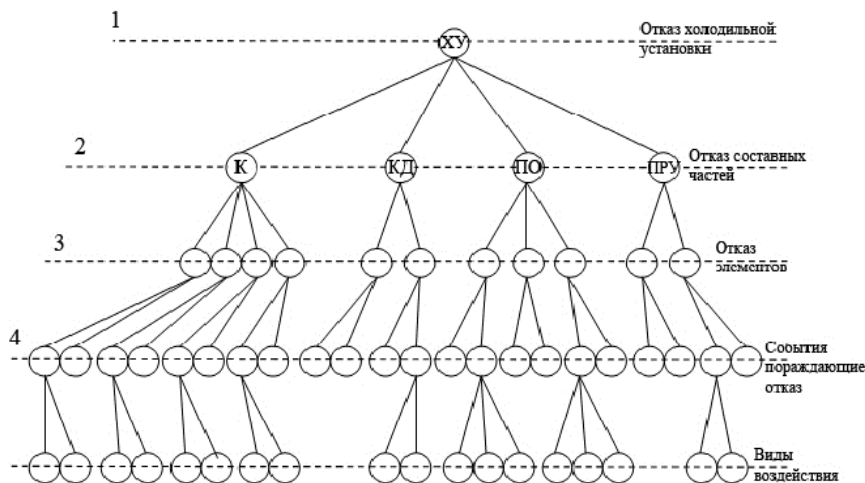


Рис. 2. Условная схема дерева отказов для судовой холодильной установки: К — компрессор, КД — конденсатор, ПО — приборы охлаждения, ПРУ — приборы и устройства управления и защиты

В рассматриваемом способе реализован дедуктивный метод (причины-следствия), что наделяет метод самыми серьезными возможностями по поиску корневых причин отказа системы, так как дает наглядную и подробную схему взаимосвязей элементов и событий, влияющих на их надежность.

В качестве достоинств дерева отказов можно выделить следующие:

- анализ ориентируется на нахождение конкретных отказов;
- позволяет выявить наименее надежные места системы;
- графически представляет наглядный материал для специалистов обслуживающих системы;
- дает возможность выполнять качественный и количественный анализ надежности системы;
- в процессе обслуживания позволяет поочередно сосредотачиваться на отдельных конкретных отказах системы;
- обеспечивает глубокое представление о поведении системы в процессе работы;
- помогает дедуктивно выявлять отказы;
- дает возможность наглядного обоснования конструктивных изменений и установления степени соответствия конструкции системы заданным требованиям и анализа компромиссных решений;
- обеспечивает анализ надежности сложных систем.

При использовании дерева отказов следует учитывать, что оно представляет собой схему булевой логики, на которой показывают только два состояния: рабочее и отказавшее, трудно учесть состояние частичного отказа, поскольку при использовании метода считают, что система находится либо в исправном состоянии, либо в состоянии отказа.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антонов А.А. ФТА. Дерево отказов, как метод структурного анализа. - информация, ИТ Эксперт, март 2009, 9с.
2. Румянцев Ю.Д. Надежность холодильных установок // Интернет-газета «Холодильщик RU». – Вып. 2. – 2008.

УДК 621.313.3

Anh Tuan DINH¹, Phung Quang NGUYEN¹, Minh Quan DAO²¹Hanoi University of Technology, Hanoi, Vietnam, ²ONMA

**A NEW AND EFFECTIVE CONTROLLER FOR INDUCTOR
MOTOR DRIVES USING DIRECT-DECOUPLING METHODOLOGY
BASED ON EXACT LINEARIZATION ALGORITHM
AND KALMAN FILTER**

1. Introduction

High economic effectiveness and technical advances make Induction Motors (Asynchronous motors, Squirrel-cage motors) irreplaceable drives in many applications. In the industry in general, and in shipbuilding in particular, motor and induction motors are used popularly, and occupy a large volume in the category of electric motors. Induction motors operate in asynchronous generator mode. According to the accounting used by the ship power to motors is 90% energy on the ship. Therefore, effective management, use of induction motors is a very important aspect.

There are several methods for controlling of Induction Motors, however, recently Field Oriented Control (FOC) Method is one of the most widely applied one because the method separates flux and moment components so that construction of controllers can be done much more simpler compared to other methods. With FOC, studies can be divided into non-linear and linear ones. Typical studies in non-linear FOC are presented in [4]-[6], while as typical studies in linear FOC are presented in [7], [8]. These studies helped to increase performance of the Induction Motors, however, there are still many problems remaining, such as separation of the current that makes flux and the current that make moment is not completed; the control systems could not be fully digitalized to ensure high quality.

In order to overcome these disadvantages and develop the above-mentioned studies, this study uses a new approach to design a new and effective controller for Induction Motors by applying Direct-Decoupling Methodology based on Exact Linearization Algorithm and Adaptive Backstepping Technology. The new approach concentrates on designing a state backstepping controller with input-output relations between the old inputs of the current model and the new inputs so that a complete linear model can be derived. Based on this model, controllers for FRT numerical control, adaptive backstepping control for current control circuit can

be designed. Furthermore, to observe rotor flux, Kalman Filter has also been applied.

This paper is organized as follows: After introduction part of previous studies and a short describing main ideas of this study, the 2nd part presents (the non-linear) mathematical model of Induction Motors. The 3rd part describes derivation of direct-decoupling model for induction motors using the state feedback linearization of the non-linear model. The 4th part present designing process of controller for currents of induction motors, and the 5th part presents the design of an observer for induction motors' flux applying Kalman Filter. The 6th part describes simulation and experiment applying the new controller and observer method as well as their results, shows the effective of this study in all operating conditions and performance of induction motors under all dynamic modes. Finally, conclusions and further study directions are pointed out in the 7th part.

There are many different ways of generating power on board. Besides conventional diesel-generators, there is the shaft generator (asynchronous generator) which takes advantage of the propeller shaft rotation, saving expensive diesel fuel, since the main engine runs on heavy oil. The shaft generator either eliminates the need for independently driven generators or reduces the wear and tear - and hence maintenance requirement - of on-board diesel-generator is set. The induction motor is used widely in asynchronous generator mode in ship power plants by shaft generator. In case, it is namely doubly-fed induction generator. So, nonlinear feedback control, adaptive backstepping and torque optimization of a doubly-fed induction motor is an effective and improved method

2. Mathematical model of induction motors

Induction motors can be expressed by following non-linear equations in the d-q coordinate system [3]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{di_{sd}}{dt} = -\left(\frac{1}{\sigma T_s} + \frac{1-\sigma}{\sigma T_r}\right)i_{sd} + \omega_s i_{sq} + \frac{1-\sigma}{\sigma T_r}\Psi'_{rd} + \frac{1}{\sigma L_s}u_{sd} \\ \frac{di_{sq}}{dt} = -\omega_s i_{sd} - \left(\frac{1}{\sigma T_s} + \frac{1-\sigma}{\sigma T_r}\right)i_{sq} - \frac{1-\sigma}{\sigma}\omega\Psi'_{rd} + \frac{1}{\sigma L_s}u_{sq} \\ \frac{d\Psi'_{rd}}{dt} = \frac{1}{T_r}i_{sd} - \frac{1}{T_r}\Psi'_{rd} \\ 0 = \frac{1}{T_r}i_{sq} - (\omega_s - \omega)\Psi'_{rd} \end{array} \right. \quad (1)$$

Besides, moment and motion of the motors are expressed by following equations:

$$m_M = \frac{3}{2} z_p (1-\sigma) L_s \Psi'_{rd} i_{sd}; \quad m_M = m_T + \frac{J}{z_p} \frac{d\omega}{dt}. \quad (2)$$

It is clearly seen that currents i_{sd} , i_{sq} in the equations (1) not only depend on the input voltage u , but also on the frequency of power supplied to stator ω_s . Therefore, induction motors are non-linear objects.

3. State feedback linearization of the mathematical model of induction motors

Method of State Feedback Linearization ensures the linearity of the system in the whole state space. According to [1], a non-linear system satisfies conditions of a controllable system and its degree of freedom equals to its number of state variables, then the system can be expressed by following equations in the coordinate system of rotor flux by using a transformation of the coordinate system shown in Fig. 1:

$$\begin{cases} \frac{di_{sd}}{dt} = -ai_{sd} + \omega_s i_{sq} + bd\Psi'_{rd} + cu_{sd} \\ \frac{di_{sq}}{dt} = -\omega_s i_{sd} - ai_{sq} - b\omega\Psi'_{rd} + cu_{sq} \\ \frac{d\vartheta_s}{dt} = \omega_s \end{cases} \quad (3)$$

here, $a = \frac{1}{\sigma T_s} + \frac{1-\sigma}{\sigma T_r}$, $b = \frac{1-\sigma}{\sigma}$, $c = \frac{1}{\sigma L_s}$, $d = \frac{1}{T_r}$.

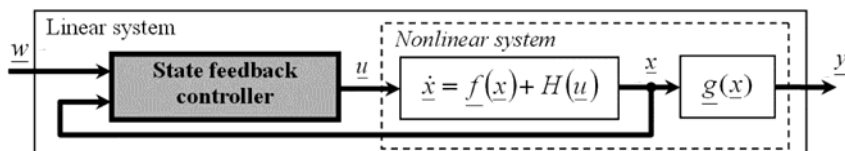


Fig. 1. State feedback exact linearization of a smooth MIMO nonlinear system

With following state feedback controller:

$$\underline{u} = \begin{bmatrix} ax_1 \\ ax_2 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & -x_2 \\ 0 & 1 & x_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \underline{w} \quad (4)$$

The above-mentioned (non-linear) mathematical model of the induction motors can be written in a linear one:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\underline{z}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \underline{z} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \underline{w} \leftrightarrow \dot{\underline{y}} = \underline{w} \\ \underline{y} = \underline{z} \end{array} \right. \quad (5)$$

Furthermore, for state feedback controllers with pole assignment from predefined poles:

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ax_1 + p_{r1}x_1 - x_2x_3p_{r3} \\ ax_2 + p_{r2}x_2 - x_1x_3p_{r3} \\ +x_3p_{r3} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & -x_2 \\ 0 & 1 & x_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

the linear model of the induction motors becomes following linear model:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\underline{z}} = \begin{bmatrix} p_{r1} & 0 & 0 \\ 0 & p_{r2} & 0 \\ 0 & 0 & p_{r3} \end{bmatrix} \underline{z} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \underline{w} \\ \underline{y} = \underline{z} \end{array} \right. \quad (7)$$

Equations (5) and (7) show the direct-decoupling structure of the model for induction motors, where each output depends on only (unique) input and the state feedback control law here requires only algebraic transformation (without any integral or differential transformations). Besides, with this form, the mathematic model for induction motors now can be easily sampling by using Forward Euler Method.

4. Designing the adaptive controller for currents of induction motors

Since the Induction Motors have been described by a direct-decoupling structure, an Adaptive Controller for Currents of Induction Motors can be designed with individual FRT, PI or Backstepping controllers for each currents' element. Adding integral component to reduce static errors, the Backstepping controller has following form:

$$\left\{ \begin{array}{l} cu_{sd} = ai_{sd} + w_1 - i_{sq} \hat{\omega}_s - bd \hat{\psi}'_{rd} \\ cu_{sq} = ai_{sq} + w_2 + i_{sd} \hat{\omega}_s + b \hat{\omega}'_{rd} \end{array} \right. \quad (8)$$

Furthermore, considering components generating oscillations, the adaptive backstepping controller is proposed in order to ensure high quality for the controller. Oscillations of stator angular frequency, rotor flux, stator voltage and motor's speed should be taken into account by adding non-linear oscillating noises $\tilde{\omega}_s, \tilde{\omega}, \tilde{\psi}'_{rd}, \tilde{\psi}'_{rq}, \tilde{u}_{sd}, \tilde{u}_{sq}$, respectively into corresponding stable values. Hence, the controller now has the following form:

$$\left\{ \begin{array}{l} cu_{sd} = ai_{sd} - (1 + k_{11}k_{12}) \int z_1 dt - (k_{11} + k_{12}) z_1 + \frac{di_{sd}^*}{dt} - \\ - i_{sq} \omega_s - i_{sq} \tilde{\omega}_s - b d \psi'_{rd} - b d \tilde{\psi}'_{rd}; \\ cu_{sq} = ai_{sq} - (1 + k_{21}k_{22}) \int z_2 dt - (k_{21} + k_{22}) z_2 + \frac{di_{sq}^*}{dt} + \\ + i_{sd} \omega_s + i_{sd} \tilde{\omega}_s + b \omega \psi'_{rd} + b \omega \tilde{\psi}'_{rd} + b \tilde{\omega} \psi'_{rd} + b \tilde{\omega} \tilde{\psi}'_{rd}. \end{array} \right. \quad (9)$$

By choosing Lyapunov control function as below

$$\left\{ \begin{array}{l} v_1 = \frac{1}{2} z_1^2 \\ v_2 = \frac{1}{2} z_2^2 \end{array} \right.$$

and setting conditions

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{v}_1 < 0 \\ \dot{v}_2 < 0 \end{array} \right.$$

the Adaptive Backstepping Control has following form:

$$\left\{ \begin{array}{l} cu_{sd} = ai_{sd} - (1 + k_{11}k_{12}) \int z_1 dt - (k_{11} + k_{12}) z_1 + \frac{di_{sd}^*}{dt} - i_{sq} \omega_s \\ - \int \gamma_{11} z_1 dt - b d \psi'_{rd} - b^2 d^2 \int \gamma_{12} z_1 dt \\ cu_{sq} = ai_{sq} - (1 + k_{21}k_{22}) \int z_2 dt - (k_{21} + k_{22}) z_2 + \frac{di_{sq}^*}{dt} + i_{sd} \omega_s \\ - \int \gamma_{21} z_2 dt + b \omega \psi'_{rd} - b^2 \int \gamma_{22} z_2 dt \\ - b^2 \int \gamma_{23} z_2 dt - b^2 \int \gamma_{23} z_2 dt \end{array} \right.$$

Structure of the controller for inductor motors' currents is shown in Fig. 2a, while as structure of the new controller applied direct-decoupling methodology by designing an adaptive backstepping controller for stator's currents is shown in Fig. 2b.

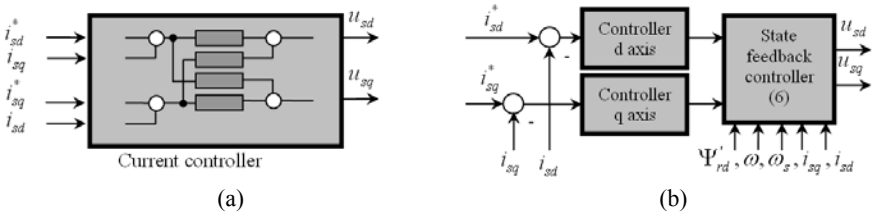


Fig. 2. Practical diagram of current controller based on the modified current model with decoupled structure

5. Flux's observation applying Kalman filter

Applying direct-decoupling methodology described above, a linear mathematical model has been derived. Following discrete form of the state model can be derived by adding rotor flux's equation and using Euler integration:

$$\begin{cases} x_{k+1} = A_k x_k + B_k u_k, \\ y_k = C_k x_k, \end{cases} \quad (10)$$

where

$$\underline{x}(k) = \begin{bmatrix} i_{sd}(k) \\ i_{sq}(k) \\ \Psi'_{rd}(k) \end{bmatrix}; \quad \underline{u}(k) = \begin{bmatrix} w_1(k) \\ w_2(k) \end{bmatrix}; \quad \underline{y}(k) = \begin{bmatrix} i_{sd}(k) \\ i_{sq}(k) \end{bmatrix}.$$

Considering also state noise and measurement noise, the system (10) can be written in bellow form:

$$\begin{cases} x_{k+1} = A_k x_k + B_k u_k + G_k w_k, \\ y_k = C_k x_k + v_k \end{cases}, \quad k \geq 0$$

with w_k, v_k are the system noise and measurement noise, respectively; G_k là weighting factors of noises.

Kalman filter for system (8) has following form [5]:

$$\begin{cases} \hat{x}_{k,k} = \hat{x}_{k,k-1} + K_k (y_k - C_k \hat{x}_{k,k-1}) \\ \hat{x}_{k,k-1} = A_{k-1} \hat{x}_{k-1,k-1} + B_{k-1} u_{k-1} \end{cases}$$

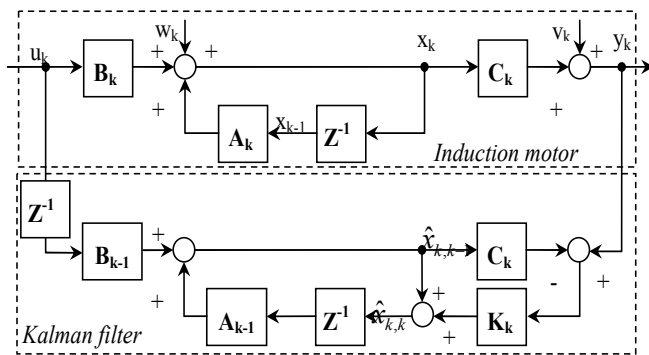


Fig. 3 Structure of Kalman filter in direct-decoupling structure

Hence, structure of Kalman filter in direct-decoupling structure of induction motors can be expressed as shown in Fig. 3.

Equations for Kalman filter are as follows:

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{Initial conditions:} \\
 \text{Prediction:} \\
 \text{Filtering:}
 \end{array} \right\} \begin{cases}
 \hat{x}_0 = E(x_0) \\
 P_{0,0} = \text{Var}(x_0) \\
 \hat{x}_{k,k-1} = A_{k-1}\hat{x}_{k-1,k-1} + B_{k-1}u_{k-1} \\
 P_{k,k-1} = A_k P_{k-1,k-1} A_k^T + G_{k-1} Q_{k-1} G_{k-1}^T \\
 K_k = P_{k,k-1} C_k^T (C_k P_{k,k-1} C_k^T + R_k)^{-1} \\
 \hat{x}_{k,k} = \hat{x}_{k,k-1} + K_k (y_k - C_k \hat{x}_{k,k-1}) \\
 P_{k,k} = (I - K_k C_k) P_{k,k-1}
 \end{cases} \quad (11)$$

$$k = 1, 2, \dots$$

where Q, R, P respectively are variance matrices of system noise, measurement noise and estimation error of state vector. K is the Kalman matrix, which can be derived by recursive algorithm with condition: $J = E[e^T e] \rightarrow \min$. Using system (9), rotor flux can be observed, and a new structure can be constructed as shown in Fig. 4.

6. Results from simulation and experiments

Fig. 5 shows the equipment used for simulation and experiments, including: Induction motor 5.5 KW, 1450 rpm; PC/Matlab/Simulink + Card

DSPase 1103; Power Circuit: Bombuler Bus623; Load: Drive REFU500 + + Induction motor 5.5 KW, 1500 rpm.



Fig. 5. Equipment for experiment with DSPase 1103

Several simulations and experiments (with speed changed from 1500 to -1500 rpm and from -1500 to 500 rpm) have been carried out using Simulink/Matlab, where state feedback controller, controller for currents, controllers for speed and rotor flux provided by the Simulink. Besides, programs for state vector modulation and Kalman filter were written in C language and installed in Simulink through S-Function [2]. Simulation and experiment results showed that in any speed intervals the designed system has excellent responses, speed's overshoots were always less than 7 rpm, response times were very short (less than 200 ms). Fig. 6 shows an example of experiment results during speed changing from 1500 to -1500 to 500 rpm.

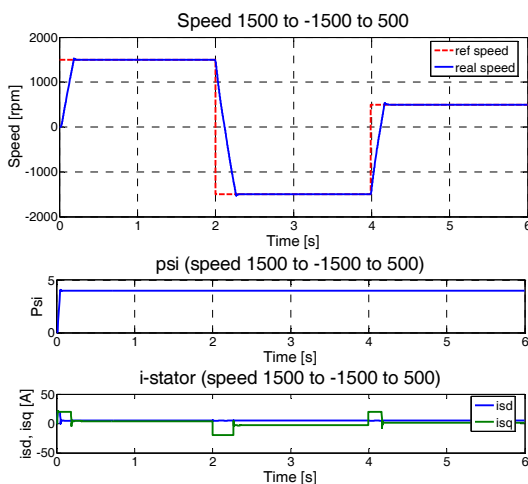


Fig. 6. System responses during experiments

Several simulations and experiments (with speed changed from 1500 to -1500 rpm and from -1500 to 500 rpm) have been carried out using Simulink/Matlab, where state feedback controller, controller for currents, controllers for speed and rotor flux provided by the Simulink. Besides, programs for state vector modulation and Kalman filter were written in C language and installed in Simulink through S-Function [2]. Simulation and experiment results showed that in any speed intervals the designed system has excellent responses, speed's overshoots were always less than 7 rpm, response times were very short (less than 200 ms). Fig. 6 shows an example of experiment results during speed changing from 1500 to -1500 to 500 rpm.

The results show that the new control method increases the efficiency of motor control, especially in motion. This is more important in ship-building, as in this area motors work very flexibly to meet the conditions of work for the ship.

7. Conclusions and further study directions

The initial results from this study shows that direct-decoupling methodology has been effectively applied to construct a new adaptive backstepping controller for induction motors, furthermore, a Kalman filter has been also successfully used for observation of rotor flux. In order to prove the application of the new method in practical aspects, two remaining issues – designing of a controller without speed sensors and adaptation of rotor time constant will be studied and published in the near future.

REFERENCES

1. Boukas, T., and Habetler, T., "Exact feedback linearization with state derivative feedback for high-performance field-oriented induction motor speed/position control", In Industry Applications Conference, 2003. 38th IAS Annual Meeting. Conference Record of the (12-16 Oct 2003), vol.3 of 4, pp.1990–1996, 2003.
2. Chiasson, J., "A new approach to dynamic feedback linearization control of an induction motor", *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol.43, pp.391–397, March 1998.
3. L. Malesasi; P. Tenti, "A novel hysteretic control method for current controlled VSI-PWM inverters with constant modulation frequency", *Conf. Rec. of 1987 IEEE-IAS Ann. Meet.*, pp. 851-855, 1987.
4. M. P. Kazmierkowski and A. Wojciak, *Current control of VSI-PWM inverter-fed inductor motor*, Warsaw University of Technology, Institute of Control and Industrial Electronics, PE 7945.

