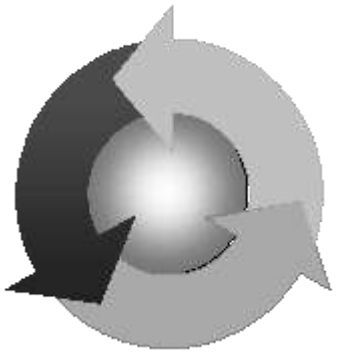
Министерство образования Украины
ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 4

Одесса
1999

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 4. – Одесса: ОГМА, 1999. – 164 с.
ISBN 966-95258-7-2

Статьи настоящего выпуска посвящены проблемам проектирования, модернизации и эксплуатации судовой энергетики, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: к.т.н. С.Е. Аболешкин, ОГМА (отв. секретарь); д.т.н., проф. С.И. Барсуков, ОИСВ; д.т.н., проф. Ю.Л. Воробьёв, ОГМУ; к.т.н., проф. В.А. Голиков, ОГМА; к.т.н., проф. В.К. Голубев, ОГМА; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОГМА (редактор); к.т.н., проф. В.М. Залётов, ОГМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОГМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СГТУ; д.т.н., проф. Коваленко В.Ф., ОГМА; к.т.н. М.А. Колегаев, ОГМА (отв. редактор); д.т.н., проф. Г.А. Конаков, ОГМА; д.т.н., проф. М.В. Миюсов, ОГМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, УГМТУ; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, УГМТУ; д.т.н., проф. В.Н. Скрипник, ОГМА; д.т.н., проф. П.С. Суворов, УДАСКО.

Адрес редакционной коллегии: 270029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8, Одесская государственная морская академия (ОГМА), кафедра СДУиТЭ.

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

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

С 3205030000 / 99 Без объявления ББК 39.46

Публикуется по решению Учёного совета ОГМА,
протокол № 3 от 25.11.1999 г.

ISBN 966-95258-7-2 © Одесская государственная морская академия

К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ А.А. МИРЮЩЕНКО

12 июня 2000 г. Одесская государственная академия отмечает 100-летие со дня рождения выдающегося учёного, который стоял у истоков создания академии и кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания — Александра Антоновича Мирющенко.

Свой трудовой путь А.А. Мирющенко начал слесарем барнаульского депо Алтайской железной дороги. В 25 лет А.А. Мирющенко стал студентом Томского технологического института, после окончания которого посвятил свою научную и трудовую деятельность двигателям внутреннего сгорания.

С 1927 по 1944 годы А.А. Мирющенко работает в Одессе в различных организациях. С момента создания в Одессе Высшего инженерного морского училища он всецело отдаётся научной и педагогической деятельности. Под его руководством создаётся кафедра судовых двигателей внутреннего сгорания, которую он возглавлял более 30 лет.

За период работы на кафедре создаётся ведущая в СССР школа специалистов по эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. Под научным руководством А.А. Мирющенко защищаются кандидатские и докторские диссертации, формируется учёный совет.

А.А. Мирющенко являлся первым заместителем начальника училища по научной работе. Его перу принадлежит более 100 научных трудов и изобретений.

А.А. Мирющенко подготовил большой отряд инженеров-механиков, которые и по настоящее время успешно рабтают во многих судоходных компаниях и других организациях мира.

Память о выдающемся учёном, организаторе морского образования, создателе Одесской государственной морской академии на долгие годы останется в сердцах его последователей.

УДК 621.182.44

Абрамов В.А.
ОГМА

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОЙ ОЧИСТКИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ОТ НАКИПИ

Проведенные ранее поисковые исследования [1, 2] по проверке принципиальной работоспособности предложенных способов интенсификации очистки теплообменников от накипи дали положительные результаты и, в то же время, указали на необходимость продолжения экспериментальных исследований по данной проблеме для четкого определения влияния каждого из выявленных факторов и их взаимодействия. Это позволило, используя данные эксперимента, построить математическую модель интенсифицированного процесса очистки.

Было установлено, что выдержка накипи в растворах сульфаминовой кислоты (NH_2SO_3H) соответствующей концентрации при повышенных давлениях двуокиси углерода (CO_2) до стабилизации величины pH и следующие за этим резкие сбросы и повышения давления, увеличивают количество удаленной накипи по сравнению с ее растворимостью в обычных растворах сульфаминовой кислоты. Введение фазы кипения при резких сбросах давления (с предварительным перегревом жидкости при давлении выше атмосферного), также повышает эффективность очистки от накипи за счет дополнительного механического разрушения накипи, образующимися паровыми пузырями. Полученные данные позволили конкретизировать методику экспериментальных исследований с учетом количества и величины определяющих факторов.

К переменным факторам, на основании предыдущих исследований, проведенного анализа, теоретических представлений и имеющейся информации [1, 2, 3] были отнесены:

- избыточное давление CO_2 — P_{CO_2} (МПа);
- концентрация сульфаминовой кислоты — $C_к$ (%);
- температура моющего раствора — t (°С).

Величины избыточного давления CO_2, выбранные при проведении исследований (0…0,22 МПа), лимитированы результатами предыдущих экспериментов [1, 2], показавших, что наибольшая растворимость карбоната кальция ($CaCO_3$) наблюдается в растворах сульфаминовой кислоты при избыточном давлении CO_2 в сосуде-реакторе около 0,2 МПа.

Диапазон изменения концентрации сульфаминовой кислоты (0…2,2 %) в эксперименте выбран, исходя из минимальной концентрации кислоты, используемой при эксплуатационных очистках теплообменников [3, 4].

Диапазон изменения температур моющего раствора (27…112° С) был выбран в соответствии с реальными температурами (в районе нижнего предела), выбираемыми в процессе проведения эксплуатационных очисток и

температурой, превышающей температуру насыщения при атмосферном давлении.

В исследованиях по определению количества удаляемой накипи (т.е. по оценке эффективности интенсифицированной очистки) использовалась пресная вода и растворы на ее основе. Исследования проводились с использованием многофакторного планирования эксперимента [5]. Предварительная информация позволила установить, что линейного приближения недостаточно для моделирования изучаемого процесса с требуемой точностью, поэтому была произведена достройка обычного линейного плана до плана второго порядка, т.е. учтено взаимодействие более высокого порядка.

Исходные данные, т.е. область определения и интервалы варьирования каждого фактора, координаты нулевой точки эксперимента и соответствующие им кодированные значения факторов представлены в табл. 1.

Таблица 1 — Исходные данные многофакторного планирования эксперимента

Факторы	Уровни факторов					Интервал варьирования
	-1,215	-1	0	+1	+1,215	
X_1 (P_{CO_2}, МПа)	0	0,02	0,11	0,20	0,22	0,09
X_2 ($C_к$, %)	0	0,20	1,10	2,00	2,20	0,90
X_3 (t, °С)	27,5	35,0	70,0	105,0	112,5	35,0

Программа многофакторного эксперимента была записана в виде матрицы планирования (в статье не приводится), где строки соответствовали различным экспериментальным режимам, а столбцы — значениям факторов. Общее количество режимов (N) определено соотношением

$$N = 2k + 1 + 2k = 15,$$

где $k = 3$ — число факторов.

Определение количества накипи, удаляемой с образцов опытных трубок предлагаемыми методами, проводили на экспериментальной установке, принципиальная схема которой представлена на рис. 1.

Установка содержит металлический сосуд-реактор 13, в который вмонтирован испытуемый образец 12 — трубка, покрытая с наружной стороны плотным слоем карбонатной накипи. Для контроля давления и температуры моющего раствора сосуд дооборудован манометром 3 и термометром 1. Заливка моющего раствора в сосуд производится через его клапан 2, его слив или отбор проб на анализ — через клапан 15. Сброс давления в сосуде производится через электромагнитный клапан 5, снабженный сигнальной лампочкой 4. Работа электромагнитного клапана (его включение и выключение) управляется тумблером 6. Сосуд-реактор снабжен также предохранительным клапаном 7. Подвод CO_2 в сосуд осуществляется от баллона 10 через газовый редуктор 9 и клапан подачи CO_2 8. При необходимости моющий раствор подогревается до требуемой температуры паром, который пропускается через опытную трубку 12 от вспомогательного котла. Отработавший пар через

конденсатор 14 удаляется в теплый ящик. Для ускорения подогрева моющего раствора используется электронагреватель 11.