5. J. Rodriguez and G. Kastner, “Nonlinear current control of an inverter-fed induction machine”, *etz Archiv Bd.9* (1987) H. 8, S. 245 – 250, 1987.
6. J. Holtz and S. Stadtfeld, “Field oriented control by forced motor current in a voltage fed inverter drive”, *IFAC Symposium Control in Power Electronics and Electrical Driver*, Lausanne, Switzerland 1993, pp. 1665-1675, 1993.
7. Ng. Ph. Quang; Dittrich, A., *Vector Control of Three-phase AC Machiner*, Springer, 2008.
8. H. Tan and J. Chang, *Adaptive backstepping control of induction motor with uncertainties*. In: IEEE-ACC. San Diego, California 1999.
9. C.K. Chui, *Kalman filtering with Real-time application*, 2nd edition Springer series in Information sciences, 1990.
10. M. Krstic, I. Kanellakopoulos and P. Kokotovic John Wiley, *Nonlinear and adaptive control design*. Wiley. London 1996.
11. R. C. Baker and B. Charlie, “Nonlinear unstable systems,” *International Journal of Control, Automation, and Systems*, Vol. 23, No. 4, pp. 123-145, 1989.

УДК 621.165-226.1(043)

Гарагуля Б.А.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСЗВУКОВОГО ТЕЧЕНИЯ В ОБЛАСТИ "ГОРЛА" РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Постоянный рост мощностей современных конденсационных турбин электростанций, судовых и корабельных энергетических установок неизбежно увеличивает длину лопаток, особенно последних ступеней. Увеличение длины лопаток без возрастания диаметров дисков — основное средство достижения значительных мощностей в минимально возможных габаритах турбин.

Длинные лопатки ($D_{cp}/l < 7$) обязательны в последних ступенях судовых и корабельных паротурбинных агрегатов. Обтекание таких лопаток, как правило, характеризуется сверхзвуковыми скоростями истечения в прикорневых сечениях сопловых и периферических сечениях рабочих лопаток [1, 2]. Экономичность таких ступеней можно повысить с помощью специального профилирования. Профили силовых и рабочих решеток последних ступеней ТНД паровых турбин характеризуются значительной кривизной обводов в области минимального проходного сечения на выходе из межпрофильного канала — "горла". Критическая линия в таких решетках имеет сложную форму и не совпадает с "горлом". В результате этого, во-первых, наблюдается несовпадение значений действительного расхода и расхода, определенного по критическим параметрам в "горле", во-вторых, имеются характерные особенности в структуре течения в косом срезе.

Конечно, особую ценность при исследовании решеток профилей ступеней представляют исследования, в которых моделировалось бы течение влажного пара. Однако, учитывая, что структура обтекания решеток при сверхзвуковых скоростях носит исключительно сложный характер, исследования на однофазной среде можно рассматривать как первый этап комплексных исследований с учетом особенностей течения влажного пара [3, 4].

В Московском энергетическом институте при непосредственном участии автора были выполнены тщательные экспериментальные исследования трансзвукового течения в одиночных суживающихся и расширяющихся каналах, имеющих в области "горла" значения при-

веденного радиуса $\bar{R} = R/O_r$, характерные для рассматриваемых решеток. Здесь \bar{R} — радиус кривизны поверхности профиля на стороне разрезания в "горле"; O_r — размер "горла" (рис. 1).

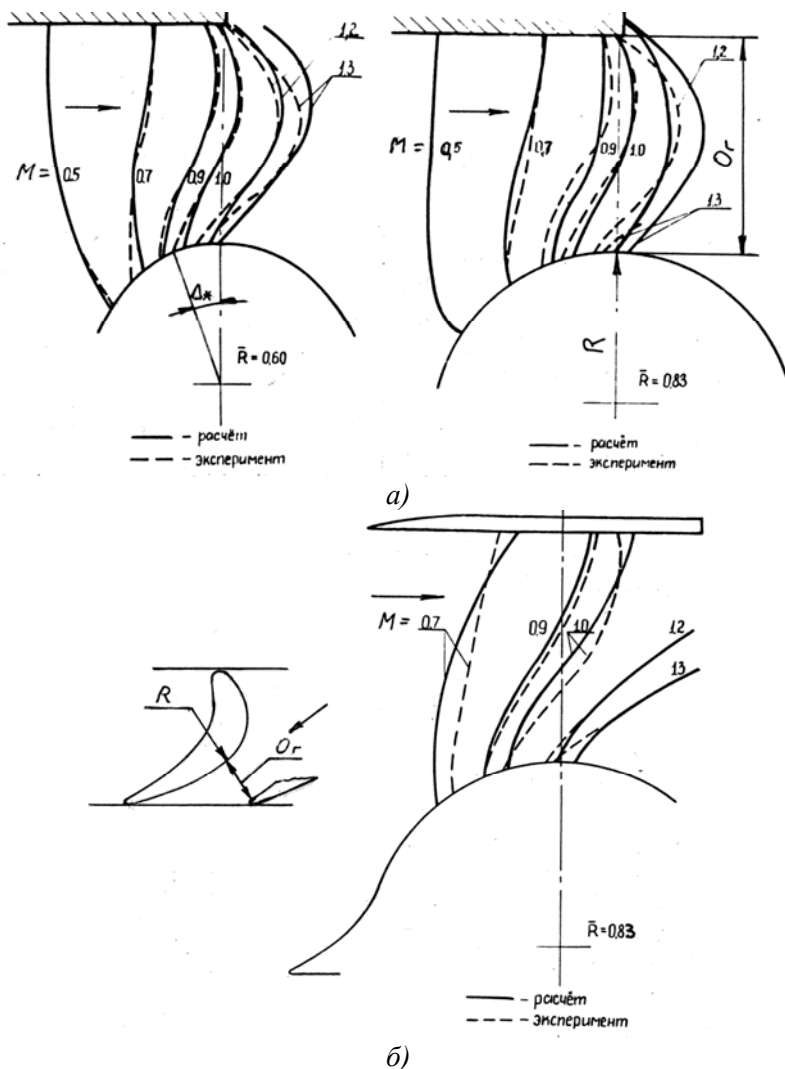


Рис. 1. Линии $M = \text{const}$ — сравнение расчетных и экспериментальных данных

Таким образом, контур исследуемого канала складывается из криволинейного участка, очерченного радиусом (имитирует сторону раз-

режения профиля) и прямолинейного участка (имитирует выходную часть стороны давления).

При экспериментальных исследованиях каналов применялись различные методы измерений параметров потока. Измерялись статические давления на стенках канала, статическое давление с помощью специального зонда в области "горла" поперек канала, с помощью зондов в этой же области — давления полного торможения и направления векторов скорости, с помощью оптического прибора Теплера исследовалось течение в области "горла". Совокупность этих методов позволила получить надежные экспериментальные результаты.

Исследования на одиночных каналах позволили существенно повысить точность эксперимента, так как размер "горла" модельных решеток в опытах на аэродинамических трубах составляет 8-15 мм, в то время, как "горло" одиночного канала — 70 мм. При таких размерах горла на плоских боковых поверхностях канала можно разместить большое число дренажных отверстий, выполнить измерения в потоке с помощью подвижных зондов статического давления и угломера, а также исследовать течение в поле оптического прибора Теплера.

Кроме того было выполнено сравнение экспериментальных результатов с результатами расчетных исследований, по методу "крупных частиц". [5].

Исследования были проведены на воздухе и перегретом паре. Размер "горла" составлял 70×70 мм. Исследованы суживающиеся каналы с $\bar{R} = 0,60$ и $\bar{R} = 0,83$, а также расширяющийся канал с $\bar{R} = 0,83$.

В качестве примера на рис. 2 и 3 приведено сравнение экспериментально полученных линий для числа Маха $M = \text{const}$ с расчетными (по методу "крупной частиц" [5]) и оптическими исследованиями для суживающегося канала с $\bar{R} = 0,60$ и $\bar{R} = 0,83$, расширяющегося с $\bar{R} = 0,83$ при установившейся картине течения. Исследования выполнены на воздухе при $M_{2r} = 1,37$ и $Re = 1,7 \cdot 10^6$. Здесь M_{2r} — число Маха на выходе из канала; $Re = c \cdot O_r / \nu$ — число Рейнольдса при тении в каналах.

Исследования линии перехода в одиночном канале позволяют дать рекомендации по профилированию решеток с учетом специфики Обтекания криволинейной поверхности профиля в области "горла". Выполненные расчеты и экспериментальные исследования по-

казали, что критическая линия имеет сложную форму, а критическая точка на криволинейной образующей канала сдвинута против потока от минимального проходного сечения.



Рис. 2. Визуализация течения в области "горла" канала

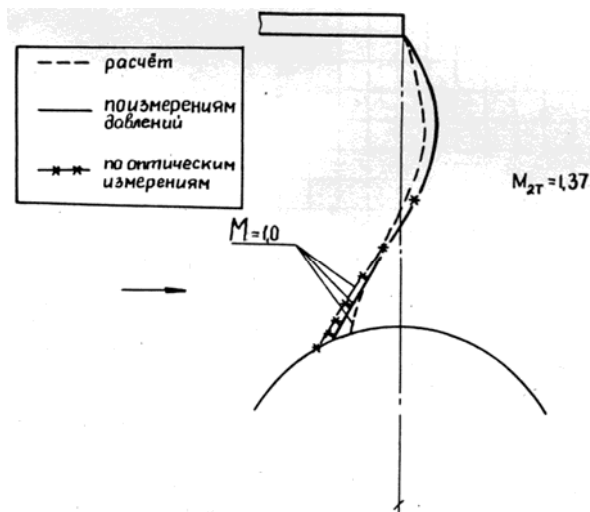


Рис. 3. Сравнение результатов визуализации с результатами пневмометрических исследований

На рис. 4 представлены соответственно для $\bar{R} = 0,60$ и $\bar{R} = 0,83$ критические линии по результатам расчетов методом "крупных частиц" [5, 6]. Их анализ показывает, что в области "горла" канала те-

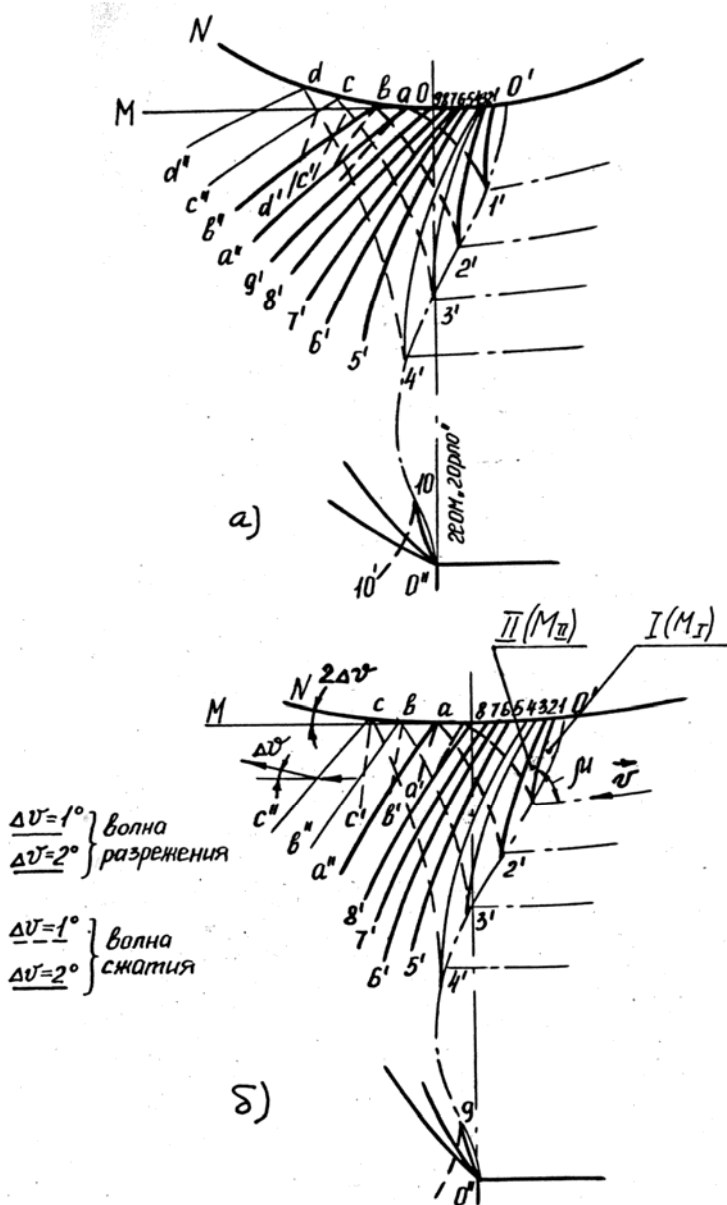


Рис. 4. Структура потока в области "горла" канала: а — $\bar{R}=0,60$, б — $\bar{R}=0,83$

чение смешанное: в части канала, прилегающей к криволинейному обводу, скорости сверхзвуковые, в части канала, прилегающей к прямолинейному обводу — дозвуковые. Форма линии перехода, а точнее, условия течения в области "горла" при трансзвуковых скоростях оказывают существенное влияние на структуру потока в косом срезе. Это влияние обусловлено, в первую очередь, характером взаимодействия волны разрежения, возникающей на криволинейном обводе стороны разрежения профиля, с критической линией. Волна разрежения отражается от критической линии волной сжатия, падающей снова на криволинейную образующую, и формирует здесь диффузорную область.

Рассмотрим детально структуру течения на рис. 4,а (для $\bar{R}=0,60$). Критическая точка O' является начальной точкой первичной волны разрежения, возникающей на участке OO' . На рис. 4,а область волны разрежения представлена системой характеристик 1-1', 2-2', 3-3' и т.д. до 9-9'. Точки 1, 2, 3 и т.д. до 9 представлены источниками возмущений, и контур OO' имеет вид ломанной линии. Угол излома в указанных точках выбран в пределах 1-2°.

Расширение потока происходит непрерывно, но для простоты вычисления бесконечное количество волн разрежения бесконечно малой интенсивности можно заменить конечным числом волн конечной интенсивности и предположить, что расширение происходит только вдоль этих волн. Каждой волне соответствует постоянное значение отклонения в 2°, и течение между двумя волнами разрежения при этих приближениях происходит с постоянной скоростью и направлением. Например, зная число M_I в области I (рис. 4б) и отклонение Δv в волне 1-1' или 2-2' (им задаемся) определяется число M_{II} . Угол наклона характеристики 1-1', 2-2' и т.д. к направлению скорости \bar{v} в области I равен $\left(\mu + \frac{\Delta v}{2} \right)$, где $\mu = \frac{1}{2}(\mu_I + \mu_{II})$ — угол

Маха ($\arcsin \frac{1}{M}$) [8]. Проведенные вариантные расчеты (а также сравнение с расчетом по методу "крупных частиц") показали, что метод характеристик дает достаточную для инженерных целей точность при анализе структуры потока в области "горла" и в косом срезе.

Характеристики 1-1', 2-2', 3-3', 4-4' отражаются от критической линии возмущениями, имеющими обратный знак — волнами сжатия

1-a', 2-b', 3-c', 4-d'. Они падают на линию МО, перпендикулярную к "горлу". Предположим, что линия МО является контуром профиля в косом срезе решетки. Тогда на участке ad' течение диффузорное, так как больше никаких возмущений сюда не проникает. Это и служит причиной появления известной по опытам диффузорной зоны [9], располагающейся в области "горла", во многих решетках профилей, особенно с малыми \bar{R} . Как правило, такие решетки характеризуются повышенными профильными потерями. Чтобы ликвидировать диффузорную зону, необходимо изменить контур профиля, придав ему выпуклость за "горлом" в косом срезе. При этом отклонение участков линии контура ON происходит в точках падения характеристик волны сжатия — $abcd$ (см. рис. 4,а). Угол отклонения линии контура в указанных точках должен быть, по крайней мере, в два раза больше, чем угол отклонения в соответствующей характеристике волны сжатия (в этом случае образуется дополнительная волна разрежения $a-a''$ (рис. 4,б), обеспечивающая ускорение потока в области "горла").

Очевидно, что характеристики волны сжатия будут проникать за "горло" по потоку до тех пор, пока будет сохраняться кривизна в области "горла", т.е. практически всегда. Однако при больших значениях \bar{R} , например, при $\bar{R} > 1,2$, волна сжатия будет иметь малую интенсивность и, следовательно, кривизна за "горлом" также будет малой.

Используя современные численные методы расчета обтекания сверхзвуковых решеток, например, [5, 6], можно не только определить смещение критической точки, форму и положение линии перехода, но и рассчитать все поле течения в решетке. В то же время эти методы достаточно сложны. Поэтому в ряде случаев представляется рациональным использовать приближенный метод построения критической линии, базирующийся на применении метода характеристик [8].

Подводя итог, необходимо отметить следующее. В отличие от одномерной схемы, применяемой в настоящее время в тепловых расчетах ступеней, минимальное проходное сечение решетки не совпадает с критической линией, имеющей сложную форму. Критическая точка ($M = 1,0$) на цилиндрическом обводе оказывается сдвинутой в канал против потока. Возникновение точки перегиба на критической линии связано с большими градиентами газодинамических параметров (в направлении движения газа) вблизи стенок сопла (канала).

Закон изменения скоростей поперек канала вдоль линии геометрического "горла" также является сложным (см. рис. 1, 2), резко отличаясь от одномерной схемы течения. Сравнение экспериментальных данных на рис. 1, 2 подтверждает, что при установившейся структуре течения ($M_{2t} > M_{2t}^{**}$, где M_{2t}^{**} — режим, при котором увеличение числа M_{2t} не приводит к изменению формы и положения критической линии) с увеличением кривизны обвода критическая точка смещается дальше вглубь против потока в канал. Так, если при $\bar{R} = 0,60$ угловое смещение критической точки по криволинейному обводу канала составляет $\Delta_* = 21,5^\circ$, то при $\bar{R} = 0,83$ — $\Delta_* = 18,5^\circ$ (см. рис. 1, 2). Кривизна линии перехода в районе криволинейного обвода при $\bar{R} = 0,60$ оказывается несколько больше, чем при $\bar{R} = 0,83$. В области же, прилегающей к прямолинейному обводу, кривизна линии перехода в обоих каналах примерно одинакова.

Применительно к лопаткам последних ступеней турбин следует отметить, что в плоских, резко суживающихся межпрофильных каналах с криволинейными обводами в области "горла", характерными для решеток профилей последних ступеней паровых турбин, критическая точка на стороне разрежения при сверхзвуковых скоростях также существенно смещена вглубь канала, против потока, причем критическая линия имеет сложную форму. Параметры потока поперек таких каналов в области "горла" — переменные.

В решетках профилей с малыми значениями приведенного радиуса ($\bar{R} \leq 1,2$) в области "горла" межпрофильного канала при профилировании необходимо учитывать двумерный характер течения в области "горла", который качественно и количественно отличается от характера течения по одномерной схеме. Течение в области "горла" характеризуется появлением волны сжатия, возникающей вдоль критической линии и падающей на "спинку" профиля. Диффузорная область на "спинке" профиля, вызванная данной волной, неблагоприятно влияет на характер обтекания стороны разрежения профиля. Этот неблагоприятный эффект следует устранить с помощью специального профилирования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Топунов А.М. Исследование проточных частей судовых турбин с относительно длинными лопатками. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук, – Л., 1971.

2. Топунов А.М. Теория судовых турбин. – Л.: Судостроение, 1985. – 470 с.
3. Душин Ю.К. Развитие судовой энергетики // Судостроение. – 2003. – № 5.
4. Наумов В.В., Сычиков В.М. Перспективные энергетические установки для ледоколов // Судостроение. – 2006. – № 3.
5. Численное исследование современных задач газовой динамики / Под рук. чл.-корр. АН СССР О.М. Белоцерковского. – М.: Наука, 1974. – 396 с.
6. Майорский Е.В., Апаркин Ф.М., Гарагуля Б.А. Некоторые результаты численного исследования трансзвукового течения в каналах методом «крупных частиц» // Труды МЭИ. – 1980. – Вып. 504. – М.: МЭИ.
7. Stastny M, Jafarik P. Аэродинамика рабочей лопатки последней ступени мощной паровой турбины // “Strojn. Cas”. 1983, 34, # 1-2.
8. Ферри А. Аэродинамика сверхзвуковых течений / Пер. с англ. – М.: Гостехиздат, 1952. – 464 с.
9. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. – М.: «Энергия», 1974. – 668 с.

УДК 656.61.052

Сафин И.В., Обертюр К.Л.
ОНМА

**АНАЛИЗ ОПЫТА И ТЕХНОЛОГИИ
ОРГАНИЗАЦИИ ТРЕНАЖЕРНОЙ ПОДГОТОВКИ
ПО ПОВЫШЕНИЮ КОМПЕТЕНЦИИ ИНЖЕНЕРНО-
ТЕХНИЧЕСКОГО ПЕРСОНАЛА СУДНА НА УРОВНЕ
УПРАВЛЕНИЯ В ПРЕДРЕЙСОВЫЙ ПЕРИОД**

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами.

В современном мире морских перевозок, транспортные суда эксплуатируются в динамической среде и неподготовленность экипажей к этим условиям, приводит к возникновению морских аварий, способствующих возникновению техногенных катастроф с человеческими жертвами. Анализ морских аварий и инцидентов, имевших место за последние 30 лет, послужил основой для переноса акцентов от повышения требований к безопасности технических средств к полному учету роли человеческого фактора в безопасности судоходства.

Главная причина аварийных ситуаций — это увеличение влияния человеческого фактора в принятии решений на уровне задач стратегического управления в неадекватных условиях внешней среды.

Данная проблема пока решается эпизодически, путем дополнительной тренажерной подготовки персонала уровня управления. На это направлены требования Международной конвенции ПДНВ 95 и типовых курсов 2.07, 2.08, 2.02, 2.04 Международной морской организации (ИМО) о минимальных стандартах для старших и вторых механиков судов мощностью пропульсивной установки более 3000 кВт. Модули включают: контроль за посадкой, остойчивостью и напряжением корпуса судна; наблюдение и контроль за выполнением требований законодательства (законов, правил и инструкций); меры по обеспечению охраны человеческой жизни на море; защиту морской окружающей среды; обеспечение безопасности судна, экипажа и пассажиров и условия эксплуатации; управление спасательными средствами и устройствами, противопожарной системой и другими системами безопасности [1].

Анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и выделение нерешенных ранее частей общей проблемы.

Приказом № 904 от 19.12.2003 года Министерство транспорта Украины утвердило "Положение о безопасности на морском и реч-

ном транспорте” [2], в котором отмечается, что управление безопасностью судоходства на морском и речном транспорте должно обеспечивать выявление и оценку факторов, влияющих на уровень безопасности, включая факторы риска, подготовки, принятия и реализации управленческих решений.

Управленческие решения разделяют: по времени управления на стратегические, тактические и оперативные; по ступеням участия специалистов: индивидуальные, коллективные и коллегиальные; по смыслу управленческого процесса: организаторские и технические.

Процесс принятия управленческих решений состоит из трех этапов: подготовки решений по выявлению и анализу управленческой ситуации; принятия решения по оценке альтернативных вариантов и выбору единого способа реализации решения.

На уровень безопасности судоходства в Украине влияют три основные группы факторов: технические, организационные, психофизические (личностные). К личностным факторам относят: способности, навыки, знания (подготовку и опыт); умственное и эмоциональное состояние; состояние здоровья, отношение к наркотикам и алкоголю, усталость; обязанности, связанные с событиями до, во время и после аварийного случая, а так же психологическая установка.

Формулировка целей статьи (постановка задачи).

Целью данной статьи является повышение компетентности и знаний специалистов на уровне управления в круизной компании ВиШипс, на основе анализа предрейсовой подготовки экипажей судов.

Объект исследования — старший командный состав машинной команды судна.

Предмет исследования – процедура предрейсовой подготовки экипажей компании ВиШипс.

Задачи исследования.

1. Оценка послеотпускной готовности объекта исследования на уровне эксплуатации.
2. Оценка поэтапной тренажерной подготовки обучаемых на уровне управления.
3. Анализ результатов предрейсовой готовности объекта на уровне управления.

Изложение основного материала исследования с обоснованием полученных научных результатов.

Корпоративной целью компании ВиШипс — быть признанным в качестве первого мирового поставщика услуг самого высочайшего

качества в морской индустрии с полным учетом факторов безопасности и охраны окружающей среды.

В области тренинга компания ВиШипс обязуется: производить исследование текущей передовой практики тренинга и, в то же время, ориентироваться на технологии будущего; вовлекать в тренинг процедуры по улучшению качества подготовки, используя новации; постановка высоких стандартов в долгосрочной перспективе.

Реализация этих ключевых инициатив происходит посредством развития структуры, гарантирующей компетентность всех должностных лиц, реализации программ профессионального развития на постоянной основе для всех должностных уровней, продвижения и поощрения приемов безопасной работы по всем направлениям тренинга.

В процессе предрейсовой подготовки инженерно-технического персонала судна используется тренажер — симулятор машинного отделения типа ERS 5000 FULL MISSION (engine room simulator) разработанный компанией ТРАНЗАС (Россия) (рис. 1).



Рис. 1. Расположение тренажёра-симулятора ERS-5000 в помещении тренинг-центра компании ВиШипс

Тренажер моделирует все технологические процессы в машинном отделении (МО) современного судна — системы и механизмы энергетической установки судна, включая системы дистанционного управления, посты локального управления, системы защиты и системы аварийно-предупредительной сигнализации (АПС). Моделируются МО судов различных типов: контейнеровозов, танкеров (VLCC) и сухогрузов. Тренажер используется

для обеспечения групповой и командной подготовки “Group and Team training” в условиях максимального реализма обстановки в центральном посту управления (ЦПУ) и МО.

Программное обеспечение имитации рабочего места обучаемого построено по модульному принципу, что позволяет ему контролировать работу систем МО и управлять ими с экрана компьютера. Си-

стенно тренажер представляет набор математических моделей и соответствующих им человека - машинных интерфейсов (мнемосхем систем, панелей контроля и управления, отображаемых на экранах компьютеров).

Моделирующее оборудование сгруппировано в три тренажёрных модуля:

- дизельной пропульсивной установки;
- судовой электростанции;
- вспомогательных систем и механизмов.

Процедура подготовки и обучения на тренажере целенаправленно изменяется поэтапно под руководством инструктора. Курс подготовки рассчитан на 5 учебных дней с максимальным количеством обучаемых в 6 человек.

В процессе исследования проанализирован двухлетний опыт проведения тренажерной подготовки 134 человек. Обучение слушателей осуществлялось поэтапно путем дополнительного освещения теоретических знаний и технических навыков в процессе предрейсовой подготовки на различных этапах. Для восстановления знаний, навыков, которые притупляются за период отпуска или перерыва в работе.

Первый этап тренинга — проведение обзорных лекций по термодинамике и принципам действия механизмов и систем, которые являются базовыми для судовых механиков. Ознакомление с интерьером рабочего места в ЦПУ и МО, его оборудованием, с расположением средств отображения информации, приборами и органами управления.

Второй этап — восстановление и закрепление специальных инженерно-технических знаний, который включает процедуры ввода в эксплуатацию и обслуживания технических средств МО судна, а также рассмотрение процедур несения вахты в МО и безопасной практики при выполнении своих обязанностей. Задачи, отрабатываемые на этом этапе в процессе эксплуатации судовой энергетической установки (СЭУ), следующие:

- подготовка, пуск и обслуживание дизель-генератора;
- подготовка и пуск вспомогательного котла из холодного состояния;
- подготовка и взятие под нагрузку, управление валогенератором;
- подготовка и обслуживание во время работы главного двигателя;

- диагностирование параметров главного двигателя по приборам систем автоматического контроля;
- организация и проведение несения вахты в безопасной среде.

Проводится брифинг по безопасной эксплуатации СЭУ в период проведения тренажерной подготовки с заполнением чек листов перед вводом в эксплуатацию технических средств. Последовательно отрабатываются все этапы рабочего процесса судна: запуск механизмов и систем (оживление энергетической установки судна); ввод судовых систем и механизмов в режим маневрирования (выход из порта); вывод главного двигателя и систем в режим хода судна; переход в режим маневра; режим стоянки у причала (стояночный режим) и т.д.

В процессе тренинга инструктор преднамеренно вводит ошибки в ситуации такие как, поздний или ранний угол опережения подачи топлива в цилиндры двигателя; пожар в подпоршневых пространствах; неисправность в управлении ГД на мостике; неисправность главного циркуляционного насоса масляной системы ГД; затопление льяльных колодцев МО и т.д.

Третий этап тренажерной подготовки заключается в демонстрации типовых практических задач по поиску причин и устранению неисправностей механизмов и систем, а также контроль за посадкой, остойчивостью судна и напряжением корпуса; борьба с затоплением МО и расчет остойчивости, напряжения в корпусе при помощи программы «расчет нагрузки» (Load Calculator); предотвращение загрязнения окружающей среды от разливов нефти при неправильной перекачке тяжелого топлива из танка в танк; принятие мер по обеспечению охраны человеческой жизни и действия экипажа при возникновении пожара в МО, приведение в действие систем противопожарной защиты судна (соответствующих критериям конвенции ПДНВ 95, раздел А-III/2 для инженерно-технического персонала машинной команды на уровне управления). Слушатели выполняют упражнение и действуют в соответствии с обстановкой и учетом параметров технических неисправностей заложенных инструктором.

Оценка уровня тренажерной подготовки по этапам осуществляется системой оценки выполнения упражнения (Transas Evaluation and Assessment System, TEAS), методика которой соответствует конвенции ПДНВ 95. Система оценки осуществляет мониторинг действий персонала в следящем режиме. При этом учитывается пра-

вильность выполнения персоналом процедур обслуживания, управления техническими средствами и правильность действий при несении вахты, в случаях возникновения аварийных и неадекватных ситуаций. Система начисляет штрафные баллы за действия (или бездействие), а также вовремя не сделанное корректирующее действие в соответствии с серьезностью последствий события. В качестве выходной информации система предлагает протокол начисления штрафных баллов обучаемому и итоговый балл за выполнение упражнения. Условие прохождения тренинга — уровень не менее 75 %. По видео-, аудиофиксации тренинга детально анализируется выполнение упражнения и делаются выводы об успехах, отмечаются ошибки и вскрываются неусвоенные разделы теоретического и практического курса.

Дополнительно заполняются оценочные листы: форма оценки работы механизма, оценки действий во время вахты в МО; оценки действий по предотвращению возникающих неисправностей в двигателе и системах.

Успешным завершением выполнения программы дополнительной подготовки инженерно-технического персонала на уровнях эксплуатации и управления является выход из нестандартных и аварийных ситуаций с судном с наименьшим количеством ошибок.

Таблица 1. Этапы тренажерной подготовки (134 чел.)

	Наименование этапа	Кол. часов	Вид занятия	Форма контроля	Эффективность, %	
					До тренинга	После тренинга
1	Общеобразовательные и общетехнические знания	3	Лекция, слайд шоу	Брифинг, аудио, видео, де-брифинг	62 ±3	85 ±2
2	Специальные технические знания, уровень эксплуатации	14	Лекция, слайд шоу, Практические упражнения	Брифинг, тест, аудио, видео, де-брифинг	80 ±3	95 ±1
3	Навыки в сфере управления	5	Практические упражнения	Брифинг, тест, аудио, видео, де-брифинг	60 ±2	80 ±2

Результаты оценки эффективности прохождения предрейсовой тренажерной подготовки, представленные в табл. 1, показывают, что тренинг машинной команды в предрейсовый период позволяет повысить уровень профессионализма для каждого этапа тренажерной

подготовки, где показатели превышают минимально допустимые, согласно критериям автоматизированной системы оценки выполнения упражнения (TEAS).

В период предрейсового тренинга для уровня управления в программу занятий целесообразно включать последние решения ИМО в части общей безопасности судна [3].

Выводы и перспектива дальнейшей работы по данному направлению.

Тренинг машинной команды в предрейсовый период повышает уровень профессионализма для каждого этапа тренажерной подготовки в среднем на 20%, где показатели не превышают минимально допустимые.

Уровень знаний, умений и навыков выше 75% является необходимым, но недостаточным для обеспечения безопасности мореплавания, как в адекватных, так и неадекватных условиях рейса судна, так как гарантировано безопасным в задачах управления является 98% уровень знаний, умений и навыков.

В дальнейших исследованиях по повышению качества подготовки командных кадров судна к предстоящему рейсу путем совершенствования системы лидерства и корпоративной культуры требуется совершенствование общеобразовательных и общетехнических знаний, а также навыков управления командами с учетом межличностных отношений и этнического статуса.

В процедуру подготовки следует всесторонне внедрять материалы 59-й сессии Комитета ИМО по защите окружающей среды относительно необходимости соблюдения мирового уровня эксплуатационных критериев энергетической эффективности судна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Международная конвенция ПДНВ 78/95. – Одесса: ЦПАП ОГМА, 1998. – 277 с.
2. Про затвердження Положення про систему управління безпекою судноплавства на морському і річковому транспорті (Наказ Міністерства транспорту України від 20 листопада 2003 року № 904).
3. Голиков В.А. Проблемы охраны окружающей среды в морской индустрии / В.А. Голиков / Матер. наук.-техн. конф. "Энергетика судна: Эксплуатация та ремонт", 30.11.2010 – 1.12.2010. – Одеса: ОНМА, 2010. – С. 19-22.

УДК 629.5.045.23+621.56/59

Білий В.Н., Карпілов Ю.О.
ОНМА

ПОТОЧНИЙ МОНІТОРИНГ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В СУДНОВІЙ ХОЛОДИЛЬНІЙ МАШИНІ

При плаванні суден в різних районах світового океану холодопродуктивність суднової холодильної установки (СХУ) змінюється від зовнішніх умов, але в найбільшій мірі від температури заборотної води. Виникає потреба механіку контролювати поточну холодопродуктивність. Але для цього потрібно виконувати складні розрахунки, що не завжди можливо у суднових умовах. Для дослідження цього питання і розробки методики поточного контролю, як приклад, був проведений розрахунок СХУ на основі хладону R22. В результаті одержані такі величини:

- необхідна холодопродуктивність установки — 533 кВт;
- питома масова холодопродуктивність — 164 кДж/кг;
- кількість циркулюючого холодильного агенту в системі — 5425 кг/год;
- теплове навантаження конденсатора — 170 кВт;
- зовнішня поверхня конденсатора — 20 м²;
- теплове навантаження охолодника повітря — 67 кВт.

Було підібрано устаткування (компресор, конденсатор, охолодник повітря), які задовольняють отриманим параметрам [2]. За допомогою діаграми h-lg P для холодильного агента R22, задаючись різними температурами заборотної води були знайдені значення масової холодопродуктивності. Було вираховано холодопродуктивність установки при різних температурах заборотної води на основі формули

$$Q_0 = G_{\text{хл}} \cdot q_0 \cdot \tau, \quad (1)$$

де Q_0 — холодопродуктивність установки; $G_{\text{хл}}$ — кількість циркулюючого холодильного агенту; τ — коефіцієнт робочого часу.

За допомогою програми Microsoft Office Excel 2010 були побудовані графіки залежності холодопродуктивності Q_0 та коефіцієнту робочого часу τ від температури заборотної води $t_{\text{з.в.}}$. MSO Excel 2010 дозволяє на графіку провести лінію тренду для вибраного типу залежності, вивести формулу та показати величину достовірності апроксимації. Таким чином ми вивели лінійну залежність холодопро-

дуктивності від температури заборотної води з достовірністю апроксимації $R^2 = 1$.

$$Q_0 = -3889,1 \cdot t_{3.В.} + 636412, \quad (2)$$

де $t_{3.В.}$ — температура заборотної води.

Аналогічно була виведена поліноміальна формула залежності коефіцієнта робочого часу τ від температури заборотної води $t_{3.В.}$ з достовірністю апроксимації $R^2 = 1$.

$$\tau = 3 \cdot 10^{-5} \cdot t_{3.В.}^2 + 0,0029 \cdot t_{3.В.} + 0,504, \quad (3)$$

де τ – коефіцієнт робочого часу компресора.

Результати цих розрахунків зведено у таблицю 1.

Таблиця 1. Залежність холодопродуктивності та коефіцієнту робочого часу від температури заборотної води для фреону R22

$t_{3В}, ^\circ\text{C}$	$Q_0, \text{Вт}$	τ
5	616966	0,52
10	597520	0,54
15	578074	0,55
20	558628	0,57
25	539182	0,59
30	519736	0,62
35	500290	0,64

На основі цих динних побудовані графіки (рис. 1). Для наочності проведена штрих пунктирна лінія холодопродуктивності установки в номінальному режимі $Q_{0\text{ном}}$.

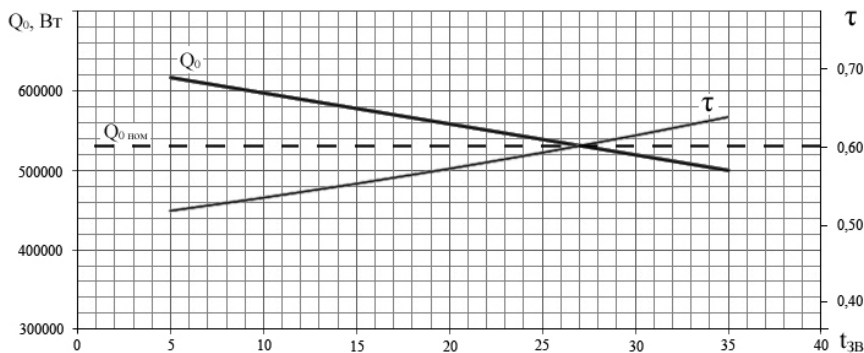


Рис. 1. Залежність холодопродуктивності та коефіцієнту робочого часу від температури заборотної води для фреону R22

З метою можливої універсалізації даної методики була досліджена закономірність залежності масової холодопродуктивності від температури заборотної води для холодильних агентів R134a та R407c (табл. 2.) і побудовані відповідні графіки (рис. 2-3).

Таблиця 2. Залежність холодопродуктивності та коефіцієнту робочого часу від температури заборотної води для фреону R134a та R407c

R134a			R407c		
$t_{зв}, ^\circ\text{C}$	$Q_0, \text{Вт}$	τ	$t_{зв}, ^\circ\text{C}$	$Q_0, \text{Вт}$	τ
5	597038	0,54	5	641233	0,50
10	573735	0,56	10	613912	0,52
15	550432	0,58	15	586592	0,55
20	527129	0,61	20	559271	0,57
25	503826	0,64	25	531950	0,60
30	480523	0,67	30	504629	0,63
35	457220	0,70	35	477309	0,67

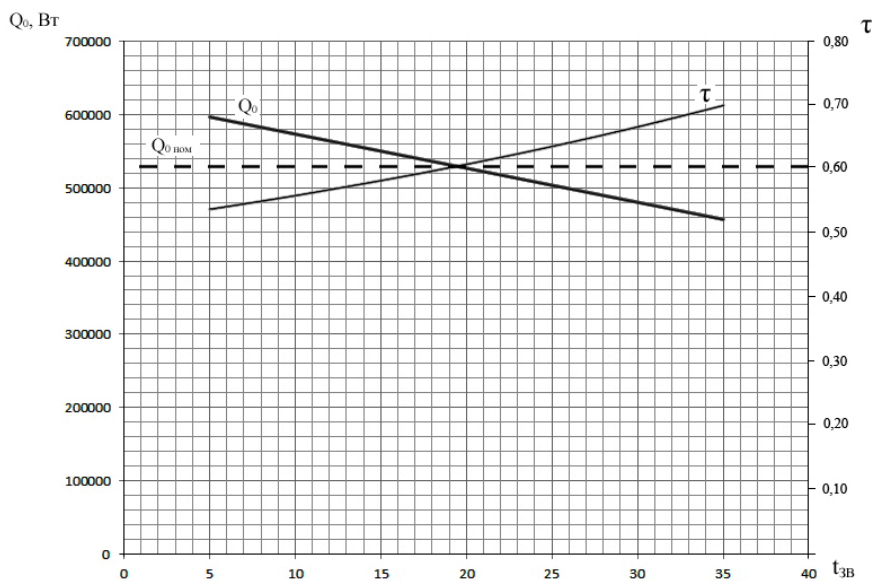


Рис. 2. Залежність холодопродуктивності та коефіцієнту робочого часу від температури заборотної води для фреону R134a

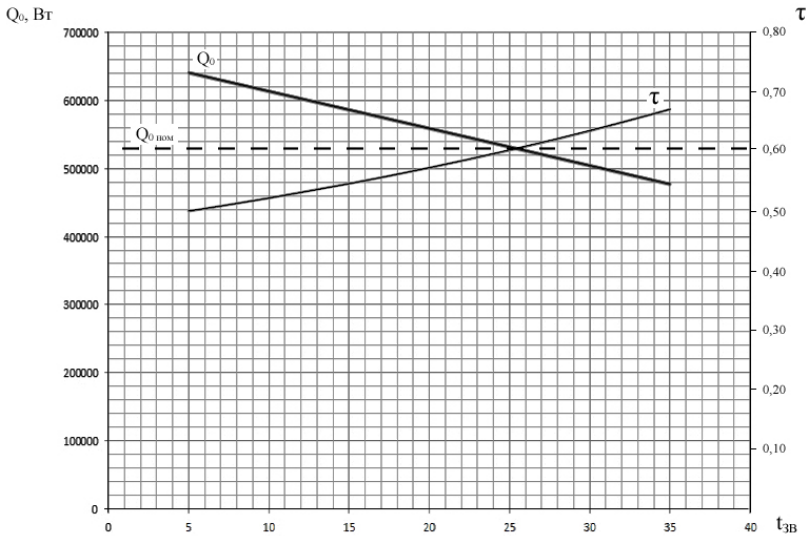


Рис. 3. Залежність холодопродуктивності та коефіцієнту робочого часу від температури забортної води для фреону R407c

В результаті ми отримали формули цих залежностей з величиною достовірності апроксимації $R^2 = 1$.

- Для R134a

$$Q_0 = -4660,6 \cdot t_{3.B.} + 620341; \quad (4)$$

$$\tau = 5 \cdot 10^{-5} \cdot t_{3.B.}^2 + 0,0035 \cdot t_{3.B.} + 0,5179.$$

- Для R407c

$$Q_0 = -5464,1 \cdot t_{3.B.} + 668554; \quad (5)$$

$$\tau = 6 \cdot 10^{-5} \cdot t_{3.B.}^2 + 0,0035 \cdot t_{3.B.} + 0,4812.$$

Наведемо приклад користування даною методикою.

В комп'ютері на судні повинна бути програма розрахунку для даної установки. Користуючись цією програмою, механік може аналізувати поточні робочі параметри СХУ.

Наприклад, розглянемо роботу СХУ на фреоні R407c. При підвищенні температури забортної води до 32°C , дивлячись на графіки, ми бачимо, що холодопродуктивність зменшується на 10 кДж/кг та підвищується коефіцієнт робочого часу з $0,6$ до $0,65$. Тому механік повинен стежити за подальшим перебігом подій. Якщо коефіцієнт робочого часу підвищиться до одиниці, то це значить, що необхідно

збільшити подачу холодильного агенту, який циркулює у випарниках. Це буде сигналом для перевірки протоку охолоджуваної води. Виходячи з довідника, дослідженнями [1], проведеними на кафедрі СТ і ХТ доведено, що коли нагрів води в конденсаторі дорівнює 4-6° С, слід перевірити роботу насосу, чистоту водяних фільтрів, випустити повітря з водяної порожнини. Якщо нагрів води в конденсаторі перевищує 8°С, то необхідно почистити конденсатор. Після цих заходів необхідно відрегулювати терморегулюючі вентилі (ТРВ) на збільшення подачі холодильного агенту у випарники. Для цього визначають напрям обертання регулюючого штоку ТРВ і повертають його в потрібному напрямку по $\frac{1}{4}$ оберту через 12-15 хвилин. Це роблять до того моменту, поки компресор не вийде на циклічну роботу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Білий В.Н. Суднові холодильні установки та системи кондиціонування у питаннях та відповідях. – Одеса: ОНМА, 2008. – 128 с.
2. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка. – К.: Наукова думка, 2002. – 608 с.

УДК 621.431.74-73

Кротенко Г.В., Харин В.М.
ОНМА

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ СЕПАРАЦИОННЫХ СИСТЕМ ФИРМЫ АЛЬФА ЛАВАЛЬ СЕРИИ S

Мировой финансово-экономический кризис существенно увеличил эксплуатационные расходы судовладельцев, связанные со значительным повышением цен на топливо на мировом рынке. Всё чаще судовые механики сталкиваются с сильно загрязнёнными и обводнёнными сортами тяжёлых топлив.

Грамотная эксплуатация современных сепарационных систем является актуальной проблемой. Все современные ДВС используют тяжёлое топливо большой вязкости до 700 сСт, что предъявляет высокие требования к судовым топливным сепараторам и квалификации обслуживающих эти сепараторы специалистов. На современных морских судах широко используются сепараторы топлива и масла фирмы Альфа Лаваль, получившие хорошие отзывы судовых механиков как надёжные и эффективные в эксплуатации.