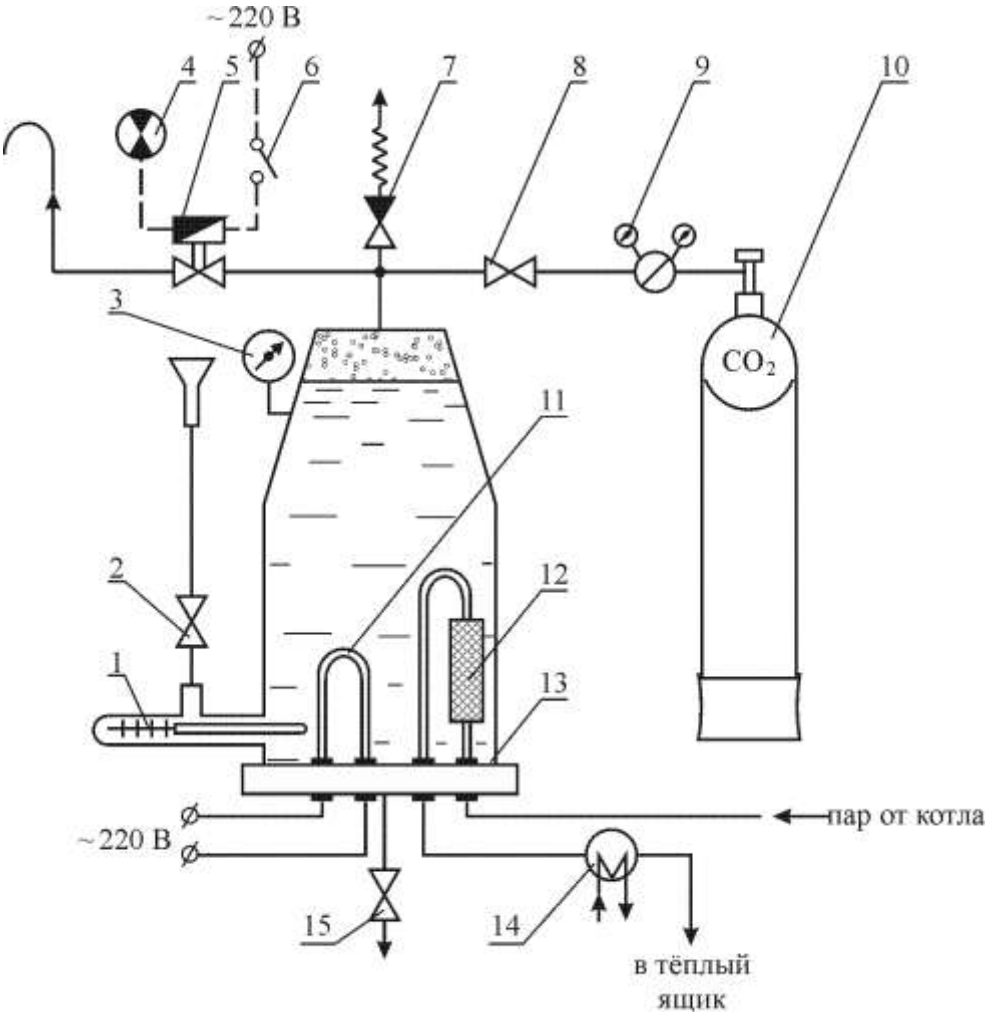


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки: 1 — термометр; 2 — клапан для заливки моющего раствора; 3 — манометр; 4 — сигнальная лампочка; 5 — электромагнитный клапан сброса давления; 6 — тумблер подачи питания на электромагнитный клапан; 7 — предохранительный клапан; 8 — клапан подачи CO_2 в сосуд-реактор; 9 — газовый редуктор; 10 — баллон с CO_2; 11 — электрический нагреватель; 12 — опытная трубка, покрытая накипью; 13 — сосуд-реактор; 14 — конденсатор отработавшего пара; 15 — клапан слива раствора из сосуда и отбора проб воды на анализ

При проведении экспериментальных режимов использовались отрезки трубок (длиной 0,2 м и наружным диаметром около 0,04 м), покрытых с наружной стороны плотным слоем натуральной накипи толщиной до 2,5 мм. Анализ фазового состава образцов накипи, проведенный методом порошковой рентгенографии, показал, что основной составляющей накипи, покрывающей опытные трубки, является карбонат кальция модификации арагонит ($CaCO_3$-А) с примесью кальцита ($CaCO_3$-К) и сульфата кальция ($CaSO_4$). Расшифрованная и идентифицированная дифрактограмма представлена на рис. 2. Выбор для экспериментов образцов трубок с накипью данного фазо-

вого состава объясняется тем, что согласно [6, 7] в воде, насыщенной CO_2, минимальной растворимостью среди накипи различного фазового состава обладает карбонатная накипь, характерная для большинства судовых теплообменных аппаратов. Поэтому, экспериментальные исследования с целью построения математической модели интенсифицированной очистки теплообменников от накипи, были направлены на отработку методов очистки от отложений, состоящих в основном из карбоната кальция.

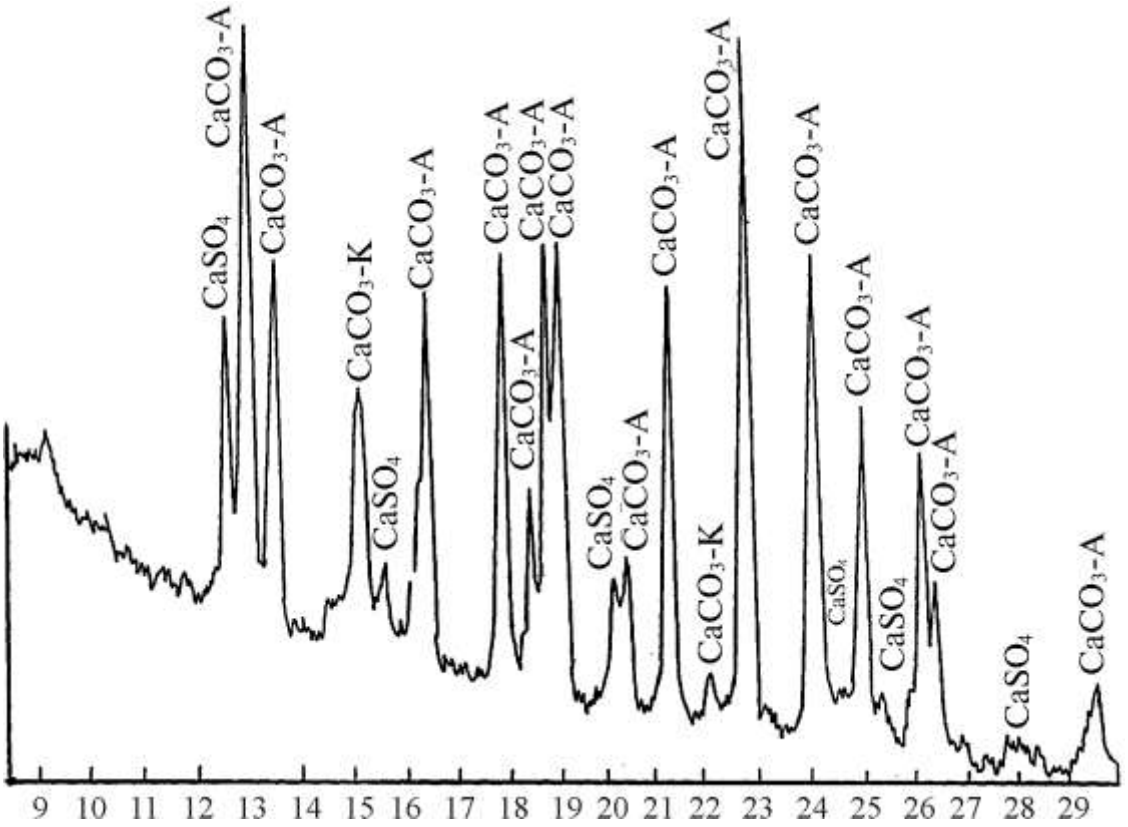


Рис.2. Дифрактограмма натуральной накипи с опытных трубок, используемых в эксперименте

Эксперимент проводился в следующем порядке.

Заготовленные образцы трубок с накипью перед началом каждого опыта высушивались, взвешивались, и определялось потенциальное количество накипи, покрывающей трубку. После монтажа опытного образца сосуд заполнялся моющим раствором с заданной концентрацией сульфаминовой кислоты. Затем, при необходимости, исходя из алгоритма разработанной программы, от газового баллона в сосуд подавалась CO_2, в результате чего нем повышалось давление до требуемого уровня. После выдержки накипи в моющем растворе до момента стабилизации величины pH, что контролировалось с помощью универсального иономера ЭВ-74, путём открытия и закрытия электромагнитного клапана производили серию циклов «резкий сброс давления до атмосферного с последующим его повышением до первоначального уровня». В случае проведения эксперимента, в ходе которого присутствует фаза кипения раствора, паром, пропускаемым через трубку, раствор по-

догревали до температуры, превышающей температуру насыщения при атмосферном давлении. Поэтому при сбросе давления наблюдалось резкое вскипание раствора, что дополнительно интенсифицировало процесс разрушения и отслаивания накипи от стенок трубки под воздействием генерируемых над ней и в трещинах паровых пузырей. После окончания каждого из опытов, трубки высушивали при температуре не ниже 110º С и взвешивали. По разности веса трубки до и после эксперимента определяли количество удаленной накипи, приведенное к 1 л моющего раствора (S_{CaCO_3}, г/л).

Таким образом, было реализовано ортогональное центрально-композиционное планирование (ОЦКП) второго порядка. Экспериментальные результаты трех параллельных опытов при каждой строке матрицы планирования усреднялись. После обработки экспериментальных данных было получено уравнение регрессии, состоящее из значимых эффектов

$$\hat{Y} = S_{CaCO_3} = 5{,}80622 + 1{,}56972\tilde{O}_1 + 5{,}15455\tilde{O}_2 + 0{,}81290\tilde{O}_3 + 0{,}57916\tilde{O}_1\tilde{O}_2 +$$

$$+ 0{,}18166\tilde{O}_1\tilde{O}_3 + 0{,}48749\tilde{O}_2\tilde{O}_3 + 0{,}27350\tilde{O}_1^2 + 0{,}54651\tilde{O}_2^2.$$

Факторы X_i в уравнении регрессии закодированы, и для перехода к натуральным значениям необходимо воспользоваться зависимостью

$$X_i = \frac{\text{[illegible]}_i - X_i^0}{\Delta X_i},$$

где X_i — кодированные безразмерные значения факторов (-1,215, -1, 0, +1, +1,215); X_i — текущие значения факторов в натуральной размерности (P_{CO_2} — МПа, $C_к$ — %, t — °С); X_i^0 — значения факторов в нулевой точке отсчета, центре эксперимента, т.е. на основном уровне; ΔX_i — интервалы варьирования i–того фактора в эксперименте, т.е. половина разности между верхним и нижним значениями факторов; Y — расчетное значение функции отклика, вычисленное по уравнению регрессии, т.е. — S_{CaCO_3}, г/л.

Поэтому

$$\tilde{O}_1 = \frac{\tilde{O}_1 - 0{,}11}{0{,}09}, \text{ где } \tilde{O}_1 = Đ_{CO_2} \text{ (МПа);}$$

$$\tilde{O}_2 = \frac{\tilde{O}_2 - 1{,}10}{0{,}90}, \text{ где } \tilde{O}_2 = C_к \text{ (%);}$$

$$\tilde{O}_3 = \frac{\tilde{O}_3 - 70{,}0}{35{,}0}, \text{ где } \tilde{O}_3 = t \text{ (°С).}$$

Значимость коэффициентов уравнения регрессии оценивали с помощью критерия Стьюдента. Адекватность уравнения проверяли критерием Фишера [5]. Результаты проверки показали, что с доверительной вероятностью 0,95 полученная модель адекватно описывает зависимость исследуемой величи-

ны (т.е. количество удаленной накипи — S_{CaCO_3}, г/л) от определяющих факторов в исследованном диапазоне их изменения. Хорошая адекватность построенной модели объясняется высоким уровнем априорной информации при выборе типа модели по результатам проведенных ранее поисковых исследований.

Анализ уравнения регрессии [8] позволил оценить силу влияния, как отдельных факторов, так и их взаимодействий на количество удаленной с трубок накипи.