Сепараторы типа S, отвечают требованиям Стандарта на рабочие характеристики судовых сепарационных систем (CWA 15 375) и директивам European Economics Area (EEA).

Назначение этих сепараторов — очистка тяжелого топлива с удельным весом до 1010 кг/м^3 ($t = 15^\circ \text{C}$) и вязкостью до 700 сСт (50°C) с помощью технологии Alcar.

По сепараторам этой фирмы имеются публикации [1]. В последние годы фирма Альфа Лаваль разработала новые сепараторы серии S. Целью материала настоящей статьи является анализ эффективности применения данных сепараторов в топливных системах. Кроме того материал статьи может быть полезен судовым специалистам.

Схема сепарационной системы представлена на рис. 1.

Основные функции элементов системы следующие.

Неочищенное топливо или масло, подогретое до нужной температуры, непрерывно подается в сепаратор для очистки от загрязнений и отделения воды. Блок управления 6 служит для программирования всех операций работы сепаратора. В нем анализируются сигналы датчиков, и от него поступают команды на открытие соленоидных клапанов 11, трехходового клапана 5 и других автоматиче-

ских устройств. Соленоидные клапаны 11 управляют всеми этапами работы по назначенной программе и обслуживают выгрузку шлама и скопившейся воды из шламовой камеры. Начинается эта операция срабатыванием трёхходового клапана 5, который перенаправит топливо на рециркуляцию. Блок управления 6 подаст команду на подачу воды в шламочную камеру, через соленоидный клапан “на гидрозатвор”. Количество воды программируется таймером. После определённого периода времени соленоидный клапан закрывается. Блок управления даёт команду на открытие соленоидного клапана “на открытие” и происходит разгрузка барабана. Заканчивается операция выгрузки также подачей порции воды через клапан “на гидрозатвор” для создания гидравлического затвора. Периодичность этой операции программируется в блоке 6, в зависимости от степени загрязнения нефтепродукта.

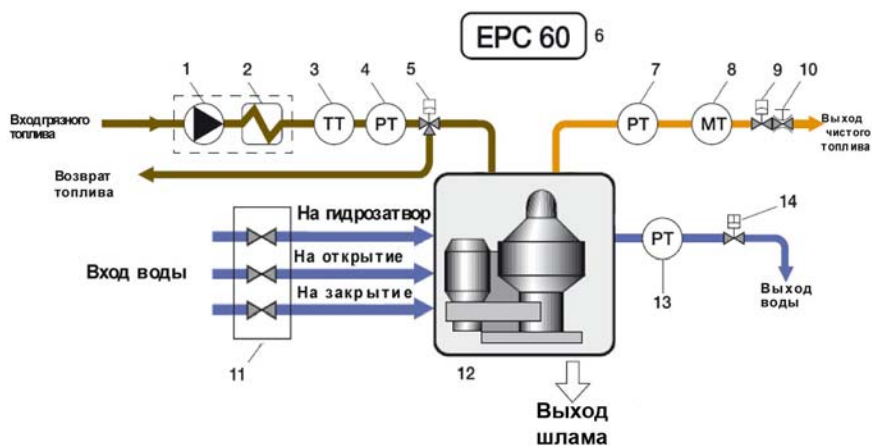


Рис. 1. Схема сепарационной системы: 1 — питательный насос; 2 — подогреватель; 3 — датчик температуры; 4 — датчик давления на входе в сепаратор; 5 — пневматически управляемый трёхходовой клапан; 6 — блок управления; 7 — датчик давления на выходе из сепаратора; 8 — датчик наличия воды в топливе; 9 — пневматически управляемый запорный клапан; 10 — редукционный клапан; 11 — блок соленоидных клапанов подачи воды; 12 — сепаратор, 13 — датчик давления воды; 14 — дренажный клапан.

Рассмотрим процесс периодического удаления воды из барабана сепаратора. Между выгрузками сепаратор работает в режиме кларификации, т.к. клапан 14 на выходе отсепарированной воды закрыт и вода скапливается в шламочной камере. Граница топлива и воды, т.е. "нейтральный слой", постепенно смещается к центру барабана. Вна-

чале он достигает наружного диаметра пакета тарелок, а затем начинает углубляться далее, к центру барабана. При этом некоторое количество воды начинает поступать в выходной трубопровод топлива, где обнаруживается высокоточным датчиком 8. Сигнал от этого датчика поступает в управляющий блок 6 и он выдаёт команду на открытие соленоидного клапана 14. Вода из шламовой камеры удаляется под действием центробежной силы с помощью водоотделительной трубки, показанной на рисунке 2. По окончании установленного в программе промежутка времени соленоидный клапан 14 закрывается. Если запрограммированный момент выгрузки шлама из сепаратора опережает сигнал датчика 8, то скопившаяся в шламовой камере вода будет выброшена вместе со шламом при выгрузке.

Автоматическая система удаления воды включается в действие, когда превышает установленный предел ее содержания в отсепарированном продукте (например, 0,2%).

При выгрузках и удалении воды подача нефтепродукта и его очистка в сепараторе не прерывается. Подача прекращается только в аварийных ситуациях, например, при обесточивании блока управления, падении давления воздуха в системе, отсутствии разгрузки барабана, очень высоком содержании воды в нефтепродукте, повышенной вибрации, отклонении от установленных пределов давления нагнетания нефтепродукта.

В этих случаях соленоидный клапан 5 открывает подачу воздуха на трехходовой клапан, который перепускает топливо по трубопроводу на рециркуляцию. Автоматическая система управления регистрирует ряд других параметров и сигнализирует об их отклонениях от установленной нормы, но не прерывает работу сепаратора.

Рассмотрим работу сепаратора, используя поперечный разрез барабана на рис. 2.

Барабан сепаратора приводится во вращение от электродвигателя с помощью привода, включающего фрикционную муфту и ременную передачу. Барабан сепаратора крепится на верхнем конце оси, установленной в подшипниках и поддерживаемой специальными составными пружинами. Работа сепаратора проходит следующим образом. При закрытом барабане неочищенное топливо поступает в барабан по центральному неподвижному патрубку и проходя через каналы нижнего распределителя, поступает в пакет тарелок барабана. Здесь происходит очистка топлива. Вода и шлам, как более тяжёлые фракции, под действием центробежных сил перемещаются к

периферии барабана в шламовую камеру 1, а чистое топливо движется к центру барабана и откачивается неподвижным разделительным диском 4 (насажен на центральный патрубок) в выходной патрубок. Скопившаяся вода из шламовой камеры поступает в водоотводящую камеру, откуда с помощью водоотделительной трубки 3 поступает в выходной патрубок.

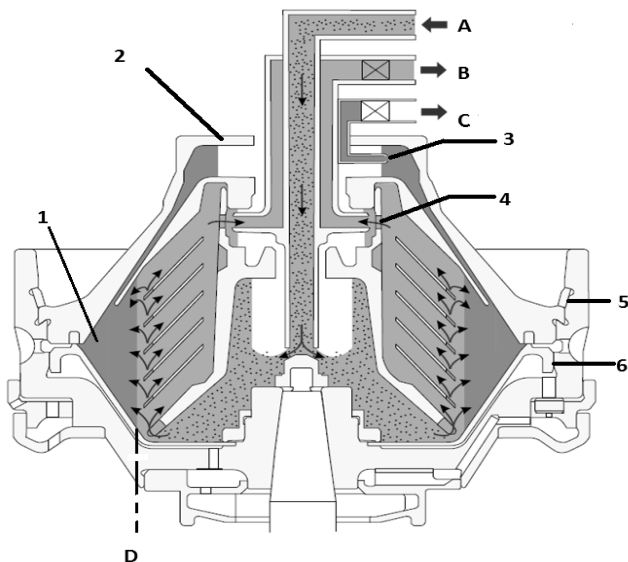


Рис. 2. Поперечный разрез барабана сепаратора: А — вход неочищенного топлива; В — выход очищенного топлива; С — выход воды; D — нейтральный слой; 1 — шламовая камера; 2 — колпак барабана; 3 — водоотделительная трубка; 4 — разделительный диск для удаления топлива; 5 — замковое стопорное кольцо; 6 — гибкое подвижное дно

Принцип действия водоотделительной трубки может быть представлен следующим образом. Вращающийся поток воды, двигаясь с большой скоростью, скользит по концу трубки, которая в установившемся режиме не подвижна и через отверстие на конце трубки вытесняется в выходной патрубок. Положение трубки на границе потока воды определяется гидродинамическим равновесием вращающихся масс топлива и воды. В результате этого она постоянно находится “на поверхности” вращающегося потока воды.

При установившемся процессе сепарирования в барабане создаётся так называемый “нейтральный слой” — условная цилиндриче-

ская поверхность раздела фаз топлива и воды. Обычно диаметр этой поверхности соответствует положению водоотделительной трубки, т.е. "нейтральный слой" может смещаться или к центру барабана, или к его периферии. Положение "нейтрального слоя" зависит от гидродинамического равновесия трёх потоков, поступающего топлива и выходящих потоков чистого топлива и воды. Граница топлива и воды также напрямую зависит от разницы плотностей воды и топлива, температуры, вязкости, расхода и давлений воды и очищенного топлива на выходе из барабана сепаратора. В качестве иллюстраций к сказанному на рис. 3 показаны схемы расположения "нейтрального слоя" при различных положениях водоотделительной трубки.

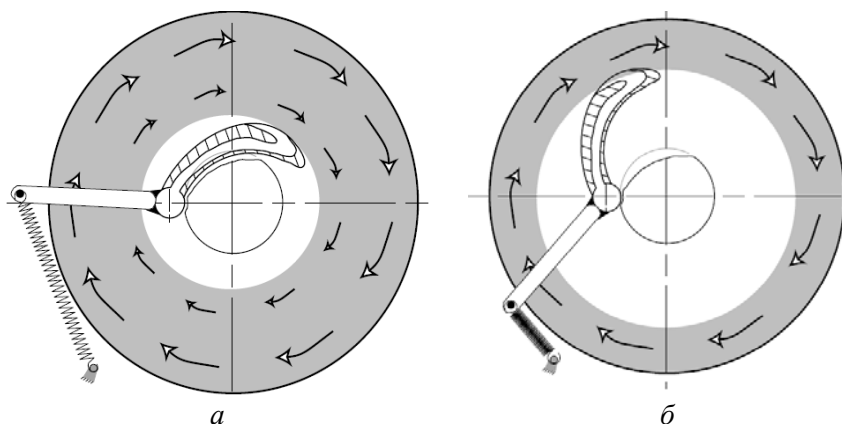


Рис. 3. Положение нейтрального слоя: *a* — нейтральный слой сместился к центру; *б* — нейтральный слой сместился к периферии

В сепараторах серии S применено несколько интересных технических решений, таких как: CentriShoot (гибкое подвижное дно), CentriLock (замковое стопорное кольцо), Paring tube (водоотделительная трубка).

CentriShoot — запатентованная система с гибким дном для выгрузки шлама и воды, заменяющая подвижное дно барабана, она повышает эффективность сепарации и снижает износ трущихся поверхностей при непосредственном контакте дна и корпуса барабана.

CentriLock — замковое устройство является альтернативой резьбовым стопорным кольцам из углеродистой стали и представляет собой разрезное стопорное кольцо из нержавеющей стали, которое

можно устанавливать и снимать без риска повреждения барабана сепаратора.

Paring tube — используется вместо регулировочных шайб или проточных дисков. Таким образом исключается непростая процедура подбора нужной регулировочной шайбы.

Опыт эксплуатации подтвердил следующие преимущества сепараторов данной серии:

Все процедуры профилактического технического обслуживания выполняются просто и быстро с помощью специального инструмента. Замковое кольцо CentrilLock снимается с помощью одного лишь торцового ключа вместо рычажного гаечного ключа и кузнечного молота, которые обычно применяются для удаления традиционного замкового кольца.

Процедуры планового технического обслуживания выполняются менее часто, следовательно, снижается расходование запасных частей. Это приводит к меньшим издержкам производства, так как периодичность технического обслуживания составляет:

- инспекция сепаратора после каждых 4000 часов работы или каждые 6 месяцев;
- переборка сепаратора после каждых 12000 часов работы или каждые 18 месяцев.

Комплект запасных частей для технического обслуживания включает все необходимые детали для каждой процедуры и рекомендации по их выполнению в контрольных точках. Этот комплект включает также набор для осмотра и комплект средств поддержки с важными запасными частями для возобновления работы и технического обслуживания.

Одна и та же конструкция сепаратора используется для очистки топлив и смазочных масел. Судовые механики имеют дело с системой одного типа, работой которой они управляют, с одинаковым техническим обслуживанием и идентичным комплектом запасных частей.

Руководство по эксплуатации системы включает подробную информацию в электронном формате или на бумажном носителе.

Один из авторов имеет опыт работы в должности старшего механика на судах, где установлены сепарационные системы SU 855 и SU 825. Опыт эксплуатации этих автоматических систем сепарирования топлива и масла в целом положительный, однако имеются факты их отказов. Причины отказов можно условно разделить на две

группы. Первая связана с неисправностями электронной системы управления. Вторая связана с механическими деталями сепаратора.

Приведём ряд характерных неисправностей и отказов сепараторов серии S:

- неисправность датчиков давления;
- неисправность сенсора частоты вращения;
- неисправность сенсора вибрации;
- поломки электромагнитных клапанов подачи управляющей воды;
- заедания водоотделительной трубки из-за обрывов пружины или износа направляющих втулок;
- обрыв приводного ремня сепаратора по причине износа подшипника во фрикционной муфте;
- надиры в корпусе барабана в зоне работы подвижного дна.

Выводы

1. Сепарационные системы серии S являются современным и эффективным устройством для очистки тяжелого топлива с удельным весом до 1010 кг/м^3 ($t = 15^\circ\text{C}$) и вязкостью до 700 сСт (50°C).
2. Грамотное техническое обслуживание судовым персоналом при наличии оригинальных запасных частей является непременным условием эксплуатации сепарационных систем серии S.

ЛИТЕРАТУРА

1. Харин В.М. Судовые центробежные сепараторы: Учебное пособие. – Одесса: Астропринт, 2006. – 128 с.
2. Service Manual Alfa Laval Marine & Power AB SE - 147 80 Tumba Sweden. Printed Oct 2000. Book No. 1810570-02 V 2.

УДК 629.5.064-621.431.74.036.171

Ханмамедов С.А., Добровольский В.В., Добровольская Н.Л.
ОНМА

МИНИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ НА ТОПЛИВОПОДГОТОВКУ ВЫСОКОВЯЗКИХ ТОПЛИВ МАЛООБОРОТНЫХ ДВС СИСТЕМЫ СИМАС

Судовые энергетические установки судов требуют снижения эксплуатационных затрат, прежде всего, на топливо. В последние годы на международном морском рынке используются высоковязкие топлива вязкостью 180-700 сСт и более, стоимость которых наименьшая. Качество этих топлив снижается из-за более глубокой переработки нефти и увеличения в топливе доли тяжелых остаточных фракций. На судах возникли проблемы, связанные с высоким содержанием в топливе асфальтосмолистых веществ, большим количеством коксового остатка, нестабильностью топлив, приводящей к образованию осадков в танках и топливной системе, а также в связи с присутствием значительного количества серы и ванадия. Ухудшился процесс сгорания топлив, повысилось количество отложений в камере сгорания и выхлопном тракте. Такие остаточные тяжелые топлива имеют значительно худшие показатели по сравнению со всеми видами топлив, используемых в дизелях.

Снижение энергетических затрат на топливо может быть осуществлено путем определения суммарных энергетических затрат на топливоподготовку судовых малооборотных ДВС (МОДВС). Изучению процессов топливоподготовки уделено большое внимание, в частности, И.В. Возницким, Ю.А. Фоминым, В.Г. Ивановским и другими [1, 2], однако определением суммарных энергетических затрат на топливоподготовку для судовых двухтактных дизелей никто не занимался.

Нами было показано [3], что величина суммарных энергетических затрат на топливоподготовку высоковязких топлив составляет 1,5 – 2,5 % от мощности главного двигателя. Таким образом, необходимо найти такие параметры топливной схемы СИМАС, которые позволили бы минимизировать энергетические затраты на топливоподготовку.

Рассмотрим топливную систему СИМАС как шесть последовательно включенных блоков, соединенных короткими трубопрово-

дами, каждый из которых содержит активные и пассивные элементы позволяющие осуществлять управление процессами топливоподготовки [3].

Таким образом, модель системы топливоподготовки должна содержать шесть последовательно включенных блоков, процессы в каждом из которых описываются уравнениями, рассмотренными ниже.

Уравнение неразрывности (сплошности) потока:

$$Q = V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2 = \dots V_i \omega_i = \text{const}, \quad (1)$$

где Q – объемный расход топлива, м³/с, V_i – скорость движения топлива в i -том блоке, м/с, ω_i – сечение трубопровода в i -том блоке, м²,

Уравнение Бернулли:

$$\frac{p_{i(0-0)}}{\gamma} + z_{i(0-0)} + \alpha \frac{V_{i(0-0)}^2}{2g} = \frac{p_{i(1-1)}}{\gamma} + z_{i(0-0)} + \alpha \frac{V_{i(1-1)}^2}{2g} + h_{f_i} + \sum h_{\omega_i}, \quad (2);$$

$$\frac{p_{i(2-2)}}{\gamma} + z_{i(2-2)} + \alpha \frac{V_{i(2-2)}^2}{2g} = \frac{p_{i(3-3)}}{\gamma} + z_{i(3-3)} + \alpha \frac{V_{i(3-3)}^2}{2g} + h_{f_i} + \sum h_{\omega_i}, \quad (3);$$

где $p_{i(0-0)}, p_{i(1-1)}, p_{i(2-2)}, p_{i(3-3)}$ — гидродинамическое давление топлива в i -том блоке в сечении трубопровода (0-0), (1-1), (2-2), (3-3), Па; $z_{i(0-0)}, z_{i(1-1)}, z_{i(2-2)}, z_{i(3-3)}$ — геометрическая высота всасывания в сечении трубопровода (0-0), (1-1), (2-2), (3-3), м; $V_{i(0-0)}, V_{i(1-1)}, V_{i(2-2)}, V_{i(3-3)}$ — средняя скорость топлива в i -том блоке в сечении трубопровода (0-0), (1-1), (2-2), (3-3), м/с; α — коэффициент кинетической энергии; $\rho_{i(0-0)}, \rho_{i(1-1)}, \rho_{i(2-2)}, \rho_{i(3-3)}$ — плотность топлива в i -том блоке в сечении трубопровода (0-0), (1-1), (2-2), (3-3), Па; g — ускорение свободного падения, м/с²; h_{ω_i} — местные потери напора в топливной системе в i -том блоке, м.

Местные потери напора определяются по известной формуле Вайсбаха:

$$h_{\omega_i} = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (4)$$

где ζ – коэффициент местной потери, значения которого содержатся в справочнике по гидравлике [4], h_{f_i} – потеря напора по длине тру-

бопровода в i -том блоке. Они определяется по известной формуле Дарси:

$$h_{f_i} = \lambda_f \frac{l V^2}{d 2g}, \quad (5)$$

где l — длина трубопровода, м; d — внутренний диаметр трубы, м; λ_f — коэффициент Дарси, который определяется при ламинарном движении в круглой трубе по известной формуле

$$\lambda_f = \frac{64\nu}{Vd}, \quad (6)$$

где ν — кинематическая вязкость топлива, $\text{м}^2/\text{с}$,

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (7)$$

После несложных преобразований формулы Дарси, получаем окончательный вид формулы для потерь напора по длине трубопровода в уравнении (3):

$$h_{f_i} = \frac{32\mu l V}{\rho g d^2} \quad (7')$$

Первый закон термодинамики, определяющий количество тепла подведенного к тяжелому топливу в i -том блоке:

$$W_{iT} = c_i m_i (T_{ик} - T_{ин}) \quad (8)$$

где $c_i = 2500$ — удельная теплоемкость топлива в i -том блоке, Дж/(кг·К); m_i — масса топлива в i -том блоке, кг; $T_{ин}$ — (начальная) температура топлива в i -том блоке, К; $T_{ик}$ — (конечная) температура подогретого топлива в i -том блоке, К.

Закон Джоуля, определяющий количество электрической энергии, подведенной к насосу или сепаратору в i -том блоке

$$W_{ин} = \frac{(p_{i(3-3)} - p_{i(0-0)}) \cdot Q_{i(1-1)}}{\eta_{ин} \cdot \eta_{iэ.д.}} \quad (9)$$

где $\eta_{ин} = 0,8$ — КПД насоса в i -том блоке; $\eta_{iэ.д.} = 0,9$ — КПД электродвигателя в i -том блоке.

Суммарные энергетические затраты на топливоподготовку в i -том блоке вычисляются по формуле

$$W_{i\Sigma} = W_{iT} + W_{ин}. \quad (10)$$

Суммарные энергетические затраты на топливоподготовку шести блоков вычисляются по формуле

$$W = \sum_{i=1}^6 W_{i\Sigma} \rightarrow \min. \quad (11)$$

Расчет суммарных энергетических затрат на топливоподготовку тяжелого топлива RMG 380 был проведен на судне СМА CGM Yantian, дедвейтом 50855 т, на котором был установлен двигатель HSD MAN B&W K90MC–С, мощностью 36540 кВт, при его загрузке на 80% и расходе топлива 1,462 м³/с. Топливная система была выполнена по схеме СИМАС.

Были получены следующие результаты суммарных энергетических затрат на топливоподготовку тяжелого топлива RMG 380 .

I участок: $\sum W_I = 341,934$ кВт;

II участок: $\sum W_{II} = 78,674$ кВт;

III участок: $\sum W_{III} = 7,43$ кВт;

IV участок: $\sum W_{IV} = 4,331$ кВт;

V участок: $\sum W_V = 162,62$ кВт;

VI участок: $\sum W_{VI} = 35,565$ кВт.

Суммарные энергетические затраты на топливоподготовку тяжелого топлива RMG 380

$$\sum W_{I-VI} = 630,56 \text{ кВт.}$$

Суммарные энергетические затраты на топливоподготовку при 80% нагрузки главного двигателя (29323 кВт), составили 2,16% (630,56 кВт) от мощности главного двигателя.

В качестве критерия оптимизации была выбрана, минимизация энергетических затрат топливоподготовки высоковязких топлив.

Для минимизации энергетических затрат использовалась программа Matlab R2010b. Для этого были заданы условия минимизации функции энергетических затрат подготовки тяжелых топлив, основных рабочих параметров топливной системы: давления и температуры.

I участок:

$$p_{I(0-0)} = -60000 \text{ Па } (-0,61 \text{ кг/см}^2) \div -45000 \text{ Па } (-0,46 \text{ кг/см}^2);$$

$$p_{1(1-1)} = -45000 \text{ Па } (-0,46 \text{ кг/см}^2) \div -30000 \text{ Па } (-0,30 \text{ кг/см}^2);$$

$$p_{1(2-2)} = 200000 \text{ Па } (2,04 \text{ кг/см}^2) \div 500000 \text{ Па } (5,1 \text{ кг/см}^2);$$

$$p_{1(3-3)} = 180000 \text{ Па } (1,83 \text{ кг/см}^2) \div 390000 \text{ Па } (3,98 \text{ кг/см}^2);$$

$$T_{1H_1} = 283,16 \text{ К } (10^\circ\text{C}) \div 310,16 \text{ К } (37^\circ\text{C});$$

$$T_{1K_1} = 310,16 \text{ К } (37^\circ\text{C}) \div 313,16 \text{ К } (40^\circ\text{C});$$

$$T_{1H_2} = 310,16 \text{ К } (37^\circ\text{C}) \div 313,16 \text{ К } (40^\circ\text{C});$$

$$T_{1K_2} = 355,16 \text{ К } (82^\circ\text{C}) \div 360,16 \text{ К } (87^\circ\text{C});$$

$$T_{1H_3} = 310,16 \text{ К } (37^\circ\text{C}) \div 313,16 \text{ К } (40^\circ\text{C});$$

$$T_{1K_3} = 355,16 \text{ К } (82^\circ\text{C}) \div 360,16 \text{ К } (87^\circ\text{C}).$$

где $p_{1(0-0)}$, $p_{1(1-1)}$, $p_{1(2-2)}$, $p_{1(3-3)}$ – гидродинамическое давление топлива I блока в сечении трубопровода (0-0), (1-1), (2-2), (3-3), Па, T_{1H_1} , T_{1K_1} – начальная и конечная температура топлива в танке запаса I блока, К, T_{1H_2} , T_{1K_2} – начальная и конечная температура топлива в отстойной цистерне №1 I блока, К, T_{1H_3} , T_{1K_3} – начальная и конечная температура топлива в отстойной цистерне №2 I блока, К.

После подстановки заданных условий давлений и температур в программу MATLAB, был получен результат минимизирования энергетических затрат на топливоподготовку I блока топливной системы СИМАС [2].

$$\sum W_{mI} = 284,647 \text{ кВт.}$$

II участок:

$$p_{2(0-0)} = 50000 \text{ Па } (0,51 \text{ кг/см}^2) \div 67000 \text{ Па } (0,68 \text{ кг/см}^2);$$

$$p_{2(1-1)} = 50000 \text{ Па } (0,51 \text{ кг/см}^2) \div 150000 \text{ Па } (1,53 \text{ кг/см}^2);$$

$$p_{2(2-2)} = 250000 \text{ Па } (2,55 \text{ кг/см}^2) \div 300000 \text{ Па } (3,06 \text{ кг/см}^2);$$

$$p_{2(3-3)} = 230000 \text{ Па } (2,35 \text{ кг/см}^2) \div 280000 \text{ Па } (2,86 \text{ кг/см}^2);$$

$$T_{2H_1} = 347,10 \text{ К } (74^\circ\text{C}) \div 368,16 \text{ К } (95^\circ\text{C});$$

$$T_{2K_1} = 368,16 \text{ К } (95^\circ\text{C}) \div 371,16 \text{ К } (98^\circ\text{C}),$$

где $p_{2(0-0)}, p_{2(1-1)}, p_{2(2-2)}, p_{2(3-3)}$ – гидродинамическое давление топлива II блока в сечении трубопровода (0-0), (1-1), (2-2), (3-3), Па, $T_{2н1}, T_{2к1}$ – начальная и конечная температура топлива в топливоподогревателе II блока, К.

После подстановки заданных условий давлений и температур в программу MATLAB, был получен результат минимизирования энергетических затрат на топливоподготовку II блока топливной системы СИМАС.

$$\sum W_{mII} = 36,244 \text{ кВт.}$$

III участок:

$$p_{3(0-0)} = 140000 \text{ Па (1,43 кг/см}^2) \div 240000 \text{ Па (2,45 кг/см}^2);$$

$$p_{3(1-1)} = 140000 \text{ Па (1,43 кг/см}^2) \div 220000 \text{ Па (2,24 кг/см}^2);$$

$$p_{3(2-2)} = 180000 \text{ Па (1,83 кг/см}^2) \div 260000 \text{ Па (2,65 кг/см}^2);$$

$$p_{3(3-3)} = 180000 \text{ Па (1,83 кг/см}^2) \div 240000 \text{ Па (2,45 кг/см}^2);$$

$$T_{3н1} = 363,16 \text{ К (90}^\circ\text{C)} \div 367,10 \text{ К (94}^\circ\text{C)};$$

$$T_{3к1} = 367,10 \text{ К (94}^\circ\text{C)} \div 371,10 \text{ К (98}^\circ\text{C)},$$

где $p_{3(0-0)}, p_{3(1-1)}, p_{3(2-2)}, p_{3(3-3)}$ – гидродинамическое давление топлива в сечении трубопровода (0-0), (1-1), (2-2), (3-3), III блока, Па, $T_{3н1}, T_{3к1}$ – начальная и конечная температура топлива в расходной цистерне III блока, К.

После подстановки заданных условий давлений и температур в программу MATLAB, был получен результат минимизирования энергетических затрат на топливоподготовку III блока топливной системы СИМАС.

$$\sum W_{mIII} = -29 \cdot 10^{-8} \text{ кВт.}$$

IV участок:

$$p_{4(0-0)} = 80000 \text{ Па (0,82 кг/см}^2) \div 120000 \text{ Па (1,22 кг/см}^2);$$

$$p_{4(1-1)} = 120000 \text{ Па (1,22 кг/см}^2) \div 155000 \text{ Па (1,58 кг/см}^2);$$

$$p_{4(2-2)} = 350000 \text{ Па (3,57 кг/см}^2) \div 740000 \text{ Па (7,55 кг/см}^2);$$

$$p_{4(3-3)} = 120000 \text{ Па (1,22 кг/см}^2) \div 700000 \text{ Па (7,14 кг/см}^2);$$

$$T_{4н1} = 361,16 \text{ К (88}^\circ\text{C)} \div 368,16 \text{ К (95}^\circ\text{C)};$$

$$T_{4к1} = 368,16 \text{ К (95}^\circ\text{C)} \div 371,16 \text{ К (}^\circ\text{C)},$$

где $p_{4(0-0)}$, $p_{4(1-1)}$, $p_{4(2-2)}$, $p_{4(3-3)}$ – гидродинамическое давление топлива IV блока в сечении трубопровода (0-0), (1-1), (2-2), (3-3), Па, $T_{4н1}$, $T_{4к1}$ – начальная и конечная температура топлива IV блока в смесительной цистерне, К.

После подстановки заданных условий давлений и температур в программу MATLAB, был получен результат минимизирования энергетических затрат на топливоподготовку IV блока топливной системы СИМАС.

$$\sum W_{mIV} = 0,447 \text{ кВт.}$$

V участок:

$$p_{5(0-0)} = 350000 \text{ Па (3,57 кг/см}^2) \div 650000 \text{ Па (6,63 кг/см}^2);$$

$$p_{5(1-1)} = 400000 \text{ Па (4,08 кг/см}^2) \div 700000 \text{ Па (7,14 кг/см}^2);$$

$$p_{5(2-2)} = 750000 \text{ Па (7,65 кг/см}^2) \div 1000000 \text{ Па (10,2 кг/см}^2);$$

$$p_{5(3-3)} = 700000 \text{ Па (7,14 кг/см}^2) \div 950000 \text{ Па (9,69 кг/см}^2);$$

$$T_{5н1} = 361,16 \text{ К (88}^\circ\text{C)} \div 371,16 \text{ К (98}^\circ\text{C)};$$

$$T_{5к1} = 403,16 \text{ К (130}^\circ\text{C)} \div 419,16 \text{ К (146}^\circ\text{C)},$$

где $p_{5(0-0)}$, $p_{5(1-1)}$, $p_{5(2-2)}$, $p_{5(3-3)}$ – гидродинамическое давление топлива V блока в сечении трубопровода (0-0), (1-1), (2-2), (3-3), Па, $T_{5н1}$, $T_{5к1}$ – начальная и конечная температура топлива V блока в топливоподогревателе, К.

После подстановки заданных условий давлений и температур в программу MATLAB, был получен результат минимизирования энергетических затрат на топливоподготовку V блока топливной системы СИМАС.

$$\sum W_{mV} = 99,9 \text{ кВт.}$$

VI участок:

Минимизация энергетических затрат на подготовку тяжелого топлива VI блока системы нерациональна. Причиной этого является ничтожно малое изменение давления в сечении 2-2 на выходе из ТНВД ($1,961 \cdot 10^8$ Па) при его регулировании путем изменения угла опережения подачи тяжелого топлива по сравнению с давлением тяжелого топлива в сечениях 0-0 и 1-1 перед ТНВД ($0,905 \cdot 10^6$ Па). Затраты энергии на топливоподготовку 6-го блока состоят из затрат энергии в ТНВД главного двигателя и составляют 35,565 кВт. Кроме того, отсутствие штатных манометров в сечениях 1-1 (перед ТНВД) и 2-2 (после ТНВД) не позволяет определить параметры изменения давления при регулировке давлений в этих сечениях.

Суммарная минимизация энергетических затрат на топливоподготовку всей топливной системы СИМАС составила 456,803 кВт, т.е. было получено снижение энергетических затрат на 28%.

$$\sum W_{ml-v} = 456,803 \text{ кВт.}$$

Выводы.

Проведен анализ и определены величины расхода энергетических затрат на подготовку тяжелых топлив вязкостью 380сСт и более системы топливоподготовки СИМАС.

Показано, что величина энергетических затрат на топливоподготовку в случае реализации классической схемы СИМАС достигает 2,5% от мощности главного двигателя.

Оптимизация по критерию энергетических затрат режима работы схемы СИМАС, путем изменения основных рабочих параметров топливной системы (давления и температур), позволяет уменьшить величину энергетических затрат на 28%.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Возницкий И.В. Топливная аппаратура судовых дизелей: Конструкция, проверка состояния и регулировка: Учеб. пос. по спец. 2405. – СПб.: Файндер-Плюс, 2004. – 122 с.
2. Топливная аппаратура дизелей: Справочник / Ю.А. Фомин, Г.В. Никонов,
3. Ивановский В.Г. – М.:Машиностроение, 1982. – 168 с.
4. Добровольский В.В. Энергетические затраты на топливоподготовку судовых малооборотных двигателей / В.В. Доброволь-

- ский, С.А. Ханмамедов // Вісник НУК. – 2010. - №5(434). – Николаев: НУК. – С. 97-104.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям // Под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

УДК 629.12.06

Аболешкин С.Е., Калюжный В.О.
ОНМА

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ ОКИСЛОВ АЗОТА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ

Оценка наличия и концентрации токсичных составляющих в отработавших газах дизелей является необходимым условием экологической безопасности их эксплуатации. Международные и региональные законодательные и контролирующие организации поэтапно ужесточают требования к нормам содержания токсичных примесей. Судостроительные и эксплуатирующие фирмы вынуждены уделять повышенное внимание экологической безопасности эксплуатации судовых дизелей. Реализовать эти меры можно посредством разработки и внедрения специальных методов и средств замера и контроля.

Определить состав и концентрацию токсичных примесей в отработавших газах судовых дизелей можно двумя методами: аналитическим и инструментальным.

Инструментальный метод предполагает использование специальных методик, приборов и техники измерения (газоанализаторов, дымомеров и т. д.).

Процесс инструментального определения состава и концентрации токсичных веществ в отработавших газах судовых двигателей является трудоемким, дорогостоящим, требующим специальных навыков. Именно поэтому в настоящее время уделяют большое внимание разработке и внедрению аналитических методов.

Аналитический метод предполагает определение необходимых параметров на основе физико-химических законов и эмпирических зависимостей. При этом возможно исключение специальных приборов измерения

Наиболее вредными для окружающей среды, являются окислы азота. При сгорании топлива в цилиндре могут образовываться локальные зоны с некачественным распылом, недостатком кислорода, повышенной температурой до 2000° С. В этих условиях азот, содержащийся в воздухе и топливе, становится химически активным и вступает в реакцию окисления. Итогом является увеличение содержания окислов азота в отработавших газах.

Таким образом, для расчета образования окислов азота необходимо учитывать качество распыливания топлива, смесеобразования,

испарения и сгорания, конструктивные особенности и техническое состояние топливной аппаратуры, камеры сгорания, эксплуатационные факторы.

В общем виде эмпирическая зависимость образования окислов азота может быть представлена в виде

$$\frac{dE_{NO_x}}{d\varphi} = f(A_{NO_x}, p, T, n, \alpha_1, x),$$

где E_{NO_x} — удельный выброс окислов азота, г/(кВт ч); φ — угол поворота коленчатого вала, °ПКВ; p, T — текущие значения давления, температуры, кПа, К; n — частота вращения коленчатого вала, об/мин; α_1 — текущее значение коэффициента избытка воздуха; A_{NO_x} — комплексный эмпирический коэффициент; x — относительное количество выделенного тепла.

Определение аналитическими методами наличия и концентрации окислов азота в цилиндре дизеля на практике трудно реализуем из-за чрезвычайной сложности физико-химических, термодинамических процессов в камере сгорания. В связи с этим, необходимо располагать зависимостями, отображающими в явном виде влияние эксплуатационных и конструктивных факторов на образование окислов азота.

При разработке методики в основу была положена эмпирическая формула, полученная путем обработки экспериментальных данных по образованию и концентрации NO_x фирмой «Вяртсиля» [1]:

$$\frac{dE_{NO_x}}{d\varphi} = A_{NO_x} \cdot p \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1} \cdot \exp\left(-\frac{7550}{T}\right). \quad (1)$$

Решение дифференциального уравнения (1) возможно только численными методами совместно с моделированием индикаторного процесса дизеля [2, 3], так как в формулу входят текущие значения давления, температуры и коэффициента избытка воздуха.

Среди известных методов расчета рабочих процессов двигателей наибольшее распространение получил метод расчета индикаторного процесса, разработанный в 1968 г. Б.М. Гончаром, который получил название методики численного моделирования ЦНИДИ.

Моделирование рабочего процесса по методу ЦНИДИ позволяет с высокой степенью точности воспроизводить его показатели. Благодаря модульной структуре построения модели существует воз-

возможность ее дальнейшего совершенствования путем использования более глубоких современных исследований отдельных фаз процессов, протекающих в двигателе.

Для математического описания процесса изменения параметров рабочего тела в цилиндре дизеля используются [2,3]:

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

Первый закон термодинамики для процесса изменения состояния рабочего тела в цилиндре дизеля как процесса, совершаемого в условиях закрытой системы, устанавливает, что теплота dQ , сообщенная рабочему телу за элементарный промежуток времени, расходуется на изменение его внутренней энергии dU и на совершение работы перемещения поршня dL :

После преобразований получим систему уравнений для расчета показателей индикаторного процесса

$$\left\{ \begin{array}{l} (c'_v G' + c''_v G'') \frac{dT}{d\phi} + u' \frac{dG'}{d\phi} + u'' \frac{dG''}{d\phi} = Q_h \frac{dg_x}{d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} - \frac{\pi V_s}{360} p \bar{v}; \\ G' = G'_a - G_0 g_x; \\ G'' = G''_a - (G_0 + 1) g_x; \\ p = \frac{(G' R_1 + G'' R_2) T}{V}, \end{array} \right. \quad (2)$$

где p , T , V — текущие значения давления, температуры, объема; G' , R_1 , c'_v , u' , G'' , R_2 , c''_v , u'' — текущие массы, газовые постоянные, теплоемкости, внутренние энергии «чистого» воздуха, «чистых» продуктов сгорания; g_x — доля выгоревшего топлива.

Для решения системы уравнений, описывающих индикаторный процесс в цилиндре дизеля, необходимо задать аналитически закономерности теплообмена и тепловыделения, поскольку их структура в уравнении (2) может меняться в зависимости от типа двигателя и режима его работы.

Для расчетов продолжительности предпламенных процессов в дизелях пользуются формулами, полученными на основании обработки статистических данных по результатам испытаний различных

двигателей [4], В.С. Семеновым предложена формула следующего вида:

$$\tau_i = \frac{8,223}{(v_m p)^{0,635} T^{0,294}} \text{ с}, \quad (3)$$

где v_m — средняя скорость поршня, м/с; p , T — давление и температура газов в момент подачи топлива, кПа, К.

Предложено несколько методик расчета процесса тепловыделения однофазная, двухфазная и т.д. [4].

Наибольшее распространение получила эмпирическая зависимость И.И. Вибе [5]

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{нз}}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (4)$$

где $\varphi_{нз}$ — угол, соответствующий началу активного тепловыделения, °ПКВ; m — показатель тепловыделения; φ_z — условная продолжительность тепловыделения, °ПКВ.

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

$$dQ_w = \alpha_r F (T_{lm} - T) dt, \quad (5)$$

где α_r — коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам, кВт/(м²·К); F — текущая поверхность теплообмена, м²; T_{lm} — средняя условная температура стенок, К; T — текущая температура газов в цилиндре, К; t — время теплообмена, с.

Для расчета коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам α_r предложен целый ряд эмпирических формул [4]. Одной из простых и универсальных является формула, предложенная Г. Хохенбергом, кВт/(м² К):

$$\alpha_r = 3.265 \cdot 10^{-3} \cdot V^{-0.06} \cdot p^{0.8} \cdot T^{-0.4} (v_m + 1.4)^{0.8}. \quad (6)$$

По окончании расчета индикаторного процесса могут быть построены соответствующие диаграммы, определяются показатели индикаторного процесса.

Среднее индикаторное давление, кПа,

$$p_{m_i} = \frac{1}{V_s} \int_{-180}^{180} p dV. \quad (7)$$

Цилиндрическая индикаторная мощность, кВт,

$$P_{iц} = \frac{V_s}{60} n z p_{m_i} \cdot \quad (8)$$

Удельный индикаторный расход топлива, кг/(кВт·ч),

$$b_i = \frac{60 b_u n z}{P_{iц}} \cdot \quad (9)$$

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600}{Q_H b_i} \cdot \quad (10)$$

Удельное содержание NO_x в отработавших газах

$$E_{NO_x} = \left(\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} E_{NO_x}(\varphi) d\varphi \right) / P_{iц} \cdot \quad (11)$$

Точность расчета показателей индикаторного процесса и NO_x в значительной мере определяется правильностью выбора эмпирических коэффициентов в уравнениях теплоемкости, сгорания, теплообмена и эмиссии окислов азота. Их выбор и настройку производят по экспериментальным данным или известным эмпирическим зависимостям.

Расчет скорости образования окислов азота и ее интегрирование можно осуществлять от момента самовоспламенения топлива до окончания его сгорания.

Исходные данные к расчету в значительной мере определяют точность расчета показателей индикаторного процесса, в том числе и удельного выброса окислов азота.

Значение коэффициента пропорциональности в дифференциальном уравнении скорости образования окислов азота A_{NO_x} лежит в диапазоне 100...450, меньшие значения соответствуют малооборотным дизелям, большие - среднеоборотным. При настройке предварительно задаемся значением A_{NO_x} из указанного диапазона, затем выполняется пробный расчет. Полученное расчетное значение NO_x сопоставляем с экспериментальным и в соответствии с полученным соотношением корректируем значение A_{NO_x} .

Пример решения эксплуатационных задач на примере дизеля МАК 6М43 (6ЧН 43/61).

Установленный угол опережения впрыска топлива должен удовлетворять нормам выбросов NO_x , для этого необходимо иметь зависимость в графической форме выбросов NO_x от угла опережения впрыска, построенную по результатам стендовых испытаний.

Предложенная модель позволяет получить такую зависимость расчетным путем. На рис. 1 показано изменение удельного выброса и основных показателей индикаторного процесса дизеля МАК 6М43 (6ЧН 43/61) в зависимости от пяти значений угла опережения впрыска топлива (7, 6, 5(норма), 4, 3° до ВМТ). Расчет выполнен для номинального режима работы.

В соответствии с требованиями [6] уровень средневзвешенного удельного выброса окислов азота для этого дизеля, имеющего номинальную частоту вращения 500 об/мин, не должен превышать 13 г/(кВт·ч).

По данным измерений фирмы МАК этот дизель характеризуется следующими значениями NO_x : при испытаниях по нагрузочной характеристике — 11,42 г/(кВт·ч); при работе по винтовой характеристике — 13,32 г/(кВт·ч).

Результаты расчета, приведенные на рис. 1, показывают, что при отклонении угла опережения впрыска топлива на 1° ПКВ в ту или иную сторону от нормы удельный выброс NO_x изменяется примерно на 0,5 г/(кВт·ч). Полагая, что такая зависимость сохраняется и для остальных нагрузочных режимов, примем, что настолько же ме-

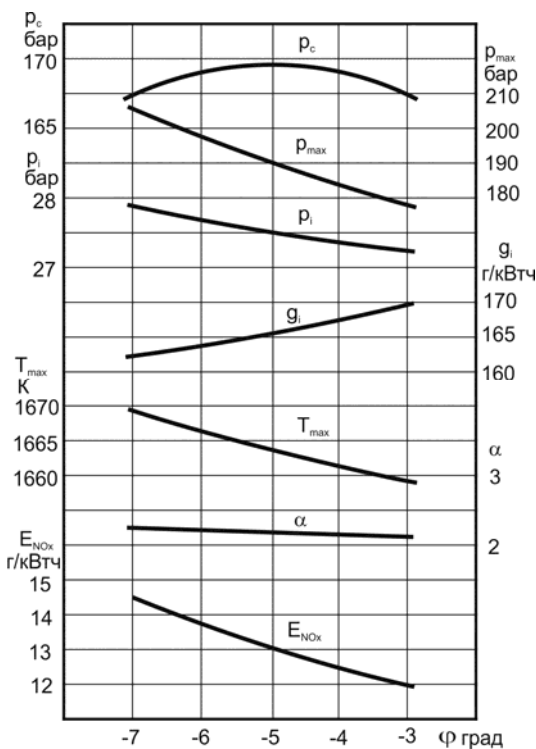


Рис. 1. Изменение удельного выброса NO_x и показателей рабочего процесса в зависимости от угла опережения впрыска топлива

няется и средневзвешенный выброс NO_x . Тогда очевидно, что рассматриваемый дизель не удовлетворяет по уровню выбросов условиям использования в качестве главного, работающего на винт фиксированного шага, и увеличение угла опережения впрыска для него вообще недопустимо, наоборот, его следовало бы уменьшить. Для условий эксплуатации в качестве дизель-генератора или при работе на ВРШ имеется запас, равный $13,0 - 11,42 = 1,58$ г/(кВт-ч), поэтому в этом случае угол опережения впрыска может быть увеличен, но не более чем на 3° ПКВ.