Влияние фактора X_2 (концентрации сульфаминовой кислоты — $C_к$, %) на величину выходного параметра (на количество удаленной накипи, приведенное к 1 л моющего раствора — S_{CaCO_3}, г/л) более существенно, чем факторов X_1 (избыточное давление CO_2 — P_{CO_2}, МПа) и X_3 (температура моющего раствора — t, °С). Это объясняется преобладающим влиянием сильной кислоты на процесс химического растворения накипных отложений по сравнению со слабой угольной кислотой. Причем, при повышенных давлениях CO_2 это влияние более существенно, чем при отсутствии двуокиси углерода. В свою очередь, влияние Pco_2 на количество удаляемой в эксперименте накипи преобладает над влиянием температуры. Следует отметить, что введение в эксперимент фазы периодического вскипания моющего раствора оказывает влияние на выходной параметр только в случае предварительной обработки накипных отложений в агрессивных к ним растворах. Это приводит к своеобразному травлению накипи, приводящее к проникновению агрессивного и газонасыщенного раствора под ее слой и последующему разрушению накипи при его вскипании.

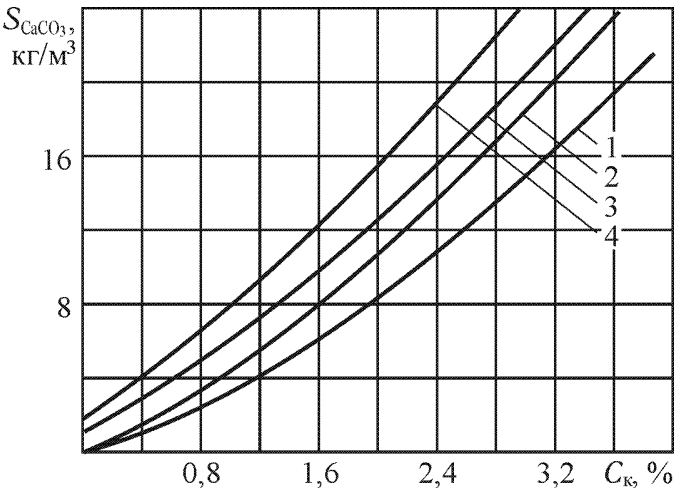


Рис. 3. Зависимость количества удаленной накипи от концентрации сульфаминовой кислоты при различных условиях многофакторного эксперимента: 1 — при 35° С с использованием одних растворов сульфаминовой кислоты; 2 — при 105° С (с фазой вскипания) растворов сульфаминовой кислоты; 3 — при 35° С с использованием растворов сульфаминовой кислоты и CO_2 при давлении 0,2 МПа (со сбросами и повышениями давления); 4 — при 105° С (с фазой вскипания) растворов сульфаминовой кислоты и при давлении CO_2 равном 0,2 МПа (со сбросами и повышениями давления)

Анализ знаков и величин коэффициентов в уравнении регрессии также показывает, что значительное увеличение количества удаленной накипи происходит при одновременном увеличении значений всех факторов — X_1, X_2, X_3.

Для удобства практического использования при проведении эксплуатационных очисток, по уравнению регрессии построены основные графические зависимости количества удаленной накипи (S_{CaCO_3}, г/л) от концентрации

сульфаминовой кислоты ($C_{к,}$ %) для различных условий (в присутствии CO_2 и без нее, с вскипанием и без вскипания моющего раствора и т.п.), представленные на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что, например, при концентрации сульфаминовой кислоты равной 2 %, количество удаленной накипи, приведенное к 1 л моющего раствора при различных условиях, соответствует следующим значениям:

- при температуре 35° С и в присутствии только 2 %-ной сульфаминовой кислоты — 8,5 г/л;
- с предварительным травлением накипи в 2 %-ном растворе сульфаминовой кислоты и с последующими многократными вскипаниями раствора при сбросах давления до давления окружающей среды (температура раствора при этом составляет 105° С) — 10,8 г/л;
- в присутствии 2 %-ной сульфаминовой кислоты и при избыточном давлении CO_2, равном 0,2 МПа, со сбросами давления до уровня окружающей среды и повторными повышениями давления до первоначального значения — 12,5 г/л;
- в присутствии 2 %-ного раствора сульфаминовой кислоты, при P_{CO_2} = 0,2 МПа и с фазами периодического вскипания перегретого моющего раствора при знакопеременных изменениях давления — 15,8 г/л.

Анализ этих данных говорит о том, что, например, введение только фазы вскипания агрессивного к накипи раствора приводит к увеличению количества удаленной накипи до 30 %. Использование раствора сульфаминовой кислоты при повышенном давлении CO_2 (P_{CO_2}=0,2 МПа) приводит к увеличению количества удаленной накипи до 47 % (со сбросами и повышениями давления в сосуде-реакторе). И, наконец, одновременное действие всех трех определяющих факторов приводит к увеличению количества удаленной накипи до 85 %, по сравнению со случаем использования обычного раствора 2 %-ной сульфаминовой кислоты.

Таким образом, удалось получить математическую модель, адекватно оценивающую эффект воздействия трех факторов — избыточного давления CO_2 (P_{CO_2}, МПа), концентрации сульфаминовой кислоты ($C_{к,}$ %) и температуры моющего раствора (t, °С) на выходной параметр, т.е. на количество удаленной накипи (S_{CaCO_3}, г/л), в зависимости от значений выбранных факторов в исследованном диапазоне их изменения. Полученное уравнение регрессии можно использовать при расчете режимов эксплуатационных очисток теплообменных аппаратов предложенными методами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Интенсификация очистки теплообменников от накипи: Отчет о НИР (промежут.) / ОГМА; № ГР 01910002250. – Одесса, 1991. – 44 с.
2. Абрамов В.А., Павленко Б.А. Растворимость карбоната кальция в растворах сульфаминовой кислоты при повышенных давлениях CO_2 // Судовые

энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 24-28.
3. Сурин С.М. Химическая очистка судового энергетического оборудования. – М.: Транспорт, 1981. – 168 с.
4. Максин В.М. и др. Использование сульфаминовой кислоты для удаления карбонатной накипи из системы горячего водоснабжения // Химия и технология воды. – 1989. – Т. 11. – № 7. – С. 630-636.
5. Михайлов В.И., Федосов К.М. Планирование экспериментов в судостроении. – Л.: Судостроение, 1978. – 160 с.
6. Углекислотный метод очистки теплообменников от накипи и предотвращения её образования: Методическое пособие / ОВИМУ / Ю.И. Боев. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1986. – 48 с.
7. Абрамов В.А. Предотвращение накипеобразования в судовых теплообменных аппаратах и системах, контактирующих с морской водой: Автореф. дис. … канд. техн. наук. – Одесса: ОВИМУ, 1985. – 24 с.
8. Интенсификация очистки теплообменников от накипи: Отчет о НИР (заключит.) / ОГМА; № ГР 01910002250. – Одесса, 1992. – 48 с.

УДК 621.431.73-843.6.038

Барсуков С.И.
ОИСВ

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НА СЛЕДУЮЩИЙ ВЕК

Известно, что самым распространенным источником механической энергии является существующий чуть более века дизель. Обобщая все исследования по развитию новых, совершенствованию существующих и определению наивыгоднейших условий и режимов эксплуатации дизелей видно, что все они направлены на оценку многопараметрических связей подвода и выгорания топлива с выходными индикаторными и эффективными показателями.

Указанное обобщение необходимо в перспективе рассматривать как многокритериальную оптимизационную задачу с максимализацией функционала, назовем его функционалом дизеля (теплового двигателя)[1], вида

$$I_1 = \int_{\varphi}\int_{\beta}\left(\frac{dP_i(\varphi)}{d\varphi}\right)\frac{f_{\text{п}} j_{\text{п}}(\varphi)\sin(\varphi+\beta)}{\omega\cos\beta}\,d\varphi\,d\beta \qquad (1)$$

[1] Здесь и далее обозначения индексов общепринятые. Выводы уравнений, преобразования их не приводятся, а дается ссылка на литературу автора и другую известную.

с наложенным ограничением на подынтегральную функцию (жесткость процесса сгорания)

$$\frac{dP_i(\varphi)}{d\varphi} \le \left[\frac{dP_i(\varphi)}{d\varphi}\right]_{\max}, \tag{2}$$

где φ, β — угол поворота кривошипа радиусом r и отклонение шатуна от оси цилиндра.

Второй многокритериальной задачей оптимального управления следует считать задачу минимизации функционала вида

$$I_2 = \frac{G_m}{\int\limits_{\varphi}\int\limits_{\beta}\left(\frac{dP_i(\varphi)}{d\varphi}\right)\frac{f_{\text{п}} j_{\text{п}}(\varphi)}{\omega}\cdot\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}\cdot d\varphi d\beta}. \tag{3}$$

Если β, r = const, то $\frac{dP_\varphi(\varphi)}{d\varphi}$ зависит от процессов газообмена, свойств топлива, дифференциальной и интегральной характеристик впрыска, качества распыливания, испарения, смешения с окислителем, горения и т.д., т.е. от массового и энергетического обмена факела топлива с воздухом.

Функционал (1) есть мощность, а функционал (3) есть удельный индикаторный расход топлива, входящие в них аргументы оцениваются по эскизному проекту, или по решениям ниже изложенных перспективных теоретических задач.

Решение (1, 3) считаем первым главным перспективным направлением теоретического исследования тепловых двигателей на следующий век.

Количественная и качественная оценка необратимого термодинамического цикла теплового двигателя осуществляется на основе первого и второго законов термодинамики [1]

$$\int\limits_S dS > \int\frac{dU}{T} + \int\frac{Pdv}{T} + \int\frac{dq_f(\alpha)}{T}, \tag{4}$$

когда максимальная энтропия определяется балансом тепла, переходящего в полезную работу. Потери тепла (последний интеграл в (4)) для политропного процесса определяются продолжительностью цикла τ. На основании этого величина изменения энтропии определяет количественные соотношения слагаемых (4) за время протекания любого процесса, а ее максимальная величина выразится уравнением

$$S_{\max} = S_0 + \frac{n-k}{n-1}\int\limits_T\int\limits_\tau\frac{C_v(T)}{T}dTd\tau, \tag{5}$$

Раскрывая правую часть уравнения (4), анализу подлежит уравнение вида

$$S_0 + \frac{n-k}{n-1}\int_T\int_\tau \frac{C_v(T)}{T}dTd\tau > \int_\tau\left[\int_T \frac{C_v(T)dT}{T} + \int_\nu \frac{P_i(\phi)dv}{T} \pm \int_{q_f} \frac{dq_f(\alpha)}{T}\right]d\tau, \qquad (6)$$

где "±" зависит от отношения величин $k \leftrightarrow n$ для исследуемого процесса.

Уравнение (6) описывает физико-химические и термодинамические явления от процессов газообмена до оценки полноты выгорания топлива при переменных v, P_i, T, q_f. Такой подход позволяет решить задачу определения потерь тепла и изменения параметров, влияющих на потери во времени, что крайне важно для всех быстроходных и комбинированных тепловых двигателей. Это направление можно также отнести к главному направлению перспективных теоретических исследований.

Особое значение в анализе циклов имеет коэффициент избытка воздуха α независимо от принципа смесеобразования, формы и размеров камеры сгорания, параметров факела и других аргументов. Все конструкторские и исследовательские разработки стремятся охватить факелом (факелами) весь объем, чтобы процессы испарения, смешения и горения осуществлялись как в микрообъеме стехиометрической смеси. Не умоляя достоинств существующих камер (ЦНИДИ, Ланова, Гессельмана и др.), в отличие от которых уже существует форкамера [2], самонастраивающаяся к принципу смесеобразования в зависимости от режима работы, а форма основного объема полностью соответствует форме факела и определяется по выражению (в цилиндрических осях координат)

$$V = \iiint_D J(\theta,\rho,z)d\theta d\rho dz = \frac{c^4}{b\cdot a}(c - a\,\mathrm{tg}\,\alpha)^3 \cdot \int_0^{2\pi} \frac{d\theta}{\left(\frac{c}{a} - \mathrm{tg}\,\alpha\sin\theta\right)}, \qquad (7)$$

где c, a, ρ, z, θ, α — геометрические параметры основного объема; $J = \rho$ — Якобиан преобразования.

Такое теоретическое исследование, как согласование параметров камеры сгорания и факела, позволит решить задачу наивыгоднейшего полного сгорания без усложнения конструкции высокооборотных дизелей (дополнительными камерами, клапанами, форсунками и т.д.), но требует учета влияния теплового и гидродинамического пограничных слоев.

Перспективным остается существующее ныне теоретическое исследование — получение управляемых дифференциальных характеристик впрыска, с параметрами, удовлетворяющими требованиям уравнений (1) – (7). Рабочий процесс таких систем питания описывается системой m дифференциальных уравнений с начальными, граничными и дополнительными условиями, которая решается в виде задачи Коши [3, 4, 5]

$$\frac{dy_i}{dt} = f(t, t \pm \tau, y_1, y_2, \ldots y_m). \qquad (8)$$

Аналитическое решение системы (8) любым методом должно быть целенаправлено на определение функции управления типа

$$P_P = \frac{1}{\beta V_P}\int_{\tau_2}\left(\frac{dQ_{\text{тм}}}{d\tau} - \frac{dQ_P}{d\tau}\right)d\tau, \tag{9}$$

как выполнено в электромагнитной форсунке [6] для интегральной характеристики впрыска

$$dQ_P = \int_0^{\tau_2}\left\{\mu f_P h_{\text{иг}}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\cdot\sqrt{P_P - P_{\text{цт}}}\right\}d\tau, \tag{10}$$

где τ_2 — продолжительность впрыска.

Особо важным направлением теоретического исследования следует считать направление поиска дифференциальных связей между подводом, управлением впрыска и выгоранием топлива (пространственно-временных зависимостей). В этом направлении научные школы пока не имеют «классических» сформировавшихся теорий, конструкторские же бюро заводов базируются на основе существующих физических аналогов.

Предлагаемый разработанный метод поиска указанных связей по результатам решения интегральных уравнений газовой динамики, на наш взгляд, имеет ряд преимуществ. Опуская выводы и преобразования, приведем их в виде, удобном для численного интегрирования [1, 7]:

- сохранение массы

$$\frac{1}{2\Delta\tau}\int_{\Delta V}\left(\rho_{i2} - \rho_{i1}\right)dV = \int_{\Delta V}\Delta\rho_i dV - \oint_{\Delta S}\left(\mathbf{G}_i + \rho_i\mathbf{V}_i\right)\mathbf{n}dS; \tag{11}$$

- сохранение импульса

$$\frac{1}{2\Delta\tau}\int_{\Delta V}\sum_i\left(\rho_{i2}\mathbf{v}_{i2} - \rho_{i1}\mathbf{v}_{i1}\right)dV = \int_{\Delta V}\Delta\mathbf{P}_k dV - \oint_{\Delta S}\left[P\cdot\vec{n} + \sum_i\mathbf{P}_i + \sum_i\rho_i\left(\mathbf{v}_i\mathbf{n}\right)\mathbf{v}_i\right]dS; \tag{12}$$

- сохранение энергии

$$\begin{aligned}\frac{1}{2\Delta\tau}\int_{\Delta V}\sum\left[\rho_{i2}\left(\varepsilon_{i2} + \frac{1}{2}v_{i2}^2\right) - \rho_{i1}\left(\varepsilon_{i1} + \frac{1}{2}v_{i1}^2\right)\right]dV = \\ = \int_{\Delta V}\left(\Delta E_k + \Delta Q_{\text{гор}} - \Delta Q_{\text{исп}}\right)dV - \oint_{\Delta S}\sum\left[\mathbf{Q}_i\mathbf{n} + \rho_i\left(\mathbf{v}_i\mathbf{n}\right)\left(\varepsilon_1 + \frac{1}{2}v_i^2 + \frac{P_i}{\rho_i}\right)\right]dS,\end{aligned} \tag{13}$$

где n — единичный нормальный внешний вектор к элементу dS факела; $\Delta\rho_i$ — сток массы i-й компоненты; P — давление компоненты факела; G_i, P_i, Q_i — векторы переноса компоненты факела; P_i, v_i, ε_i, ρ_i — парциальное давление, скорость, внутренняя (удельная энергия) и плотность; ΔP_k, ΔE_k, $\Delta Q_{\text{исп}}$,

$\Delta Q_{гор}$ — мощность импульса, энергии и объемные мощности стока за счет взаимодействия, массообмена и горения; ρ_{i2}, ρ_{i1}, v_{i2}, v_{i1}, ε_{i2}, ε_{i1} — плотности, скорости и удельные тепловые энергии i-компонент во времени $t + \Delta\tau$ и $t - \Delta\tau$, соответственно.

Начальные и граничные условия описываются известными уравнениями тепло- и массообмена [7], которые мы опускаем, а для разработки общего алгоритма решения принимаются обоснованные допущения, сводящиеся к следующему:

- начальное распределение капель по объему и форме камеры сгорания, соответствующей факелу, подчиняется законам Нукиямы – Танасавы;
- скорости капель в начале образования равны и постоянны в основном объеме, спустя $(t+\Delta\tau_i)$ скорости принимают свои значения, как показано в работе [5];
- диссоциация и окисление азота не учитываются.

Полезная работа за период сжатия, сгорания и расширения находится как сумма [1, 8]

$$L_i = \int_{V\varphi_a}^{V\varphi_в} P \, d\bar{V} + \sum P_{п} \left(V_{n+1} - V_n \right) + \int_{V\varphi_{n'}}^{V\varphi_в} P \, d\bar{V}, \qquad (14)$$

определив которую, не представляет труда теоретически найти индикаторные показатели проектируемого дизеля по полученным значениям $P_i(\varphi)$, T_i и дифференциальной характеристике тепловыделения.

Не претендуя на всеобъемлющий охват конструкций дизелей и их топливных систем, здесь укажем, что предложенная дифференциальная связь без особого труда может быть использована при замене топливной аппаратуры, для этого следует заменить систему уравнений (8). В общем алгоритме решения уравнений (11) – (13) находят применение законы, описывающие физико-химические процессы в факеле топлива, тепло- и массообмен факела с окислителем [9]. Значение порядка (m) (8) определяется от вида топливной аппаратуры, ее конструктивного оформления, принципов газообмена, смесеобразования и условий эксплуатации дизеля, т. е. режима нагрузки и частоты вращения [10, 11]. Максимум функционала (1) и минимум (3) при таком подходе к исследованию определяются для любого эскизного проекта дизеля и топливной аппаратуры без затрат на создание опытных образцов дизеля, топливной аппаратуры и экспериментальные исследования.

Для приведенной математической модели (1) – (14) разработан общий алгоритм расчета, т.е. алгоритм моделирования рабочих процессов с помощью ЭВМ, что позволяет определить влияние ряда переменных аргументов на изменение I_1 и I_2, в том числе учесть перенастраивающийся принцип смесеобразования [10]. Полученные результаты дают достаточно высокую сходимость с результатами эксперимента, а проектирование дизеля и его доводка с топливной аппаратурой до уровня промышленного образца значительно сокращаются и по времени и в денежном выражении.

Полученные решения I_1 и I_2 позволяют построить изоплоскости (поля) в трехмерном измерении и при соответствующей подпрограмме отыскать границы $N_{i\,\max}$ и $g_{i\,\min}$ при изменении любого аргумента, входящего в решаемую многокритериальную задачу.

Если указанные теоретические исследования будут приняты к исполнению молодыми научными сотрудникам, то автор будет считать выполнившим свой долг перед двигателестроением за прошедший век.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барсуков С.И., Кнауб Л.В. Термодинамика и теплопередача. – Одесса: ОИСВ, 1993. – 393 с.
2. А.С. № 1285172 (СССР) МКИ F02 B 19/08 Форкамера Барсукова / Барсуков С.И. Опубл. Б.И. 1986, № 3.
3. Барсуков С.И., Муравьев В.П. Рабочий процесс топливной системы с механическим аккумуляторным приводом плунжера. – Омск: Зап.-Сиб. изд., Омское отделение, 1971. – 178 с.
4. Барсуков С.И., Муравьев В.П., Бухвалов В.В. Топливоподающие системы дизелей с электронным управлением. – Омск: Зап.-Сиб. изд., Омское отделение, 1976. Ч. 1. – 141 с.
5. Подача и распыливание топлива в дизелях / Под ред. И.В. Астахова. – М.: Машгиз, 1972. – 450 с.
6. А.С. № 1236140 (СССР). Электромагнитная форсунка / Бухвалов В.В., Муравьев В.П., Барсуков С.И., Кулаков В.А. Опубл. Б.И. 1986, № 21.
7. Барсуков С.И., Кулаков В.А. Термогазодинамическая связь процессов подвода и выгорания топлива в дизелях // Двигателестроение. – 1987. – № 5. – С. 57-59.
8. Барсуков С.И. Расчет характеристик впрыска и выгорания топлива в дизелях на ЭЦВМ «Минск-22». – Омск: Зап.-Сиб. изд., Омское отделение, 1973. – 59 с.
9. Лыков А.В. Тепломассобмен: Справочник. – М.: Энергия, 1978. – 479 с.
10. Барсуков С.И., Родкин Е.А. Смесеобразование в форкамерах нового типа. – Киев: Общество «Знание», 1989. – С. 19.
11. Барсуков С.І., Кнауб Л.В. Термодинаміка і теплопередача. – Одеса: ОІСВ, 1994. – 360 с.