Был произведен расчет влияния на величину выброса NO_x давления надувочного воздуха для пяти режимов работы (4.2, 4.1, 4.0, (норма) 3.9, 3.8 бар), представленные на рис. 2. Видно, что изменение давления наддува на 0,2 бара приводит к изменению NO_x примерно на 0,5 г/(кВт-ч).

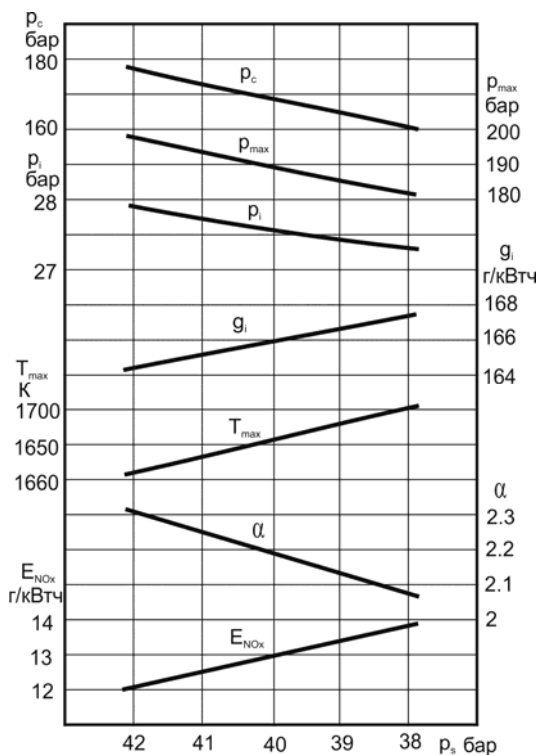


Рис. 2. Изменение удельного выброса NO_x и показателей рабочего процесса в зависимости от давления надувочного воздуха

На основании выполненного расчета можно оценить допустимый диапазон снижения давления наддува с точки зрения ограничения выброса NO_x . Можно утверждать, что снижение давления наддува в эксплуатации на 10% (0,4 бара) не приведет к превышению допустимого уровня выбросов окислов азота дизелем МАК М43.

Результаты расчеты влияние температуры наддувочного воздуха на величину выброса NO_x , показаны на рис. 3.

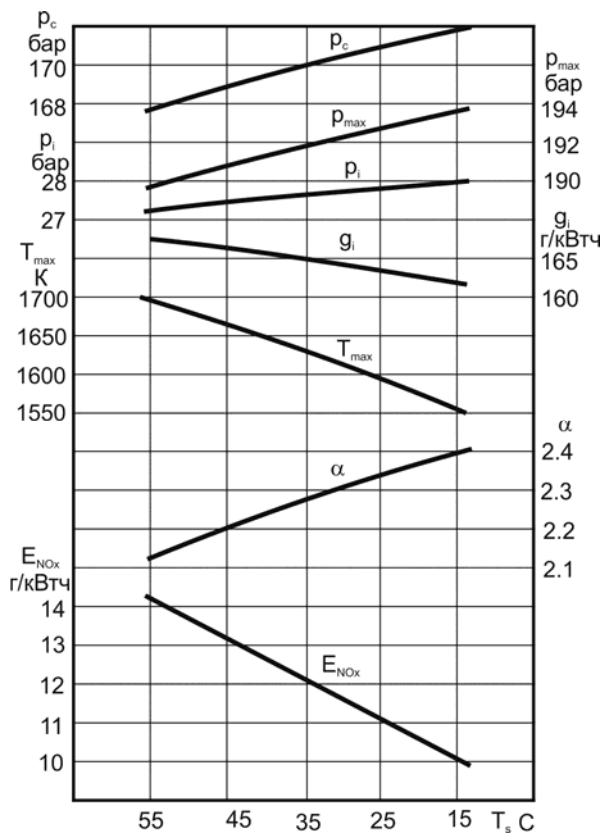


Рис. 3. Изменение удельного выброса NO_x и показателей рабочего процесса в зависимости от температуры наддувочного воздуха

Изменение температуры на 10°C приводит к изменению выброса окислов азота примерно на $1\text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$, поэтому максимально возможное увеличение этого параметра для рассматриваемого дизеля оценивается величиной 15°C .

Таким образом, располагая достаточно точными экспериментальными данными, можно использовать методы численного моделирования для получения необходимых зависимостей между и параметрами работы дизеля и выбросами окислов азота.

ЛИТЕРАТУРА

1. Stefan Gros. Marine emission legislation / Wartsila Diesel Group. Marine News. -№ 1.-1994. -p. 37-43.
2. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей // Энергомашиностроение. - 1968. - № 7. - С. 7-8.
3. Конаков Г.А., Грехов В.А., Желудков Д.Н., Аболешкин С.Е. Моделирование, расчет и анализ процессов газообмена судового дизеля на ЭВМ. Учебное пособие. – М: Мортехинформреклама.- 1988.- 40 с.
4. Суворов П.С. Динамика дизеля в судовом пропульсивном комплексе. – Одесса: Моряк, 2004. – 304 с.
5. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. - М., Свердловск: Машгиз, 1962. - 272 с.
6. Технический Кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизелей: Международная Конвенция MARPOL 73-78, книга III.- СПб: ЗАО ЦНИИМФ, 1998. – С. 82-281.

УДК 621.431.74-59

Ерыганов А.В.
ОНМА

ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ СТАБИЛИЗАЦИИ И УДЕРЖАНИЯ ВАЛОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Системы стабилизации и удержания валопроводов судовых энергетических установок (СЭУ) вне зависимости от специализации выполняемых задач являются сложными техническими объектами, состоящими из агрегатов, по отношению к которым выполняется поставленная задача, и систем, которые предназначены для достижения поставленной цели. Для судовых двигателей, генерирующих вращательную механическую энергию на выходном валу, от точности удержания оси вращения вала зависят такие показатели как механический КПД, долговечность уровень шума и вибрации.

подавляющая часть современного флота оснащается дизелями в качестве главных двигателей, наиболее дорогостоящей частью которых является коленчатый вал. Траектории, по которой движутся части вала, находятся внутри цилиндра, имеющего высоту равной длине вала и диаметр равный удвоенному радиусу кривошипа. Вследствие этого, движение точек вала удобно рассматривать в цилиндрической системе координат. При этом для точного нахождения геометрического места точки вала, куда произошло её смещение от геометрически правильного положения (назовём её нулевой точкой), необходимо три координаты: продольное z и радиальное r смещения, а также угол скручивания ϕ . Для определения смещения из нулевой точки удобно ввести величину, называемую «точностью удержания вала» и обозначаемую δ , и равную отношению текущей величины смещения координаты из нулевой точки к максимально допустимой величине смещения этой координаты:

$$\delta_z = \frac{\Delta z}{\Delta z_{\max}}; \quad \delta_r = \frac{\Delta r}{\Delta r_{\max}}; \quad \delta_\phi = \frac{\Delta \phi}{\Delta \phi_{\max}}.$$

Для удержания z в нужных пределах, т. е. для предотвращения чрезмерного продольного смещения вала, применяются упорные подшипники, увеличение радиального смещения r ограничивается с помощью подшипников, установленных в опорах вала (т. е. рамовых подшипников), а для ограничения крутильных колебаний, т. е. угла скручивания ϕ , применяются соответствующие демпферы.

В настоящее время для удержания и стабилизации положения валов применяются электромагнитные и воздушные подвесы, опоры скольжения и качения. Выбор типа опоры определяется нагрузкой, скоростью вращения и конструктивными особенностями вала обслуживаемого механизма. На рис. 1 в качестве примера приведена наиболее распространённая схема управления магнитным подвесом.

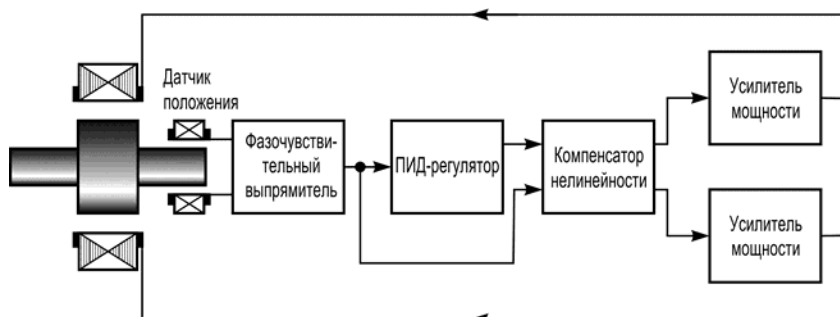


Рис. 1. Типовая схема управления магнитным подвесом

Как видно из рис. 1, система управления реагирует только на радиальное перемещение оси вала, т.е. на координату r . Однако для системы стабилизации и удержания валопроводов судовых дизелей регулируемы должны быть три величины: z , r и ϕ . Соответственно, прямо или косвенно должен производиться мониторинг этих величин и их регулирование. Следовательно, приведенная схема управления должна быть дополнена элементами, осуществляющими мониторинг и регулирование продольного смещения вала и его скручивания. У двигателей, находящихся в эксплуатации в настоящее время, такой мониторинг не производится. В состоянии покоя определяются лишь величины раскопов, позволяющие оценить состояние рамовых подшипников. Однако это даёт возможность только приблизительно оценивать радиальное отклонение вращающегося вала от его геометрической оси.

Для механизмов, применяемых в современных СЭУ, используются только опоры скольжения и качения. Электромагнитный подвес, применяемый, как опора ротора турбомашин в современных турбокомпрессорах на газоперекачивающих станциях, в судовых условиях не нашёл применения по ряду причин [1]. Более того, в настоящее время отмечается тенденция к расширению области применения опор скольжения, так как применение опор качения прак-

тически полностью исчерпало себя [2, 3]. Опоры качения наиболее часто применяются в небольших не слишком интенсивно нагруженных механизмах, имеющих, как правило, вспомогательное значение [1].

Коленчатый вал судового дизеля удерживается с помощью рамных и упорных подшипников, которые относятся к гидростатическим подшипникам. Подвод смазки к таким подшипникам осуществляется за счёт прокачивания под давлением смазывающей жидкости из соответствующей системы. Удержание и стабилизация положения вала в этом случае возможна за счёт управления реологическими характеристиками смазочных материалов, являющихся неньютоновскими жидкостями. Следует отметить, что такое управление не может устранить главный недостаток гидростатических подшипников, заключающийся в том, что даже кратковременный перебой в подводе смазывающей жидкости или падение её давления приводит к серьёзным авариям. Рабочие характеристики демпферов крутильных колебаний также в значительной степени зависят от свойств смазывающей жидкости, что расширяет спектр задач по регулированию реологических свойств масел. Следует, однако, заметить, что реализация этих подходов невозможна без точного мониторинга параметров потока смазки, его реологических свойств и положения коленчатого вала относительно его геометрической оси вращения. Совместная реализация этих задач представляет собой самостоятельную научно-техническую задачу, направленную как на повышение общей надёжности СЭУ, так и на облегчение обслуживания её элементов.

Таким образом, создание системы управления стабилизацией и удержанием валов судовых дизелей заключается в том, чтобы по результатам мониторинга положения вала в пространстве, определить необходимое воздействие на параметры потока смазывающей жидкости, или на её реологические свойства. Результатом такого воздействия должна быть коррекция положения вала в пространстве.

Список литературы

1. Бахарева В.Е. Подшипники в судовой технике: [справочник] / В.Е. Бахарева, М.Б. Рубин – Л.: Судостроение, 1987. – 344 с.
2. Кирюхин А.Л. Совершенствование функциональных свойств систем удержания и стабилизации валопроводов судовых турбинных установок: дисс. ... докт. техн. наук / А.Л. Кирюхин –

- Севастополь: Академия военно-морских сил имени П.С. Нахимова, 2011. – 362 с.
3. Справочник по триботехнике: в 3 т. / [под ред. М. Хебда, А.В. Чичинадзе]. – М.: Машиностроение, 1989. – Т. 1: Теоретические основы. – 397 с.

УДК 621.436.12

Веретенник А.М., Абоleshкин С.Е.
ОНМА

СОВРЕМЕННЫЙ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОР – ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Основной задачей современного транспортного флота является осуществление безопасного транспортного процесса в установленные сроки с минимальными эксплуатационными затратами. В решении задач транспортных морских перевозок, эксплуатации судовых энергетических установок (СЭУ) на первое место выступает безопасность, а время перевозок и эксплуатационные затраты служат граничными условиями этой задачи.

Современная СЭУ представляет собой автономный сложный взаимосвязанный комплекс автоматизированного, высокотехнологичного, энергонасыщенного оборудования. Его техническое состояние, режимы эксплуатации, экономические показатели во многом определяют эффективность работы судна в целом.

Различные режимы эксплуатации судна требуют разное количество электроэнергии. Поэтому на транспортном судне предусмотрено несколько источников электроэнергии, которые по выбору, либо вручную, либо автоматически могут включаться по мере необходимости.

В судовых энергетических установках источником электрической энергии в большинстве случаев являются дизель-генераторы (ДГ), которые в случае необходимости могут работать совместно, обеспечивая судовую электростанцию энергией.

Высокий уровень автоматизации СЭУ подразумевает автоматическое срабатывание на судне мощных потребителей электроэнергии. Зачастую автоматическое срабатывание того или иного механизма влияет на эффективность и безопасность работы судна в целом. При этом наблюдаются значительные колебания мощности потребляемой электроэнергии. Особенно это становится заметно в случае, если ДГ работают в параллели, когда стесненные условия плавания и требуется повышенная мощность судовой электростанции. Обменные колебания мощности работающих в параллели ДГ могут явиться причиной обесточивания судна, что непосредственно скажется на безопасности его эксплуатации.

Автоматика электрогенерирующих агрегатов и судна в целом должна обеспечивать электростанцию судна электроэнергией необходимого качества и в необходимом объеме.

Объектом исследования в этом случае должен служить энергопроизводящий агрегат – дизель, регулятор, генератор – как одно целое, с учетом возможных изменений нагрузки.

В настоящее время меняются требования к ДГ, режимам работы, способам эксплуатации в составе СЭУ.

- обеспечение возможности эксплуатации ДГ и главного двигателя на едином тяжелом топливе с вязкостью до 730 сСт (при 50° С) с целью создания однопаливных энергетических установок судов;
- интеграции отдельных агрегатов, входящих в СЭУ, объединенная система охлаждения, турбонаддува (ICS) главных и вспомогательных дизелей;
- включение турбогенераторов в состав судовой электростанции.

В конструкцию дизеля может вноситься ряд изменений:

- на ДГ устанавливаются однорежимные регуляторы частоты вращения достаточно высокого класса для обеспечения качественных характеристик системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) как на установившихся, так и на переходных режимах; конструкция регулятора предусматривает:
 - ✓ устройство изменения наклона регуляторной характеристики;
 - ✓ устройство дистанционного управления частотой вращения;
 - ✓ конечные выключатели, фиксирующие выход ДГ на пусковую частоту вращения и на частоту холостого хода по заданной регуляторной характеристике.

Регулятор частоты вращения приводного двигателя ДГ играет существенную роль в реализации алгоритма управления и автоматизации ДГ и судовой электростанции в целом (в том числе при синхронизации ДГ и распределении нагрузки между параллельно работающими агрегатами);

- на приводном двигателе ДГ желательно применение маховика с гораздо большим моментом инерции, чем у главного двигателя, для снижения степени неравномерности вращения коленчатого вала, улучшения показателей САРЧ;

- в соответствии с требованиями безаварийной работы электростанции сокращается время от момента подачи сигнала на запуск до приема нагрузки ДГ-ом, что требует оснащения ДГ специальными системами «горючего резерва», применения эффективных средств предварительной прокачки масла, максимального снижения времени выхода ДГ с пусковой частоты вращения на рабочую;
- вышеперечисленные характеристики приводного двигателя ДГ предполагают и соответствующую соединительную упругую муфту ДГ, которая должна выдерживать перегрузку в переходных режимах, ударный ток аварийного короткого замыкания и другие эксплуатационные перегрузки;
- на приводные двигатели устанавливаются специальные амортизаторы, двухкаскадные системы виброизоляции для оптимизации параметров вибрации и ударостойкости агрегата, исключения резонансных колебаний ДГ.

Основным требованием к судовым электроэнергетическим установкам (СЭЭУ) является обеспечение высокого качества электроэнергии по напряжению и частоте тока как в стационарных, так и переходных режимах при одиночной и параллельной работе. Поэтому особое внимание уделяется системам автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) и системам автоматического регулирования напряжения различных типов электрогенераторов, качественным показателям параллельной работы ДГ.

Эти вопросы на современном этапе развития судовых электростанций (СЭ) являются наиболее актуальными и приобретают первостепенное значение для производителей ДГ.

К техническим характеристикам системы САРЧ судовых ДГ предъявляются следующие основные требования:

- основной наклон регуляторной характеристики 3 %. Диапазон изменения наклона 2-5 % (не менее) – для обеспечения параллельной работы ДГ с ДГ другого типа с фиксированным наклоном регуляторной характеристики;
- нестабильность частоты вращения n (не более): при относительной нагрузке менее 25 % - 1,5 % от $n_{\text{ном}}$; при относительной нагрузке 25-100 % - 1 % от $n_{\text{ном}}$;
- при мгновенном набросе активной нагрузки ДГ должен нагружаться ступенями согласно ISO 8528/5, ISO 3046/4 и ГОСТ 10511-83 в зависимости от степени форсирования дизеля по среднему эффективному давлению.

Требования к системе САРЧ судовых ДГ по величине набрасываемой нагрузки должны учитывать с возможностями установленных дизелей. Это связано, прежде всего, с использованием газотурбинного наддува, который определяет влияние параметров системы воздухообеспечения на переходных режимах ДГ. Повышение быстродействия регуляторов частоты вращения дизелей (в том числе, использование двухимпульсных регуляторов со вторым импульсом по нагрузке) не обеспечивает в полной мере требуемое ограничение на провал и заброс частоты в ДГ при подключении и отключении нагрузки.

Это связано с тем, что нагрузка на судовых электростанциях имеет смешанный активно-реактивный характер, при запусках асинхронных электродвигателей наблюдается как значительное падение частоты вращения ДГ (вследствие их больших пусковых токов, по значению превышающих номинальные токи подключаемой нагрузки до 7 раз) [1], так и значительные провалы напряжения генераторов. При этом даже мгновенный перевод регулятором частоты вращения дизеля рейки топливного насоса в положение полной подачи не решает задачу обеспечения стабилизации частоты приводного двигателя, поскольку ротору турбокомпрессора необходимо время для его раскрутки и обеспечения требуемого воздухообеспечения дизеля.

Возможности увеличения инерционных масс ДГ для снижения провалов частоты вращения и нагрузки также ограничены, поскольку увеличение массы маховиков приводит к росту длительности переходных процессов.

Для получения необходимых параметров переходных процессов приводных двигателей ДГ необходимо улучшение системы воздухообеспечения дизелей, с уменьшением времени разгона турбокомпрессора (ТК).

При этом имеет значение и выбор между импульсной и изобарной системой наддува, особенно при современных высоких форсировках дизелей.

Основными направлениями улучшения динамических параметров приводных двигателей ДГ при набросах нагрузки являются:

- сопловое регулирование турбины;
- регулирование частоты вращения ТК воздействием на систему воздухообеспечения со стороны компрессора;
- дополнительная подача воздуха в воздушный ресивер и цилиндры дизеля;

- увеличение частоты вращения ТК в период разгона за счет подачи воздуха на лопатки газовой турбины;
- применение специальных устройств получения дополнительного момента на валу ТК.

Например, фирма MAN B&W в качестве турбокомпрессора использует модель NR/R, в которой применяется газовая турбина и компрессор с радиальным потоком. Компрессор оснащен дополнительной сопловой системой, которая используется в качестве турбоакселератора для сокращения времени разгона ротора ТК при набросе нагрузки на ДГ.

В случае необходимости на сопловой аппарат компрессора подается воздух от внешнего источника, тем самым обеспечивая дополнительный вращающий момент на валу ТК, повышая давление наддувочного воздуха, улучшая воздухообеспечение в период переходного процесса дизеля.

При набросах нагрузки на ДГ происходит задержка нарастания мощности приводного дизеля вследствие кратковременного недостатка воздуха для сгорания, что вызывает повышение теплонапряженности и дымности дизеля, ведет к нежелательному или даже недопустимому падению частоты вращения и напряжения. При повышении частоты вращения ротора ТК будет обеспечена поставка дополнительного объема воздуха для процесса сгорания, что вызовет снижение задержки в наборе давления наддува и, соответственно, улучшение процесса сгорания топлива и увеличение мощности дизеля.

Фирма АВВ (Швейцария) в новых экспериментальных турбокомпрессорах моделей ТРБ предложила использовать более легкие сплавы для изготовления турбин. Сплав никеля 8 г/см^3 было предложено заменить интерметаллическим сплавом $4,1 \text{ г/см}^3$, тем самым уменьшив инерционные свойства ТК. Это позволило уменьшить время переходного процесса с 17,5 с до 8 с при набросе 50% нагрузки [2].

Для улучшения динамических характеристик приводных двигателей ДГ используют специальные электродвигатели на роторе ТК, которые включаются на период переходного процесса, также устанавливаются турбины с регулируемым сопловым аппаратом с электронным управлением [2].

Могут быть использованы и другие способы улучшения параметров электроэнергетики ДГ при работе в составе судовых электростан-

ций, при различных режимах работы СЭУ, в том числе при грузовых операциях.

Так для улучшения параметров переходных процессов можно использовать способ стабилизации работы ДГ и устройство для автоматической разгрузки, предусматривающие отключение на период переходного процесса системы автоматического регулирования напряжения синхронного генератора, что снижает провалы напряжения, время переходного процесса и стабилизирует частоту тока.

Одной из наиболее актуальных проблем качественного функционирования судовых электростанций является обеспечение устойчивой параллельной работы ДГ с допустимыми обменными колебаниями мощности.

Неустойчивая параллельная работа ДГ с недопустимыми колебаниями мощности (до ± 100 % от номинальной и более), с колебаниями реек топливных насосов дизеля от упора до упора с частотой примерно 2-6 колебаний в секунду приводит к развалу параллельной работы ДГ (выпадению из синхронизма), выходу из строя агрегатов, обесточиванию судна.