УДК 628.84.004.1.001.5

Голиков В.А., Кривой А.Ф.
ОГМА

НЕЛИНЕЙНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СОСТОЯНИЯ: ТЕМПЕРАТУРЫ, ВЛАГОСОДЕРЖАНИЯ И СКОРОСТИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В КОНДИЦИОНИРУЕМОМ ПОМЕЩЕНИИ

В условиях Мирового океана жизнедеятельность на судне поддерживается искусственной воздушной средой обитания. Важнейшей характеристикой обитаемости является микроклимат судовых помещений, физические параметры которого регламентированы по типу помещений, климатическим районам плавания и сезонам года [1]. В системах судового микроклимата помещения представляют объект, а система кондиционирования воздуха (СКВ) — орган управления (рис. 1).

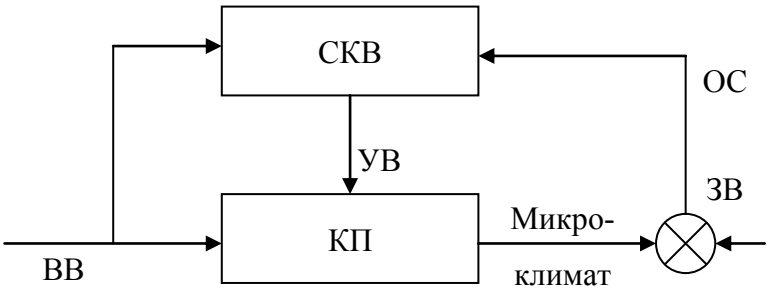


Рис. 1. Схема взаимодействия элементов системы судового микроклимата: КП — кондиционируемое помещение; СКВ — система кондиционирования; ВВ, ЗВ, УВ — возмущение, задающее и управляющее воздействия

От состояния судового микроклимата зависят работоспособность, здоровье и продолжительность пребывания на судне [2]. Характеристиками микроклимата являются температура $t_{\text{п}}$, влагосодержание (относительная влажность) $d_{\text{п}}$ и скорость (подвижность) воздуха $v_{\text{п}}$. Каждая составляющая микроклимата носит распределённый характер, то есть является функцией времени t и координат — x, y, z. Процессы тепломассопередачи в движущемся воздушном потоке проходят внутри помещения, одновременно изменяя его теплосодержание, условия переноса массы и количества движения. От учёта этих факторов зависит степень влияния каждой характеристики микроклимата на формирование условий комфортного проживания людей.

В существующих моделях объекта управления при составлении уравнений теплового баланса кондиционируемого помещения, как объекта автоматического регулирования температуры, влагосодержание считают постоянным, а при составлении материального баланса помещения как объекта регулирования влажности воздуха считают постоянной температуру воздуха. Такой подход к моделированию процесса кондиционирования воздуха в помещении с математической стороны является далеко неполным и крайне нестрогим. Объясняется это тем, что в процессе тепломассопередачи одновременно происходит изменение теплосодержания, переноса массы, количества движения, плотности и состояния влажного воздуха.

С целью детального изучения процесса кондиционирования рассмотрим более полное описание динамики тепломассообмена в паровоздушной смеси с учётом указанных видов энергий. Для простоты выкладок предположим вначале, что процесс конвективного тепломассообмена является одномер-

ным, и используем обычные в этом случае упрощающие допущения, а именно: постоянство теплофизических параметров, эффекты излучения и проводимость в радиальном направлении учитываются в коэффициентах теплоотдачи, тепловой поток за счёт теплопроводности и диффузии в осевом и радиальном направлениях пренебрежимо мал.

При построении динамической модели объекта управления будем считать, что кондиционирование воздуха в помещении осуществляется паровоздушной смесью, которая подаётся со скоростью $v_{пр}(\tau)$ через приточную вентиляцию и имеет температуру $t_{пр}(\tau)$ и влагосодержание $d_{пр}(\tau)$.

Будем предполагать, что динамические характеристики кондиционируемого помещения, $\mathbf{v}_п = \mathbf{v}_п(\tau, x, y, z)$, температура $t_п = t_п(\tau, x, y, z)$ $d_п = d_п(\tau, x, y, z)$ являются функциями времени и пространственных координат. Тогда для элемента объема $dv = dxdydz$ и промежутка времени $d\tau$, уравнение теплового баланса запишем в виде

$$d(c_п m_п t_п) = (\Delta Q_р + \Delta Q_т)d\tau, \qquad (1)$$

где $c_п$ — теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·К); $m_п = \rho_п(\tau, x, y, z)dv$ — масса воздуха в рассматриваемом объёме, кг; S — площадь сечения, м^2; $\rho_п$ — плотность воздуха в помещении, кг/м^3; $\Delta Q_р$ — суммарный расход подведенного (отведенного) тепла за счёт радиационного излучения ограждения, кВт; $\Delta Q_т$ — результирующий расход тепла внутренних источников, кВт.

Для $\Delta Q_т$ и $\Delta Q_р$ в рассматриваемом случае можно записать следующие выражения

$$\Delta Q_т = \frac{q}{v}dv, \qquad (2а)$$

$$\Delta Q_р = \frac{\alpha F}{v} \cdot (t_{огр} - t_п) \cdot dv, \qquad (2б)$$

где $q(\tau, x, y, z)$ — внутренние источники тепловыделения в помещении, кВт; α, F — соответственно коэффициент теплоотдачи, м$^{-2}$·К$^{-1}$, и площадь ограждения, м^2; l — длина помещения по ходу воздуха, м; V — объём помещения, м^3.

Выражение для полного изменения температуры в рассматриваемом объёме за время $d\tau$ можно преобразовать следующим образом:

$$\begin{aligned} d(c_п m_п t_п) &= d(\rho_п c_п t_п)dv = dvd\tau \frac{d(\rho_п c_п t_п)}{d\tau} = \\ &= dvd\tau\left(\frac{\partial(\rho_п c_п t_п)}{\partial\tau} + \mathbf{v}_п \mathbf{grad}(c_п \rho_п t_п)\right). \end{aligned} \qquad (3)$$

При этом первое слагаемое в скобках характеризует локальное изменение температуры, связанное с теплоемкостью воздуха, второе – изменением температуры, связанное с неравномерностью потока.

Подставляя выражения (2), (3) в уравнение (1), получим дифференциальное уравнение позволяющее определить температуру воздуха и скорость ее изменения.

$$\frac{\partial (\rho_{\text{п}} c_{\text{п}} t_{\text{п}})}{\partial \tau} + \mathbf{v}_{\text{п}} \mathbf{grad}(c_{\text{п}} \rho_{\text{п}} t_{\text{п}}) = \frac{\alpha \cdot F}{V} \cdot (t_{\text{огр}} - t_{\text{п}}) + \frac{q}{V} \qquad (4)$$

при $x \in (0, l_1); y \in (0, l_2); z \in (0, l_3); \quad \tau > 0.$

В это уравнение кроме температуры воздуха входят еще две неизвестные величины: $\mathbf{v}_{\text{п}} = (v_{\text{пх}}, v_{\text{пу}}, v_{\text{пz}})$ и $\rho_{\text{п}}$, плотность воздуха может быть выражена через температуру и влагосодержание $d_{\text{п}}$ по формуле:

$$\rho_{\text{п}} = \rho_{\text{с}} \frac{1 + d_{\text{п}}}{1 + 1{,}61 d_{\text{п}}}; \quad \rho_{\text{с}} = \frac{353}{t_{\text{п}} + 273}. \qquad (5)$$

При выводе второго уравнения следует учесть тот факт, что наряду с теплообменом происходит массоперенос воды, который осуществляется конвективным (молярным), и диффузионным (молекулярным) путями. При этом воздух можно рассматривать как двухкомпонентную смесь, состоящую из сухого воздуха (плотность $\rho_{\text{с}}$) и пара (плотность $\rho'_{\text{п}}$). Очевидно, весовая плотность воздуха в помещении может быть найдена по формуле

$$\rho_{\text{п}} = \rho_{\text{с}} + \rho'_{\text{п}}. \qquad (6)$$

Дифференциальное уравнение переноса массы паров воды, как компонента влажного воздуха, может быть записано в виде [1(91)]:

$$\frac{\partial \rho'_{\text{п}}}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho'_{\text{п}} \mathbf{v}_{\text{п}}) + \operatorname{div} \mathbf{j}_{\text{п}} - M'_W = 0, \qquad (7)$$

где $\mathbf{j}_{\text{п}}$ — плотность молекулярного (диффузионного) потока пара, кг/(м^2·с); M'_W— удельная мощность внутренних источников влаговыделения в помещении, кг/(м^3·с).

В уравнении (7) первое слагаемое характеризует локальное изменение плотности, второе и третье — конвективный и диффузионный перенос, а четвёртое — действие внутренних источников тепловыделения.

Относительно плотности всей воздушной смеси в помещении может быть записано уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho_{\text{п}}}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho_{\text{п}} v_{\text{п}}) = 0. \qquad (8)$$

При этом имеет место соотношение

$$v_{\text{п}} \rho_{\text{п}} = v'_{\text{п}} \rho'_{\text{п}} + v_{\text{с}} \rho_{\text{с}}. \qquad (9)$$

Из дифференциального уравнения (7) может быть получено дифференциальное уравнение относительно массовой доли пара во влажном воздухе кондиционируемого помещения [4 (12)]:

$$\psi_{\text{п}} = \frac{\rho'_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}. \qquad (10)$$

Для этого в уравнении (7) плотность пара заменим по формуле $\rho'_{\text{п}} = \psi_{\text{п}}\rho_{\text{п}}$, получим

$$\frac{\partial(\psi_{\text{п}}\rho_{\text{п}})}{\partial\tau} + \operatorname{div}(\psi_{\text{п}}\rho_{\text{п}}v_{\text{п}}) + \operatorname{div}\mathbf{j}_{\text{п}} - M'_w = 0, \qquad (11)$$

Преобразуем первые два слагаемых с учётом уравнения (8)

$$\frac{\partial(\psi_{\text{п}}\rho_{\text{п}})}{\partial\tau} + \operatorname{div}(\psi_{\text{п}}\rho_{\text{п}}\mathbf{v}_{\text{п}}) = \rho_{\text{п}}\frac{\partial\psi_{\text{п}}}{\partial\tau} + \psi_{\text{п}}\frac{\partial\rho_{\text{п}}}{\partial\tau} + \psi_{\text{п}}\operatorname{div}(\rho_{\text{п}}\mathbf{v}_{\text{п}}) + \rho_{п}\mathbf{v}_{\text{п}}\mathbf{grad}\,\psi_{п}$$

$$= \rho_{\text{п}}\left(\frac{\partial\psi_{\text{п}}}{\partial\tau} + \mathbf{v}_{\text{п}}\mathbf{grad}\,\psi_{п}\right) + \psi_{\text{п}}\left[\frac{\partial\rho_{\text{п}}}{\partial\tau} + \operatorname{div}(\rho_{\text{п}}\mathbf{v}_{\text{п}})\right] = \rho_{\text{п}}\left(\frac{\partial\psi_{\text{п}}}{\partial\tau} + \mathbf{v}_{\text{п}}\mathbf{grad}\,\psi_{п}\right).$$

С учётом последнего соотношения уравнение (11) примет вид:

$$\frac{\partial\psi_{\text{п}}}{\partial\tau} + \mathbf{v}_{\text{п}}\mathbf{grad}\,\psi_{\text{п}} + \frac{1}{\rho_{\text{п}}}\operatorname{div}\mathbf{j}_{\text{п}} - \frac{1}{\rho_{\text{п}}}M'_w = 0, \qquad (12)$$

В общем случае плотность диффузионного потока может быть представлена в виде

$$\mathbf{j}_{\text{п}} = -D_{\text{п}}\rho_{\text{п}}\mathbf{grad}\,(\psi_{\text{п}} + k_{\text{т}}\ln t_{\text{п}} + k_p\ln\rho_{\text{п}}), \qquad (13)$$

где $D_{\text{п}}$ — коэффициент диффузии (м^2/с); $k_{\text{т}}$, k_p — коэффициенты относительной термо- и бародиффузии, отн. ед. Первый член в выражении (13) характеризует перенос массы за счёт концентрационной или обычной диффузии, второй член — величину термодиффузии и последний член учитывает эффект бародиффузии.

В реальных процессах при нормальных температуре и давлении второе и третье слагаемое пренебрежительно малы, поэтому плотность диффузионного потока для паровоздушной смеси можно представить в виде

$$\mathbf{j}_{\text{п}} = -D_{\text{п}}\rho_{\text{п}}\mathbf{grad}\,\psi_{\text{п}}, \qquad (14)$$

С учётом последнего, уравнение (12) примет вид

$$\frac{\partial\psi_{\text{п}}}{\partial\tau} + \mathbf{v}_{\text{п}}\mathbf{grad}\,\psi_{п} - \frac{1}{\rho_{\text{п}}}\operatorname{div}(D_{п}\rho_{\text{п}}\mathbf{grad}\,\psi_{п}) - \frac{1}{\rho_{\text{п}}}M'_w = 0;\ (0 < x < l,\ \tau \geq 0). \qquad (15)$$

Учитывая связь между массовой долей пара, влагосодержанием и относительной влажностью

$$\psi_{\text{п}} = \frac{d_{\text{п}}}{1 - d_{\text{п}}}, \quad d_{\text{п}} = \frac{\psi_{\text{п}}}{1 - \psi_{\text{п}}}, \quad \varphi_{\text{п}} = \frac{P_{\text{б}}}{P_{\text{п(н)}}}\cdot\frac{\psi_{\text{п}}}{0{,}622 + 0{,}378\psi_{\text{п}}}, \qquad (16)$$

уравнение (15) можно рассматривать как второе уравнение, устанавливающее связь между динамическими характеристиками кондиционируемого помещения.

Для вывода третьего уравнения относительно подвижности воздуха воспользуемся уравнением сохранения количества движения влажного воздуха

$$d\left(\rho_{\text{п}}\mathbf{v}_{\text{п}}\right) + dP_{\text{п}} = g\rho_{\text{п}}dvd\tau + \Delta P_{\text{пот}}d\tau, \qquad (17)$$

где g = 9,81 — ускорение свободного падения, м/с^2; $P_{\text{п}} = \rho_{\text{п}}R_{\text{п}}T_{\text{п}}$ — полное давление воздуха, Па.

Первое слагаемое в левой части уравнения (17) определяет изменение импульса частиц паровоздушной смеси, вызванное градиентом скорости, и может быть представлено в следующем виде:

$$d\left(\rho_{\text{п}}\mathbf{v}_{\text{п}}\right) = \left[\frac{\partial\left(\rho_{\text{п}}\mathbf{v}_{\text{п}}\right)}{\partial\tau} + \mathbf{v}_{\text{п}}\nabla\left(\mathbf{v}_{\text{п}}\rho_{\text{п}}\right)\right]dvd\tau, \text{ где } \nabla \equiv \mathbf{i}\cdot\frac{\partial}{\partial x} + \mathbf{j}\cdot\frac{\partial}{\partial y} + \mathbf{k}\cdot\frac{\partial}{\partial z}, \qquad (18)$$

После преобразования с учётом уравнения неразрывности потока, представление (18) может быть представлено следующим образом:

$$d\left(\rho_{\text{п}}\mathbf{v}_{\text{п}}\right) = \rho_{\text{п}}\left[\frac{\partial\mathbf{v}_{\text{п}}}{\partial\tau} + (\mathbf{v}_{\text{п}}\cdot\nabla)\mathbf{v}_{\text{п}}\right]dvd\tau. \qquad (19)$$

Второе слагаемое левой части уравнения (17) определяет изменение величины силы, действующей на элемент объёма смеси со стороны окружающей среды, которое может быть записано в следующем виде:

$$dP_{\text{п}} = \text{grad}P_{\text{п}}dvd\tau, \qquad (20)$$

Первое слагаемое в правой части уравнения (17) определяет действие объёмных сил, а второе — суммарные потери давления воздуха, вызванные местным сопротивлением и трением:

$$\Delta p_{\text{пом}} = \sum_{i=1}^{m}\cdot\xi_i\frac{\rho_{\text{п}_i}\cdot v_{\text{п}_i}^2}{2\cdot d_{\text{п}_i}}, \qquad (21)$$

где $d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр; $\rho_{\text{п}_i}$ и $v_{\text{п}_i}$ — соответствует плотности и проекции скорости на участке ξ_i — коэффициент пропорциональности. Подставляя выражения (19) – (21) в уравнение (17) и производя соответствующие сокращения, получим дифференциальное уравнение относительно $\mathbf{v}_{\text{п}}(k, g, z, t)$

$$\frac{\partial(\mathbf{v}_{\text{п}})}{\partial\tau} + (\mathbf{v}_{\text{п}}\cdot\nabla)\mathbf{v}_{\text{п}} + \frac{1}{\rho_{\text{п}}}\cdot\mathbf{grad}P_{\text{п}} - g = \frac{1}{\rho_{\text{п}}}\cdot\sum_{i=1}^{m}\xi_i\cdot\frac{\rho_{\text{п}_i}\cdot v_{\text{п}_i}^2}{2d_{\text{э}_i}}, \qquad (22)$$

Таким образом, относительно динамических характеристик микроклимата в помещении получена следующая система дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \dfrac{\partial(\rho_{\text{п}} c_{\text{п}} t_{\text{п}})}{\partial\tau} + \mathbf{v}_{\text{п}} \cdot \mathbf{grad}(c_{\text{п}}\rho_{\text{п}} t_{\text{п}}) = \dfrac{\alpha F}{V} \cdot (t_{\text{огр}} - t_{\text{п}}) + \dfrac{q}{V}; \\ \dfrac{\partial\psi_{\text{п}}}{\partial\tau} + \mathbf{v}_{\text{п}} \cdot \mathbf{grad}\,\psi_{\text{п}} - \dfrac{1}{\rho_{\text{п}}} \operatorname{div}(D_{\text{п}}\rho_{\text{п}} \mathbf{grad}\,\psi_{\text{п}}) - \dfrac{1}{\rho_{\text{п}}} M'_w = 0; \\ \dfrac{\partial \mathbf{v}_{\text{п}}}{\partial\tau} + \mathbf{v}_{\text{п}} \cdot \nabla \mathbf{v}_{\text{п}} + \dfrac{1}{\rho_{\text{п}}} \mathbf{grad}(\rho_{\text{п}} R_{\text{п}} t_{\text{п}}) - g = \dfrac{1}{\rho_{\text{п}}} \cdot \sum_{i=1}^{m} \xi_i \cdot \dfrac{\rho_{\text{п}_i} v_{\text{п}_i}^2}{2d_{\text{э}_i}}; \end{cases} \tag{23}$$

$(x, y, z) Ev, \tau > 0.$

Система трёх дифференциальных уравнений (23) содержит четыре неизвестные функции $t_{\text{п}}(\tau, x, y, z)$, $\mathbf{v}_{\text{п}}(\tau, x, y, z)$, $\rho_{\text{п}}(\tau, x, y, z)$, $\psi_{\text{п}}(\tau, x, y, z)$. Однако соотношения (5) и (16) позволяют замкнуть её, сведя проблему к отысканию трёх функций $t_{\text{п}}$, $\mathbf{v}_{\text{п}}$ и $\psi_{\text{п}}$.