Природа явления обменных колебаний мощности, возникающих со стороны приводных двигателей, при параллельной работе ДГ может быть выявлена путем:

- анализа вынужденных колебаний вследствие возмущающих классических гармоник крутящих моментов дизеля, а также возмущений, вызванных работой топливной аппаратуры двигателя, и собственных колебаний системы параллельно работающих ДГ, чтобы оценить околорезонансный характер обменных колебаний и найти технические решения для ухода от совпадения частот вынужденных и собственных колебаний системы ДГ, работающих в параллель;
- изучения влияния системы регулирования частоты вращения на величину обменных колебаний (например, при совпадении частот собственных колебаний измерителя скорости регулятора и системы ДГ возможны автоколебания элементов регулятора, реек топливных насосов и т.д.);
- определения влияния синхронного генератора на развитие или подавление обменных колебаний активной мощности (имеются в виду оценка системы автоматического регулирования напряжения, демпфирования генератора и т.д.);
- общего анализа устойчивости системы параллельно работающих ДГ на основе исследования амплитудно-фазовых и ам-

плитудно-частотных характеристик динамических звеньев системы (например, на основе частотного критерия Найквиста).

Изучение природы обменных колебаний позволит выбрать методы и способы снижения и оптимизации этих отрицательных явлений.

Допустимой величиной обменных колебаний активной мощности при работе ДГ в параллель можно считать $\pm 10-12,5\%$ от номинальной мощности. Этот критерий выработан на основе опыта проектирования и эксплуатации ДГ переменного тока [2].

Развитие технологии генераторостроения позволяет в настоящее время внедрять на флоте как генераторы традиционные, синхронного типа, так и генераторы асинхронные, использующие системы возбуждения и регулировки напряжения по цепи статорных обмоток.

Судовые электроразрешительные установки по сравнению со стационарными береговыми системами электроснабжения имеют ряд особенностей, отражающихся на характере динамических процессов в них [3, 4, 5].

Отсутствие мощной демпфирующей сети приводит к более интенсивным изменениям напряжения и частоты при коммутациях судовых потребителей, включении на параллельную работу и при авариях.

В коротких линиях электропередач судовой сети отсутствуют значительные активные и реактивные сопротивления, ограничивающие токи переходных процессов в статорных цепях генераторных установок.

Относительно небольшие постоянные времени судовых электрических цепей создают предпосылки к увеличению скоростей протекания электромагнитных переходных процессов в генераторных установках.

Значительно меньшие инерционности дизель-генераторов и турбогенераторов, по сравнению с главным двигателем, приводят к большим скоростям механических переходных процессов в судовых энергетических установках.

Малый статизм нагрузочных характеристик и быстроедействие регуляторов приводных двигателей, а также необходимость параллельной работы генераторов с различными типами приводных механизмов существенно влияют на переходные процессы в судовой электростанции.

Широкое применение специальных генераторов в составе судовой электростанции (СЭС), таких как синхронные самовозбуждаю-

щиеся, синхронные бесщеточные, асинхронные с фазным ротором или с конденсаторным самовозбуждением, требуют исследования их влияния на динамику судовой энергетической установки (СЭУ) в комплексе с приводными двигателями, основные особенности которых описаны выше.

Соизмеримость мощностей генераторов и нагрузки, необходимость автономной работы генераторов на электроприводе большой мощности приводят к более тяжелым переходным режимам с опасностью обесточивания судовой энергетической установки.

Повсеместное внедрение силовой полупроводниковой преобразовательной техники существенно усложняет задачу обеспечения качества судовой электроэнергии.

Исследованию процессов в автономных судовых электростанциях посвящено много научных работ, т.к. для успешного проектирования и эксплуатации судовой энергетической установки необходимо выполнить расчеты установившихся и переходных процессов в различных рабочих и аварийных режимах. Необходимы определение токов, сил и моментов в элементах СЭУ, изменений напряжения и частоты сети, продолжительности переходных режимов и устойчивости работы системы, выбор и оптимизация настроек систем регулирования и защиты СЭУ.

Значения токов, напряжений и частоты в судовой сети, помимо механической части, описываемой выше, зависят от большого числа факторов, таких как вид кривых намагничивания электрических машин, вихревых токов в массивных частях магнитной цепи, маховых масс и упругих связей в агрегатах, индуктивности статорных цепей и цепей возбуждения, характера нелинейностей нагрузки, настроек регуляторов и многого другого. Наличие в сети большого количества элементов с нелинейными элементами затрудняет исследования переходных режимов аналитическими методами.

Вопросу исследования рабочих режимов судовой электростанции с традиционными генераторами, с генераторами различного типа посвящены работы группы учёных ОНМА под руководством к.т.н., профессора Пасса А. Е., д.т.н., профессора Вишневого Л. В.

Изучение типовых режимов судовой электроэнергетической установки проводились на известных и вновь созданных математических и физических моделях энергетического агрегата, включающего в себя приводной двигатель и преобразователь энергии - электрогенератор, а также на реальных судовых агрегатах и системах.

Для получения коэффициентов уравнений в математических моделях и оценки их адекватности для основных режимов проводились натурные эксперименты на действующих образцах электроустановок и на экспериментальных макетах, созданных при выполнении госбюджетных и хоздоговорных работ в Одесской морской академии под руководством А. Е. Пасса и Л. В. Вишневого.

В качестве объекта исследований рассматриваются СЭЭУ как с традиционными силовыми элементами, так и генераторные установки нового типа – с асинхронными генераторами. Изучение нетрадиционных систем потребовало создать новые математические и физические модели электроагрегатов, действующие образцы и экспериментальные макеты.

Типовые режимы работы СЭЭУ исследовались одновременно на действующих макетах и на созданных компьютерных моделях, что позволило для некоторых режимов сопоставить полученные результаты и сделать оценку адекватности моделей. Достаточная точность моделей, подтвержденная на режимах с определенными параметрами, позволяет надеяться на достоверность моделей на аналогичных режимах с другими параметрами.

Пример оценки адекватности модели асинхронного генераторного комплекса в режиме включения активной, половины активно-индуктивной и полной нагрузки приведен на рис. 1.

Первые шаги в исследовании процессов выработки потока электроэнергии и слияния этого потока с энергетическим потоком на борту судна приведены в работах [4 – 10].

Опираясь на вышесказанное можно сделать заключение, что в системе параллельно работающих энергопроизводящих агрегатов вопрос изучения природы возникновения колебаний мощности между агрегатами находится на начальном этапе изучения и развитие исследования этого вопроса позволит обеспечить надёжность работы судовой электростанции и судна в целом.

Надёжность работы электростанции однозначно связана как с источниками, так и с потребителя энергии. Судовая электростанция с точки зрения потребления энергии представляет из себя сложную активно-индуктивно-емкостную нагрузку [6]. Наличие весомых реактивных составляющих тока нагрузки вызывает потери энергии и соответственно ухудшает рабочие режимы электрической части энергоагрегата. Исследованию влияния реактивной составляющей тока нагрузки электростанции на качество производимой энергии и

методам компенсации результирующего реактивного тока нагрузки посвящены работы [6,11].

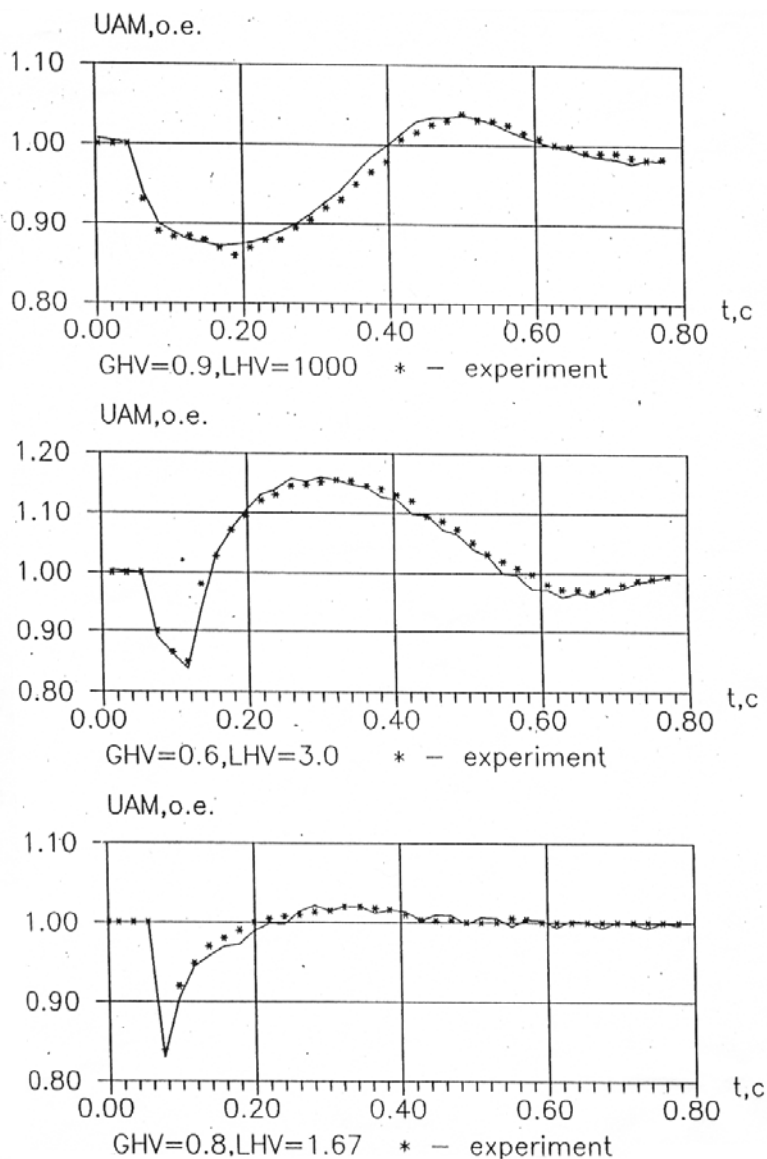


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных переходных процессов в системе стабилизации напряжения асинхронного генератор.

Исследования процессов в СЭУ показали, что применение предлагаемых методов компенсации реактивной составляющей вектора тока нагрузки электростанции позволяет сократить до 25- 30% мощности электростанции. Надёжная техническая реализация предлагаемых методов компенсации реактивной составляющей вектора тока нагрузки позволит сократить расход топлива на обеспечение работы судовой электростанции и обеспечит потенциальный запас мощности энергопроизводящих агрегатов.

В настоящее время мировое судостроение и дизелестроение динамично развивают и совершенствуют уровень автоматизации СЭУ - создание интеллектуальных двигателей и ДГ с управляемым рабочим процессом в установившихся и переходных режимах с решением частных задач по эксплуатации, адаптирующихся программ управления и глубоким функциональным диагностированием с использованием информационных и микропроцессорных технологий с учетом модульного построения комплексных систем автоматизации СЭУ на единой элементной базе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вишнеvский Л.В., Веретенник А.М. Расчет параметров автоколебаний в системе стабилизации частоты судового генератора // *Электромашинобудовання та електрообладнання*. – К.: Техніка, 2005. – Вип. 64.– С. 28-32.
2. Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-тихоокеанского региона // *Матер. Междунар. науч.-техн. конф. «Двигатели 2008»* (Хабаровск, 15-19 сентября, 2008 г.) / под ред. В.А. Лашко.- Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2008. – 381 с.
3. Важнов Д.И. Переходные процессы в машинах переменного тока. - Л.: Энергия, 1980. - 256 с.
4. Вишнеvский Л.В., Пасс А.Е. Системы управления асинхронными генераторными комплексами. - Киев - Одесса: Лыбидь, 1990. - 68 с.
2. Вишнеvский Л.В. и др. Расчет динамики параллельно работающих дизель-генераторов // *Программа ГосФАП*. - № 50850000746. - ГВЦ ММФ, -
3. Вишнеvский Л.В., Муха Н.И., Веретенник А.М. Компьютерное моделирование судовых вспомогательных электроуста-

- новок // Судовые энергетические установки. – Одесса: ОГМА. – 2001. - № 6. – С.23-30.
4. Вишневский Л.В., Веретенник А.М. Расчет параметров автоколебаний в системе стабилизации частоты судового генератора // Электромашинобудування та електрообладнання. – К.: Техніка, 2005. – Вип. 64.– С. 28-32.
 5. Вишневский Л.В., Веретенник А.М., Муха Н.И., Козырев И.П. Моделирование включения синхронных генераторов в судовую сеть // Электромашинобудування та електрообладнання. – К.: Техніка, 2006. – Вип. 66. – С.201-204.
 6. Вишневский Л.В., Веретенник А.М., Войтецкий И.Е., Козырев И.П. Включение синхронных генераторов в многоагрегатную судовую электростанцию // Электромашинобудування та електрообладнання. – К.: Техніка, 2007. – Вип. 68.– С.26-29.
 7. Вишневский Л.В., Веретенник А.М., Войтецкий И.Е. Выбор критерия для оценки процесса включения генераторов на параллельную работу // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – Херсон, 2007. – № 2(20). – С. 136-139.
 8. Вишневский Л.В. Теория, методы расчета систем управления и рабочие режимы судовых электроустановок с асинхронными генераторами: Дис. ... докт. техн. наук. - СПб, 1991. – 400 с.

УДК 621.436.004.1

Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В.
ОНМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СМАЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ

Неоднократно отмечалось [1, 2], что среди характеристик топлив, традиционно отмечается лишь их способность к самовоспламенению и сгоранию в цилиндре дизеля, при этом редко уделяется внимание еще одной их характеристике – смазочной способности. Причем именно смазочная способность обеспечивает качественную и надежную работу топливной аппаратуры дизеля, которая в свою очередь является одним из ответственных узлов любого двигателя. Понятие «смазочной способности» топлива не актуально для «объемных зон» топливной системы (трубопроводов перекачки, фильтров, сепараторов и т.п.), за исключением, может быть, винтовых и шестеренчатых топливных насосов. Однако для элементов топливной аппаратуры высокого давления, где зазор между контактируемыми поверхностями определяется несколькими микрометрами, понятие «смазочная способность топлива» является более чем актуальным.

В главных судовых среднеоборотных дизелях (СОД) уже достаточно давно используются тяжелые сорта топлива, соответствующие международным классификациям, например IFO 180. В настоящее время, благодаря дополнительной топливоподготовке, главные СОД работают на топливе класса IFO 380 и выше, кроме того, ряд вспомогательных двигателей также переводится на эксплуатацию на топливах среднего и утяжеленного класса вязкости. Процесс подготовки топлив для двигателей включает в себя гравитационное отстаивание, очистку (фильтрация и сепарацию), подогрев до требуемой температуры. Данные способы используются непосредственно в судовых условиях, поэтому часто упускается из внимания еще один метод подготовки топлива – введение специальных присадок, которых в основном применяется непосредственно на топливопроизводящих предприятиях. Однако, несмотря на перечисленные меры, в топливе остаются вода и механические примеси, которые нарушают структуру топлива, в том числе изменяют смазочную способность топлива.

Целью настоящей работы являлась разработка метода оценки смазочной способности топлив.

Исследования проводились на физической модели топливного насоса высокого давления, представляющей собой пару трения, состоящую из двух пластин, выполненных из материалов, из которых изготавливаются детали в реальном насосе.

В зазор пары трения вводилась жидкость (топливо с различными антифрикционными присадками). В процессе исследований измерялись и рассчитывались оптическая анизотропия граничных смазочных слоев топлива и выполнялась ее корреляция с противоизносными характеристиками.

На рис. 1 показана схема экспериментальной установки для эллипсометрических измерений в проходящем свете. Исследуемая жидкость помещалась во внутреннюю полость световода, образованного двумя параллельными плоскими полированными металлическими поверхностями D_1 и D_2 , размер которого варьировался в пределах 5–50 мкм с помощью микрометрического устройства MB . В качестве осветителя использовалась ртутная лампа СВДШ-100, дававшая ламбертовский, частично коллимированный, пучок света с угловой расходимостью около 5° . Монохроматизация осуществлялась с помощью фильтра ($\lambda=0,5461$ мкм). Выходящий из поляризатора Π линейно поляризованный пучок света направлялся на входной торец световода, размещенного в диагональном положении между скрещенными поляризатором и анализатором A . Для измерения сдвига фаз δ между компонентами пучка света, поляризованными параллельно и перпендикулярно плоскости падения (E_p , E_s), использовался компенсатор Сенармона K . При каждом фиксированном значении ширины световода измерения азимута погасания φ (значение угла поворота компенсатора K от исходного положения, минимизирующего интенсивность света на выходе из оптической системы) проводились не менее пяти раз и результаты усреднялись. Погрешность измерения азимута погасания в пределах одной серии измерений составляла

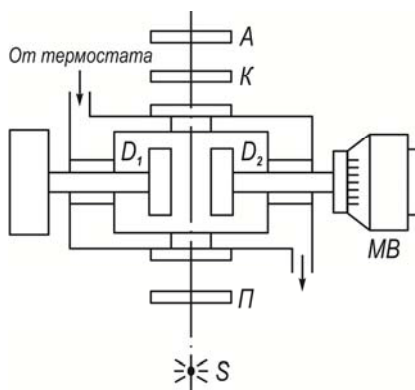


Рис. 1. Схема эллипсометрической установки для определения оптической анизотропии граничных смазочных слоев

$0,1 \div 0,2^\circ$. Ширина световода устанавливалась микрометрическим устройством с точностью $\pm 0,5$ мкм.

Значение сдвига фаз вычислялось по формуле

$$\operatorname{tg} \delta = 2 \sin 2\varphi \quad (1)$$

В нашем случае световые лучи проходили через оптически анизотропную среду, поэтому суммарное измеряемое значение δ будет равно

$$\delta = \delta^* + \delta_0, \quad (2)$$

где δ^* — сдвиг фаз, возникающий при прохождении света через оптически анизотропную среду; δ_0 — экспериментальное значение разности фаз, полученное для световода той же ширины, заполненного воздухом.

В свою очередь

$$\delta^* = \frac{2\pi L}{\lambda} \Delta n, \quad (3)$$

где L — длина пути в оптически анизотропной среде; λ — длина световой волны; $\Delta n = (n_o - n_e)$ — оптическая анизотропия среды, равная разности коэффициентов преломления для обыкновенного n_o и необыкновенного n_e лучей.

При рассмотрении светового луча в световоде, ограниченном металлическими поверхностями, которые заполнены жидкостью, образующей на поверхности металла ориентационно упорядоченные граничные слои, будем полагать, что толщина таких слоев d_0 меньше, чем полуширина световода $d/2$, т. е., что ориентационно упорядоченные пристенные слои не перекрываются. Обозначим среднюю в пределах слоя оптическую анизотропию $\Delta n_{\text{ср}}$. Длина пути, проходимого световым лучом в пределах пристенного оптически анизотропного слоя при однократном отражении, равна

$$2\Delta = \frac{2d_0}{\sin \theta'}, \quad (4)$$

а полная длина пути, проходимого лучом в пределах всего световода, в оптически анизотропном слое будет равна

$$\Delta' = 2\Delta z' = \frac{2d_0 L \operatorname{tg} \theta}{\sin \theta' d}, \quad (5)$$

или при $\theta \leq 15^\circ$

$$\Delta' = 2d_0L \frac{1}{d}, \quad (6)$$

Разность фаз, создающаяся при прохождении светового луча через оптически анизотропные пристенные слои в световоде, определится выражением

$$\delta^* = \frac{4\pi L}{\lambda} (d_0 \Delta n_{\text{cp}}) \frac{1}{d}. \quad (7)$$

В выражениях (4)–(7) d – ширина световода; L – длина световода; θ' – угол расхождения лучей в пучке света; z' – число отражений луча в световоде с оптически анизотропной средой.

Как видно из формулы (7), разность фаз гиперболически возрастает при уменьшении ширины световода.

При значительной толщине пристенных ориентационно упорядоченных граничных смазочных слоев может возникнуть такая ситуация, когда при уменьшении ширины световода граничные слои, образованные на каждой из его стенок, начнут перекрываться ($d_0 \geq d/2$).

Пренебрегая «эффектами перекрывания», сводящимися к взаимному усилению силовых полей твердых поверхностей, рассмотрим взаимный вид зависимости разности фаз от ширины световода.

В области толщины световода $d_0 \geq d/2$ гиперболический характер зависимости $\delta^* = f(d)$ будет нарушаться и в простейшем случае, когда пристенные граничные слои однородны по степени ориентационной упорядоченности (представляют собой граничную фазу). Наблюдаемый сдвиг фаз будет сохраняться неизменным при уменьшении ширины световода, и оптическая анизотропия ориентационно упорядоченных граничных слоев может быть вычислена по формуле

$$\Delta n_{\text{cp}} = \frac{\delta^{**} \lambda}{2\pi L d}. \quad (8)$$

где δ^{**} – сдвиг по фазе, остающийся постоянным при уменьшении ширины световода.

Однако более реалистичным является предположение, о том, что граничный смазочный слой неоднороден по степени ориентационной упорядоченности, возрастающей по мере приближения к поверхности твердой подложки. В этом случае при $d < 2d_0$ гиперболический характер зависимости $\delta^* = f(d)$ также изменяется, но сдвиг фаз

не сохраняется неизменным, а возрастает по мере уменьшения ширины световода.

В качестве исходного приближения примем, что ориентационная упорядоченность в пристенном граничном слое линейно возрастает по мере приближения к поверхности твердой подложки

$$\Delta n_h = K(d_0 - h), \quad (9)$$

где K – коэффициент пропорциональности; h – расстояние от подложки до некоторой плоскости; d_0 – равновесная толщина граничного смазочного слоя.

Иными словами, в нашем приближении оптическая разность хода и соответственно разность фаз δ^* будут линейно возрастать при уменьшении ширины световода

$$\delta^* = a - bd, \quad (10)$$

где $a = \frac{2\pi L K d_0}{\lambda} \cos \theta$; $b = \frac{2\pi L K}{2\lambda} \cos \theta'$.

Из формулы (10) можно рассчитать толщину ориентационно упорядоченного граничного слоя и среднее значение оптической анизотропии в нем.

Измерения износа, а точнее интенсивности изнашивания I_h , в режиме граничного трения проводились на динамической модели топливного насоса высокого давления электроимпульсным методом [3].

Металлические поверхности (стенки световода, образцы для испытания на изнашивание) перед измерениями промывались органическими растворителями и далее полировались специальной пастой. После полировки поверхность очищалась от следов жировых загрязнений промывкой в спирте и диэтиловом эфире.

Рассмотрим основные результаты экспериментов.

На рис. 2 показана зависимость $\delta^* = f(1/d)$ для судового средневязкого топлива ИФО 380 и легкого дизельного топлива ДЛ. Как видим, в обоих случаях пристенные слои однородны по ориентационной упорядоченности. Степень упорядоченности характеризуется углом α наклона первоначального участка зависимости, а толщина слоя d_0 соответствует точке излома графической зависимости. Отметим также, что топливо ДЛ обладает более упорядоченными граничными смазочными слоями по сравнению со средневязким топливом ИФО 380, однако последнее создает на поверхности более толстые граничные слои.

Следует отметить, что расчет параметра $\Delta n_{\text{ср}} d_0$ для области больших толщин световода согласно уравнению (7) и для области малых толщин, соответствующих перекрытию пристенных слоев, по формуле (10) дает близкие результаты, приведенные в табл. 1.

Предложенный метод изучения оптической анизотропии пристенных слоев позволяет установить тип ориентации молекул жидкости в пределах граничного смазочного слоя – гомеотропный или планарный.

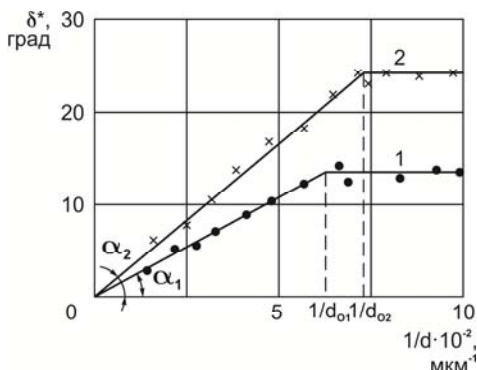


Рис. 2. Зависимость разности фаз, вызванной оптической анизотропией пристенных слоев топлива от обратной ширины световода: 1 – дизельное топливо ДЛ; 2 – средневязкое топливо IFO 380

Таблица 1. Результаты оптических и триботехнических испытаний судовых дизельных топлив

Название жидкости	$(\Delta n \cdot d_0) \times 10^5$, по ф-ле (7) для не перекрывающихся слоев	$(\Delta n \cdot d_0) \times 10^5$, по ф-ле (10) для перекрывающихся слоев	d_0 , мкм	$\Delta n \times 10^5$	Износ, $I_h \times 10^3$, усл. ед
Топливо ДЛ	60,47	58,36	13,9	4,35	8,347
Топливо IFO 380 с	53,41	51,76	15,6	3,68	6,236
Топливо IFO 380 с присадкой Ameroid	58,79	—	23,8	2,47	2,364
Топливо IFO 380 с присадкой Peroline	71,89	—	15,2	4,73	5,836
Топливо IFO 380 с присадкой Vecom	146,3	—	21,3	6,87	5,082

При гомеотропной ориентации молекул жидкости в пристенном слое главная оптическая ось оптически анизотропной среды нормальна к поверхности твердой подложки и при любом повороте пластин D_1 и D_2 (см. рис. 1) относительно оси, нормальной к их поверхности, направление светового луча будет оставаться перпендикулярным главной оптической оси и значения азимута погасания и соответственно сдвига фаз δ^* будут оставаться постоянными.

В случае же монодоменной планарной ориентации молекул в пристенном слое двойное лучепреломление не будет наблюдаться, если направление светового луча параллельно главной оптической оси, т. е. при вращении пластинок D_1 и D_2 относительно оси, перпендикулярной к их поверхности, значения сдвига фаз δ^* будет изменяться от нуля до δ^*_{\max} .

Один из наиболее распространенных методов получения монодоменных планарно-ориентированных жидкокристаллических образцов граничных смазочных слоев – создание на поверхности твердой подложки упорядоченного микрорельефа, представляющего собой систему параллельных штрихов (натирание по Шатлену). В этом случае длинные оси молекул и главная оптическая ось слоя ориентируются параллельно штрихам натирания (полировки).

На рис. 3 показаны данные зависимости для судового средневязкого топлива IFO 380. Зависимость 1 соответствует случаю, когда направления светового луча и штрихов полировки взаимно перпендикулярны, а зависимость 2 – когда они параллельны друг другу.

Как видно из рис. 3, толщина слоя в обоих случаях остается практически неизменной, а ее отличие можно объяснить погрешностью в измерениях. Однако, зависимость 2 лежит значительно ниже, чем 1, что свидетельствует в пользу планарной ориентации молекул топлива в этом случае.

Рассмотрим теперь корреляционную зависимость меж-

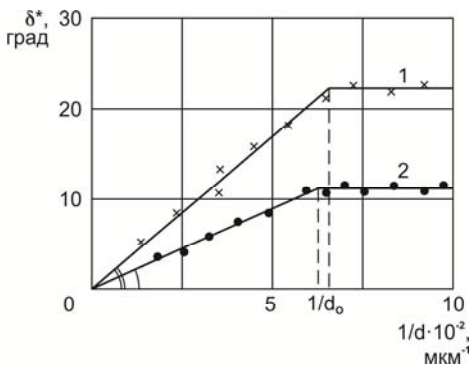


Рис. 3. Зависимость разности фаз от обратной толщины световода для средневязкого топлива IFO 380: • – световой луч параллелен линиям нанесения микрорельефа; × – световой луч перпендикулярен линиям нанесения микрорельефа

ду значениями износа металлических поверхностей I_h в режиме граничной смазки со степенью ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях, используя в качестве критерия ориентационной упорядоченности значения параметра Δnd_o (см. табл. 1).

На рис. 4, а показана зависимость $\delta^* = f(1/d)$ для судового средневязкого топлива IFO 380 с различными топливными присадками – Vecom FOT-NW, Peroline PFOT-DE, Ameroid-IV. Как видно из рисунка, в этом случае ориентационная упорядоченность в пристенных слоях и толщина слоев увеличиваются, что способствует улучшению смазочной способности топлива. Это утверждение было подтверждено экспериментально, путем определения износа в исследуемой паре трения.

На рис. 4, б показана зависимость между износом I_h и степенью ориентационной упорядоченности Δnd_o для топлива IFO 380 с теми же присадками. Возрастание износа коррелирует с уменьшением ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях и понижением смазочной способности топлива.

Таким образом, предлагаемая методика, позволяющая оценить противоизносные свойства судовых топлив.

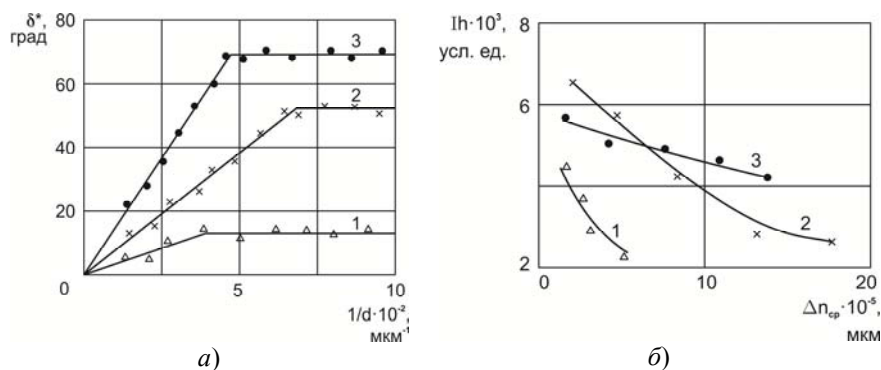


Рис. 4. Зависимость разности фаз от обратной толщины световода топлива (а) и износа от степени ориентационной упорядоченности (б) для топлива IFO 380 с различными топливными присадками: 1 – Vecom FOT-NW; 2 – Peroline PFOT-DE; 3 – Amroid-IV

Данная методика позволяет определять противоизносные свойства в малом объеме топлива (менее $0,5 \text{ см}^3$), непосредственно в трубопроводах топливной системы, и с помощью волоконно-

оптических световодов и преобразователей согласовывать эти данные с ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сагин С.В., Поповский Ю.М., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – Одесса: ОГМА. – С. 102–104.
2. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок / С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.Ф. Большаков – М.: Транспорт, 1996. – 432 с.
3. Ханмамедов С.А., Заблоцкий Ю.В. Нетрадиционный метод оценки смазочной способности газотурбинных топлив // Двигателестроение. – 1991. – № 1. – Л.: Политехника. – С. 34–36.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.7.023

Голоиков В.А., Анфиногентов В.В. Расчетная схема определения геометрических и гидродинамических характеристик водяных струй моечных машинок танкеров // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 5-12.

Приведена расчетная схема определения геометрических и гидродинамических параметров водяных струй моечных машинок для сопел диаметром от 9,0 до 15,0 мм в диапазоне давлений воды 0,6...1,0 МПа. Представлены результаты апробации расчетной схемы с использованием экспериментальных данных.

Табл. 1. Библ. 10.

Golikov V.A., Anfinogentov V.V. Calculating Definition Scheme of Geometrical and Hydrodynamic Characteristics of Water Streams Tankers' Washing Machines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 5-12.

The calculating scheme of definition of geometrical and hydrodynamic characteristics of water streams washing machines for nozzle in diameter from 9,0 to 15,0 mm in a range of water pressure 0,6 ... 1,0 MPa is resulted. Approbation results of the calculating scheme with use of experimental data are presented.

Tabl. 1. Bibl. 10.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М. Эффективность электронной системы смазывания цилиндров "Pulse" // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 13-20.

В работе приведены результаты исследований работы электронной системы смазывания цилиндров "Pulse" в эксплуатационных условиях.

Ил. 7. Библ. 2.

Bogach V.M. The Effectiveness of "Pulse" Electronic Cylinder Lubricating System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 13-20.

The results of operation of "Pulse" electronic cylinder lubricating system investigations in service conditions are presented.

Fig. 7. Bibl. 2.

УДК 539.3

Ханмамедов С.А., Бурлаченко О.В. Механика разрушения углеродных отложений в проточной части дизелей в контексте фрактального анализа // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 21-35.

Предложенный фрактальный подход основан на построении «сглаживающей» энтропийной меры, его применение к решению задач механики разрушения углеродных отложений позволит рассматривать фрактальные трещины как структуру, вложенную в евклидово пространство и, таким образом, позволяет определять расстояния между точками в пространстве, в котором формируется реальная трещина.

Илл. 3. Библ. 37.

Khanmamedov S.A., Burlachenko O.V. The Mechanics of Carbon Sediments Destruction in the Diesels' Air-Gas Channel in the context of Fractal Analysis // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 21-35.

The suggested fractal approach is grounded on the smoothing entropy measure. The use of such approach for investigation the problems of carbon sediments destruction mechanics will make it possible to consider fractal cracks as a structure that is put into Euclidean space and therefor gives the possibility to determine the distance between the points in the space where real crack is being formed.

Fig. 3. Bibl. 37.

УДК 621.56-52:004.9

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. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 36-42.

В обобщенном виде рассматриваются задачи создания системы компьютерного мониторинга и технической диагностики судовой рефрижераторной установки, как средства поддержания заданного уровня надежности, обеспечения требований безопасности и энергетической эффективности ее использования.

Илл. 2. Библ. 6.

Ocheretianiy Y.A., Zhivitsa V.I., Bely V.N., Onoshchenko O.A., Vainfeld E.Y. Concept of Refrigerating Plant Computer Monitoring and Technical Diagnosing System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 36-42.

The design concept generalization of computer monitoring and technical diagnostics systems for ship refrigeration plant, as means to maintain the specified level of reliability, ensuring safety and energy efficiency has been considered in this paper.

Fig. 2. Bibl. 6.

УДК 532.5

Ряценко Б.П. Анализ процесса глубокой очистки льяльных вод судов с учетом кинетической теории гетерокоагуляции ДЛФО // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 28. – Одесса: ОНМА. – С. 43-53.

Дано обоснование причин неустойчивой работы сепаратора в режиме глубокой очистки. Проведен анализ процесса глубокой очистки судовых льяльных вод с учетом теории ДЛФО. Проведен классификационный анализ существующих методов глубокой очистки применяемых на флоте. Даны рекомендации по повышению эффективности работы сепаратора льяльных вод.

Илл. 6. Библ. 7.

Riashchenko B.P. Analysis of Bilge Water Deep Clearing Process from the Positions of DLFO Heterocoagulation Kinetic Theory // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 43-53.

The reasons of unstable work of a separator in a mode of deep clearing are substantiated. The process of bilge water deep clearing taking into account DLFO theory was analysed. The classification analysis of existing methods of deep clearing used on ships was carried out. Recommendations according the increase of overall performance of bilge water separator are worked out.

Fig. 6. Bibl. 7.

УДК 629.61.052

Sagin S.V., Perunov P.V. Способы снижения эмиссии NO_x судовых дизелей, находящихся в эксплуатации // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 54-60.

Рассмотрены вопросы снижения эмиссии NO_x в выпускных газах судовых дизелей. Предложены варианты улучшения экологических параметров для дизелей, находящихся в эксплуатации.

Илл. 5. Библ. 4.

Sagin S.V., Perunov R.V. Methods of decreasing NO_x emission of marine diesels in operation // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 54-60.

Рассмотрены вопросы снижения эмиссии NO_x в выпускных газах судовых дизелей. Предложены варианты улучшения экологических параметров для дизелей, находящихся в эксплуатации.

Илл. 5. Библ. 4.

УДК 621.896

Vasильев А.Е., Логишев И.В. Дегидратация циркуляционного масла в картере судового двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 61-67.

Рассмотрены вопросы интенсификации процессов дегидратации масел за счет туннельного эффекта.

Илл. 2. Список лит. 6.

Vasilev A.E., Logishev I.V. Dehydration Circulating Oil in a Crankcase of the Ship Engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 61-67.

The problems of intensification the processes of oils dehydration at the expense of tunnel effect are considered.

Ill. 2. Bibl. 6.

УДК 621.313.3

Динь Ань Гуан, Нгуен Фунг Куанг, Дао Минь Куан. Новый эффективный контроллер для асинхронного двигателя с использованием методологии «прямой развязки», основанной на точном алгоритме линеаризации и адаптивной возвратно шаговой технологии // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 73-82.

Представлен новый метод моделирования тока статора и оценки потокосцепления ротора асинхронного двигателя путем применения методологии «прямой развязки». Для асинхронных двигателей использовано нелинейное управление с полной линеаризацией жесткой обратной связи. Предложен новый контроллер тока под названием «прямая развязка», основанный на точном алгоритме линеаризации тока. Моделирование и результаты эксперимента показывают, что с помощью нового разработанного контроллера может быть существенно улучшена оценка потока ротора в любых условиях эксплуатации и для любых исполнений асинхронных двигателей при

любых динамических режимах. Результаты исследований показывают, что новый метод повышает эффективность управления двигателем, особенно в движении. Это особенно важно в судостроении, так как в этой области для обеспечения условий работы на судне двигатели работают очень гибко.

Илл. 6. Библ. 11.

Anh Tuan DINH, Phung Quang NGUYEN, Minh Quan DAO. A New and Effective Controller for Inductor Motor Drives using Direct–Decoupling Methodology Based on Exact Linearization Algorithm and Adaptive Back Stepping Technology System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 73-82.

This paper presents a new and effective method for modelling stator current and estimating rotor flux of an induction motor by applying Direct–Decoupling Methodology. A nonlinear control approach with full state feedback linearization has been used to construct the decoupling form of the induction motors. A new current controller named “direct-decoupling”, based on exact linearization algorithm of the motor current model has been proposed. Simulations and experiment results show clearly that the rotor flux can be well estimated in all operating conditions and performance of induction motors under all dynamic modes can be improved by using the new developed controller. The results show that the new control method increases the efficiency of motor control, especially in motion. This is more important in ship-building, as in this area motors work very flexibly to meet the conditions of work for the ship.

Fig. 6. Bibl. 11.

УДК 621.165-226.1(043)

Гарагуля Б.А. Исследование трансзвукового течения в области "горла" решеток профилей последних ступеней паровых турбин низкого давления // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 83-91.

Показана необходимость учета двумерного характера течения в области "горла" межпрофильного канала. Диффузорная область на "спинке" профиля неблагоприятно влияет на характер его обтекания со стороны разрежения. Устранение этого эффекта требует специального профилирования.

Илл. 4. Библ. 9.

Garagulia B.A. Transonic Flow Investigation in and around Nozzle Throat of Last Stage Arrays of Low Pressure Turbines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 83-91.

The necessity to take into account the two-dimensional flow character in and around nozzle throat is shown. Divergent zone at the profile back side effects adversely the flow at its depression side. It must be specially profiled in order to prevent such an effect.

Fig. 4. Bibl. 9.

УДК 656.61.052

Сафин И.В., Обертюр К.Л. Анализ опыта и технологии организации тренажерной подготовки по повышению компетенции инженерно-технического персо-

нала судна на уровне управления в предрейсовый период // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 92-98.

Представлен анализ опыта предрейсовой тренажерной подготовки механиков уровня эксплуатации и управления на тренажере ERS 5000 в компании Ви-Шипс. Установлено, что эффективность составляет 20% (60-80%) при требуемой компетенции 98%. Показаны пути повышения степени готовности персонала на уровне управления для снижения влияния человеческого фактора по управлению судном.

Ил. 1., Табл. 1., Библ. 3.

Safin I.V., Obertyur K.L. The Experience Analysis and the Organization's Technologies of the Training Preparation to Enhance Competence of the Ship's Engineering Officers at the Management Level During Pre-Joining the Vessel Period // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 92-98.

The experience analysis of ship's engineers at the operational and management levels during training on ERS 5000 simulator in V.Ships company has been presented. It is established that efficiency makes 20 per cent (60-80 per cent), and the required competence is 98 per cent. The methods to improve the readiness of personnel at the management level to reduce human factor effect on vessel's management have been shown.

Fig. 1. Tabl. 1 Bibl. 3.

УДК 629.5.045.23+621.56/59

Белый В.Н., Карпилов Ю.А. Текущий мониторинг рабочих процессов в судовой холодильной машине // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 99-103.

Статья содержит в себе описание методики текущего мониторинга рабочих процессов в судовой холодильной машине исходя из температуры забортной воды, приведены графики зависимости массовой холодопроизводительности и коэффициента рабочего времени компрессора от температуры забортной воды.

Илл. 3. Табл. 2. Библ. 2.

Bily V.N., Karpilov Y.A. The current monitoring of working processes in a marine refrigeration plant // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 99-103.

The article contains description of methodology of the current monitoring of working processes in a marine refrigeration plant coming from the temperature of sea water, charts over of dependence of mass cooling capacity and coefficient of work hours of compressor are brought from the temperature of sea water.

Fig. 3. Tabl. 1. Bibl. 2.

УДК 621.431.74-73

Кротенко Г.В., Харин В.М. Опыт эксплуатации сепарационных систем фирмы Альфа Лаваль серии S // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – Вып. 28. – Одесса: ОНМА. – С. 104-110.

Рассмотрены принцип работы, конструктивные особенности, схема автоматической системы управления. Обобщён опыт эксплуатации сепарационных систем фирмы Альфа Лаваль серии S.

Ил. 3. Библ. 2.

Krotenko G.V., Kharin V.M. Separation system Alfa Laval S-series. Operating experiences // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 104-110.

The working principles, design features, scheme of an automatic control system are analyzed. Operating experience of the separation system Alfa Laval S-series is generalized.

Fig. 3. Bibl. 2.

УДК 629.5.064-621.431.74.036.171

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

Рассмотрена минимизация энергетических затрат на подготовку высоковязких топлив малооборотных ДВС систем топливоподготовки CIMAC. В результате минимизации было получено снижение энергетических затрат на 28%.

Библ. 3.

Khanmamedov S.A., Dobrovolsky V.V., Dobrovolskaya N.L. Energy Expenditure Minimizing of Highly Viscous Fuel Preparation for Low Speed Marine Diesels in CIMAC Fuel Preparation System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 111-119.

The article is dedicated to minimizing the energy costs for the preparation of fuel oil systems CIMAC' highly viscous fuel oil for low speed internal combustion engines. It was achieved the reducing of energy expenditure by 28 per cent.

Bibl. 3.

УДК 629.12.06

Абоleshкин С.Е., Калужный В.О. Моделирование образования окислов азота в цилиндре дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 120-128.

Предложен метод численного моделирования образования вредных примесей в цилиндре дизеля.

Рис. 3. Библ. 6.

Aboleshkin S.Y., Kaliuzhny V.O. Modeling of Nitrogen Oxide Generation in a Diesel Cylinder // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 120-128.

The method of numerical modeling of contamination formation in the diesel cylinder is suggested.

Fig. 3. Bibl. 6

УДК 621.431.74-59

Ерыганов А.В. Требования к системам стабилизации и удержания валов судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 129-132.

В статье определяются основные требования к системам стабилизации и удержания валопроводов судовых дизелей. Также определяются параметры, по которым осуществляется контроль точности удержания.

Рис. 1. Библ. 3.

УДК 621.431.74-59

Yeryganov A.V. Demands to Shafts' Holding and Stabilizing Systems of Marine Diesels // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 129-132.

The article describes the demands to shafts' holding and stabilizing systems of marine diesels. Parameters used to control the accuracy of shafts' holding are also defined.

Fig. 1. Bibl. 3.

УДК 621.436.12

Веретенник А.М., Аболешкин С.Е. Современный дизель-генератор – источник энергии судовой электростанции // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 133-144.

Рассмотрены особенности конструкции и режимов работы современных судовых дизель-генераторов.

Рис. 1. Библ. 11.

Veretennik A.M., Aboleshkin S.Y. Modern Diesel Generator – the Energy Source for Marine Electric Power Plant // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 133-144.

The design features and operation modes of modern marine diesel generators are considered.

Fig. 1. Bibl. 11.

УДК 621.436.004.1

Мацкевич Д.В., Заблоцкий Ю.В. Определение смазочной способности дизельных топлив // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 145-153.

Предложен оптический метод оценки смазочной способности судовых дизельных топлив по степени ориентационной упорядоченности их пристенных слоев в элементах топливной аппаратуры.

Илл. 4, Табл. 1. Библ. 3.

Matskevich D.V., Zablotsky Y.V. Testing the Lubricity of Diesel Fuels // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2011. – No 28. – Odessa: ONMA. – P. 145-153.

Optical method for testing the lubricity of marine diesel fuels by the orientation order of their wall boundary layers in the elements of fuel apparatus is suggested.

Fig. 4, Tabl. 1. Bibl. 3.

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). Заголовков — 10 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 10 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 10 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

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

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

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

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

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

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 28.

Подписано к печати 27.11.2010. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 7,98. Тираж 100. Зак. № И11-12-64.

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