Таким образом, полученная система линейных дифференциальных уравнений (23), описывает динамическое состояние кондиционированного помещения в любой точке, в предположении, что динамический характеристики ($t_{\text{п}}$, $\mathbf{v}_{\text{п}}$ и $\psi_{\text{п}}$) изменяются в любом направлении. Если подача паровоздушной смеси осуществляется в одном направлении (например, оси *OX*), но с достаточной точностью можно предположить, что указанные характеристики являются функциями времени и координаты *X*. В этом случае система (23) примет вид:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial(\rho_{\text{п}} t_{\text{п}})}{\partial\tau} + v_{\text{п}} \dfrac{\partial(\rho_{\text{п}} t_{\text{п}})}{\partial x} = \dfrac{\alpha F}{V} (t_{\text{огр}} - t_{\text{п}}) + \dfrac{q}{V}; \\ \dfrac{\partial\psi_{\text{п}}}{\partial\tau} + v_{\text{п}} \dfrac{\partial\psi_{\text{п}}}{\partial x} - \dfrac{1}{\rho_{\text{п}}} \dfrac{\partial}{\partial x}\left(D_{\text{п}}\rho_{\text{п}} \dfrac{\partial\psi_{\text{п}}}{\partial x} \right) - \dfrac{1}{\rho_{\text{п}}} M'_w = 0; \\ \dfrac{\partial v_{\text{п}}}{\partial\tau} + v_{\text{п}} \dfrac{\partial v_{\text{п}}}{\partial x} - \dfrac{1}{\rho_{\text{п}}} \dfrac{\partial(\rho_{\text{п}} R_{\text{п}} t_{\text{п}})}{\partial x} - g = \dfrac{1}{\rho_{\text{п}}} \cdot \sum_{i=1}^{m} \xi_i \cdot \dfrac{\rho_{\text{п}_i} v_{\text{п}_i}^2}{2d_{\text{э}_i}}; \end{cases} \tag{24}$$

$(0 < x < l, \tau > 0).$

Решения системы (24) должны удовлетворять следующим граничным условиям

$$t_{\text{п}}(\tau,0) = t_{\text{с}}(\tau); \quad d_{\text{п}}(\tau,0) = d_{\text{с}}(\tau); \quad v_{\text{п}}(\tau,0) = v_{\text{с}}(\tau); \tag{25}$$

$$\frac{\partial t_{\text{п}}(\tau,l)}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial d_{\text{п}}(\tau,l)}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial v_{\text{п}}(\tau,l)}{\partial x} = 0$$

и начальным условиям

$$t_{\text{п}}(0, x) = t_{\text{п}}^0(x); \quad d_{\text{п}}(0, x) = d_{\text{п}}^0(x); \quad v_{\text{п}}(0, x) = v_{\text{п}}^0(x). \tag{26}$$

Температура ограждений $t_{\text{огр}}(\tau, x)$ представляет собой граничное значение распределения температуры $\theta(\tau, x, y)$ внутри ограждения. Предполагая, что все ограждения подвергнуты одинаковым внешним воздействиям, можно записать

$$t_{\text{огр}}(\tau, x) = \theta(\tau, x, \pm a).$$

Функция $\theta(\tau, x, y)$ является решением следующей краевой задачи

$$\frac{\partial\theta}{\partial\tau} + \lambda\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\theta}{\partial y^2}\right) = 0;$$

$$\tau > 0; \quad x \in (0, l); \quad y \in (a, b) \cup (-a, -b).$$

$$\theta(\tau, x, \pm b) = \theta_1(\tau, x); \quad \frac{\partial\theta}{\partial y}(\tau, x, 0) = 0;$$

$$\frac{\partial\theta}{\partial y}(\tau, x, \pm b) = 0; \quad \theta(0, x, y) = \theta_0,$$

где λ — коэффициент температуропроводности, кВт/(м^2·К); $\theta(\tau, x)$ — внешние источники температуры, °С; θ_0 — начальное значение температуры, °С; $x = a$; $x = b$ — внутренняя и наружная поверхность ограждений.

Полная система нелинейных дифференциальных уравнений (23) или (24) описывает физические процессы, происходящие в кондиционируемом помещении, и может быть линеаризирована традиционными методами, что позволяет привести ее к операторной форме для решения задач автоматики.

Рассмотрим, например, линеаризацию системы уравнений (24). При этом будем считать, что коэффициент теплоотдачи α является функцией температуры и расхода воздуха $\sigma_{\text{п}} = s\rho_{\text{п}}v_{\text{п}}$ (массовой скорости), а коэффициент диффузии $D_{\text{п}}$ — функцией температуры

$$\alpha = \alpha(t_{\text{п}}, \sigma_{\text{п}}); \quad D_{\text{п}} = D(t_{\text{п}}).$$

В этом случае при небольших отклонениях параметров микроклимата имеют место представления

$$\alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha = \alpha_0 + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial t_{\text{п}}}\right)_0 \Delta t_{\text{п}} + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial G_{\text{п}}}\right)_0 \Delta G_{\text{п}};$$

$$D = D_0 + \Delta D = D_0 + \left(\frac{\partial D}{\partial t_{\text{п}}}\right)_0 \Delta t_{\text{п}}.$$

Здесь и далее с нулевыми индексами будем обозначать параметры установившегося состояния.

Если для относительных величин ввести следующие обозначения:

$$v^* = \frac{\Delta v_{\text{п}}}{v_{\text{п}_0}}; \quad p^* = \frac{\Delta p}{p_0}; M' = \frac{\Delta M'_w}{M'_{w0}};$$

$$t^* = \frac{\Delta t_{\text{п}}}{t_{\text{п}_0}}; \; G^* = \frac{\Delta G_{\text{п}}}{G_{\text{п}_0}}; \; t_r^* = \frac{\Delta t_r}{t_{\text{п}_0}}; \; q^* = \frac{\Delta q}{q_0}; \; \rho^* = \frac{\Delta \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}_0}}; \; \psi^* = \frac{\Delta \psi_{\text{п}}}{\psi_{\text{п}_0}},$$

то после линеаризации система (24) примет вид

$$\begin{cases} \dfrac{\partial t^*}{\partial \bar{x}} + a_1 \dfrac{\partial t^*}{\partial \tau} + a_2 t^* + a_2 G^* = a_4 t_r^* + a_5 q^* \\ \dfrac{\partial^2 \psi^*}{\partial \bar{x}^2} + b_1 \dfrac{\partial \psi^*}{\partial \bar{x}} + b_2 \dfrac{\partial \psi^*}{\partial \tau} + b_3 \dfrac{\partial t^*}{\partial \bar{x}} + b_4 \dfrac{\partial \rho^*}{\partial \bar{x}} + b_5 \rho^* + b_6 G^* - b_7 M_w^* = 0 \\ \dfrac{\partial v^*}{\partial \bar{x}} + c_1 \dfrac{\partial v^*}{\partial \tau} + c_2 v^* + c_3 p^* + c_4 \rho^* = c_5 v_c^* + c_6 \rho_c^* \\ \rho^* = p^* + t^*; G^* = \rho^* + v^*; \left(\bar{x} = \dfrac{\Delta x}{l} \right) \end{cases} \tag{25}$$

$\tau > 0; \quad \bar{x} \in [0,1]$.

Здесь введены обозначения

$$a_1 = \frac{m_{\text{п}}}{c_{\text{п}} G_{\text{п}_0}};$$

$$a_2 = \frac{\alpha_0 S}{c_{\text{п}} G_{\text{п}_0}} \left| \frac{t_{\text{огр}} - t_{\text{п}_0}}{} \right| \left(\frac{\partial \alpha}{\partial t_{\text{п}}} \right); \quad t_{\text{огр}} = \frac{t_{\text{огр}}}{t_{\text{огр}}}; \quad t_{\text{п}} = \frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{п}_0}}; \quad \alpha = \frac{\alpha}{\alpha_0};$$

$$a_3 = \left(\frac{\partial t_{\text{п}}}{\partial \bar{x}} \right)_0 - \frac{\alpha_0 F}{c_{\text{п}} G_{\text{п}_0}} \left| \frac{t_{\text{огр}} - t_{\text{п}_0}}{} \right| \left(\frac{\partial \alpha}{\partial G_{\text{п}}} \right)_0; \; a_4 = -\frac{\alpha_0 F}{c_{\text{п}} G_{\text{п}_0}}; \; a_5 = -\frac{q_0}{c_{\text{п}} G_{\text{п}_0}}.$$

$$b_1 = -\frac{\sigma_{\text{п}_0} l}{S D_0 \rho_{\text{п}_0}}; \; b_2 = -\frac{l^2}{D_0}; \; b_3 = \frac{1}{l} \left(\frac{\partial \psi}{\partial \bar{x}} \right)_0 \left(\frac{\partial D}{\partial t} \right)_0; \; \psi = \frac{\psi_{\text{п}}}{\psi_{\text{п}_0}}; \; D = \frac{D}{D_0};$$

$$b_4 = \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \right); b_5 = -\frac{l^2}{D_0} \left(\frac{\partial \psi}{\partial \tau} \right)_0; \; b_6 = -\frac{G_0 l}{S D_0 \rho_{\text{п}_0}} \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \right)_0; \; b_7 = -\frac{M'_{w_0} l^2}{\psi_{\text{п}_0} D_0 \rho_{\text{п}_0}};$$

$$c_1 = \frac{m_{\text{п}}}{c_{\text{п}} G_{\text{п}_0}}; \; c_2 = \left(\frac{\partial v_{\text{п}}}{\partial \bar{x}} \right)_0 - 2 l v_{\text{п}_0}; \; c_3 = \frac{g p_0 S}{v_{\text{п}_0} G_{\text{п}_0}}; \; c_4 = \frac{1}{v_{\text{п}_0}} \left(\frac{\partial p}{\partial \bar{x}} \right)_0 \frac{S}{G_{\text{п}_0}};$$

$$p = \rho_{\text{п}} R_{\text{п}} t_{\text{п}}; \; c_5 = \sum_{i=1}^{m} \frac{2 \cdot \xi_i v_{s_0}}{d_{\text{э}} \rho_{s_0}}; \; c_6 = \sum_{i=1}^{m} \xi_i \cdot \frac{\rho_{s_0}}{v_{s_0} \cdot d_{\text{э}}}.$$

Решения системы (25) должны удовлетворять следующим граничным

$$t^*(1,0) = t_c^*(\tau);\ \psi^*(1,0) = \psi_c^*(\tau);\ v^*(1,0) = v_c^*(\tau); \tag{26}$$

$$\frac{\partial t^*(1,\tau)}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial \psi^*(1,\tau)}{\partial x} = 0;\ \frac{\partial v^*(1,\tau)}{\partial x} = 0 \tag{27}$$

и начальным условиям

$$t^*(0,x) = t^0(x);\ \psi^*(0,x) = \psi^0(x);\ v^*(0,x) = v^0(x). \tag{28}$$

где

$$t_c^*(\tau) = \frac{\Delta t_c}{t_{п_0}};\ \psi_c^*(\tau) = \frac{\Delta \psi_c}{\psi_{п_0}};\ v_c^*(\tau) = \frac{\Delta v_c}{v_{п_0}};$$

$$t^0(x) = \frac{\Delta t_п^0}{t_{п_0}};\ \psi^0(x) = \frac{\Delta \psi_п^0}{\psi_{п_0}};\ v^0(x) = \frac{\Delta v_п^0}{v_{п_0}};$$

$$\psi_c(\tau) = \frac{d_c(\tau)}{1 - d_c(\tau)};\ \psi_п^0 = \frac{d_п^0}{1 - d_п^0}.$$

Нелинейные математические модели (23), (24) и линейная (25) получены в предположении, что параметры кондиционируемого помещения являются функциями координат и времени, т.е. являются функциями распределения по объёму. Такой подход представляется более строгим по сравнению с моделями относительно сосредоточенных параметров и даёт более полное описание температурно-влажностного режима кондиционируемого помещения. Однако, ввиду сложности соответствующей задачи управления, на практике объект управления описывают, в основном, сосредоточенными параметрами. При этом, как отмечалось выше, в существующих моделях динамика связи параметров воздушной смеси отслеживается недостаточно полно. Эти недостатки могут быть устранены, если к моделям относительно сосредоточенных параметров перейти непосредственно из систем (24) или (23).

Обозначим сосредоточенные параметры объекта управления теми же символами с индексом s, т.е. t_s, v_s, ψ_s, p_s, и т.д. При переходе в системе (24) к сосредоточенным параметрам уйдут слагаемые, содержащие производные по координате x. Граничные условия (27) будут выполняться автоматически, а ненулевые граничные условия (26) необходимо учесть как дополнительные условия в соответствующих уравнениях баланса.

Так, например, в правой части уравнения (4) появится слагаемое, определяющее изменение тепла за счёт конвективного теплообмена:

$$\Delta Q_{кон} = \eta_{вр} G(\tau)\rho_c t_c - \rho_s t_s d\tau,$$

где $G(\tau) = sv_c$ — воздухоприток в помещение, $\eta\eta_{вр}$ — коэффициент смешивания приточного и внутреннего воздуха. При этом уравнение (4) примет вид

$$\frac{\partial(\rho_s t_s)}{\partial\tau} = \frac{1}{l}\eta_{вр} v_c(\rho_c t_c - \rho_s t_s) + \frac{\alpha F}{cV}(t_{огр} - t_s) + \frac{q}{cV}. \qquad (29)$$

В уравнении переноса массы относительно сосредоточенных параметров необходимо учесть конвективный источник влаги

$$\Delta M_к = \frac{1}{V}\eta_{вр} G(\rho_c\psi_c - \rho_s\psi_s) = \frac{1}{ls} k_c s v_c(\rho_c\psi_c - \rho_s\psi_s).$$

Уравнение при этом примет вид

$$\frac{d(\psi_s\rho_s)}{d\tau} - \frac{1}{V}\eta_{вр} G(\rho_c\psi_c - \rho_s\psi_s) - M'_w = 0. \qquad (30)$$

Аналогично, третье уравнение в (24) приводится к виду

$$\frac{d(v_s\rho_s)}{d\tau} + \xi_2\frac{v_s^2\rho_s}{2d_э} = g + \xi_1\frac{v_c{}^2\rho_s}{2d_э}. \qquad (31)$$

Таким образом, сосредоточенные параметры кондиционируемого помещения должны удовлетворять следующей системе дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} d(\rho_s t_s) - \frac{1}{l}\eta_{вр} v_c(\rho_c t_c - \rho_s t_s) = \frac{\alpha F}{cV}(t_{огр} - t_s) = \frac{q}{cV}; \\ \frac{d(\psi_s\rho_s)}{d\tau} - \frac{1}{l}\eta_{вр} v_c(\rho_c\psi_c - \rho_s\psi_s) = M_w; \\ \frac{d(\rho_s v_s)}{d\tau} + \frac{v_s^2\rho_s}{d_э} = g\rho_s + \xi_1\cdot\frac{v_c^2\rho_c}{2d_э} \end{cases} \qquad (32)$$

и начальным условиям

$$t_s(0) = t_{s_0}; \quad \psi_s(0) = \psi_{s_0}; \quad v_s(0) = v_{s_0}. \qquad (33)$$

После линеаризации задача (32) – (33) примет вид

$$\begin{cases} \frac{dt_s^*}{d\tau} + \frac{d\rho_s^*}{d\tau} + a_{11}t_s^* + a_{12}\rho_s^* + a_{13}\sigma_s^* = a_{14}q^* + a_{15}(t_c^* + \sigma_c^*) + a_{16}t_p^* \\ \frac{d\psi_s^*}{d\tau} + \frac{d\rho_s^*}{d\tau} + a_{21}\psi_s^* + a_{22}\rho_s^* + a_{23}\sigma_s^* = a_{24}M_w^* + a_{25}(\psi_c^* + \sigma_c^*) \\ \frac{dv_s^*}{d\tau} + a_{31}v_s^* + a_{32}\rho_s^* = a_{33}v_c^* + a_{34}\rho_c^* \\ G_s^* = \rho_s^* + v_s^*; \quad \rho_s^* = a_{41}t_s^* + a_{42}\psi_s^* \end{cases} \qquad (34)$$

$$t_s^*(0) = \psi_s^*(0) = \rho_s^*(0) = G_s^*(0) = v_s^*(0) = 0. \qquad (35)$$

Здесь введены обозначения

$$a_{11} = \left(\frac{d\rho_s}{d\tau}\right)_0 + \frac{\eta_{вр} G_{s_0}}{cv\rho_{s_0}} + \frac{F\alpha_0}{cv\rho_{s_0}} + \frac{t_p - t_{s_0}}{cv\rho_{s_0} t_{s_0}}\alpha_0 \left(\frac{\partial\alpha}{\partial t_s}\right)_0;$$

$$a_{12} = \left(\frac{dt_s}{d\tau}\right)_0; \quad a_{13} = \frac{\eta_{вр} G_{s_0}}{cv\rho_{s_0}} - \frac{F\alpha_0 (t_p - t_{s_0})}{cv\rho_{s_0} t_{s_0}}; \quad a_{14} = \frac{q_0}{cv\rho_{s_0} t_{s_0}};$$

$$a_{15} = \frac{\eta_{вр} G_{s_0} t_{s_0}}{cv\rho_{s_0} t_{s_0}}; \quad a_{16} = \frac{F\alpha_0 t_{p_0}}{cv\rho_{s_0} t_{s_0}}; \quad a_{21} = \left(\frac{d\rho_s}{d\tau}\right)_0 + \frac{\eta_{вр} G_{s_0}}{v\rho_{s_0}}; \quad a_{22} = \left(\frac{d\psi_s}{d\tau}\right)_0;$$

$$a_{23} = \frac{\eta_{вр}\sigma_{s_0}}{v\rho_{s_0}}; \quad a_{14} = \frac{M_{w_0}}{v\rho_{s_0}\psi_{s_0}}; \quad a_{25} = \frac{\eta_{вр}\sigma_{c_0}\psi_{c_0}}{v\rho_{s_0}\psi_{s_0}}; \quad a_{31} = \left(\frac{dv_s}{d\tau}\right)_0;$$

$$a_{32} = \frac{3v_{s_0}}{\rho_{s_0}\lambda}; \quad a_{41} = \left(\frac{d\rho_s}{dt_s}\right)_0 \frac{1}{1 + 0{,}61\psi_{s_0}}; \quad a_{42} = \frac{0{,}61\psi_{s_0}}{1 + 0{,}61\psi_{s_0}}; \quad a_{33} = \frac{\xi_i v_{c0}}{2v_{c0} d_э};$$

$$a_{34} = \frac{\xi_i v_{co}}{2v_{c0} d_э}$$

Таким образом, в настоящей статье впервые, исходя из общих законов газовой динамики и уравнений переноса субстанций, построены в нелинейной и линейной постановке две математические модели кондиционируемого помещения для случаев, когда четыре параметра объекта управления носят распределённый и сосредоточенный характер. Указанные модели позволят с различной точностью формулировать задачи управления микроклиматом в помещении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Санитарные правила для морских судов, СССР. – М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. – 188 с.
2. Войтенко А.М., Шафран Л.М. Гигиена обитаемости морских судов. К.: Здоровье, 1989. – 136 с.
3. Лыков А.В. Теплообмен: Справочник. – М.: Энергия, 1971. – 650 с.

УДК 621.891

Евдокимов Д.В.
ОГМУ

ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЯ ИЗНОСА ПАРЫ ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДР СУДОВЫХ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН НА ЭПЮРЫ ДАВЛЕНИЯ

Ранее были показаны преимущества применения компенсаторов износа для повышения рабочих характеристик цилиндро-поршневых пар судовых аксиально-поршневых гидромашин [1, 2]. В проведенных при этом расчетах допускался линейный закон изменения давления отжима оболочки компенсатора от стенки цилиндра. Однако измерения профилей износа поршней и цилиндров на проработавших длительное время гидромашинах позволили сделать вывод о сомнительности линейного закона распределения указанного давления вдоль длины активной части поршня. Поэтому было проведено экспериментально-теоретическое исследование с целью выяснения закономерности распределения давления отжима поршня от цилиндра в зависимости от рабочего положения поршня в цилиндре и степени изношенности пары. На первом этапе рассмотрим случай работы поршня серийной машины без компенсатора в отверстии блока цилиндров.

Для определения давления в конусной щели плунжера воспользуемся уравнением [3], которое имеет вид

$$P = P_0 - \frac{(c + k\bar{z})(1 - \bar{z} + k\bar{z}^2)\Delta P}{(1 - z + k\bar{z})(c + k\bar{z})^2} \pm \frac{6\gamma\rho Vl}{h_0^2} \cdot \frac{k\bar{z}(k\bar{z} - 1)}{(2c + k\bar{z})(c + k\bar{z})^2}. \qquad (1)$$

В этом уравнении: $c = 1 - \bar{\varphi}\cos\alpha$ — характеризует эксцентриситет положения поршня в отверстии; $\bar{\varphi} = \varphi/h$ — относительный эксцентриситет при φ — смещении оси плунжера и максимальном зазоре h в случае одностороннего касания плунжера к поверхности гильзы; ΔP — перепад давления в щели; $\Delta P = P_0 - P_1$; h_0 — зазор в кольцевой щели на входе жидкости; P_0 — давление в щели при h_0; P_1 — давление на выходе из щели; γ — коэффициент кинематической вязкости масла; ρ — плотность жидкости при заданной температуре; l — длина щели; V — скорость движения стенки или поршня; k — коэффициент конусности; $k = (h_1 - h_0)/h_0$, где h_1 — зазор в конусе щели по направлению потока при h_0 — на входе. Для расширяющейся щели $h_1 > h_0$ и $k > 1$; для сужающейся щели $h_1 < h_0$ и $k < 0$, если стенки параллельны, то $h_1 - h_0 = 0$ и $k = 0$; $\bar{z}$ — безразмерная относительная координата; $\bar{z} = z/l$.

Уравнение (1) можно представить в безразмерном виде, если принять $P_0 l \;\; \Delta P = \bar{P}_0$. Тогда для концентрично расположенного плунжера получаем:

$$\bar{P} = \bar{P}_0 - \frac{(c + k\bar{z})(1 - c\bar{z} + k\bar{z}^2)}{(2c + k\bar{z})(c + k\bar{z})^2} \pm \frac{6\gamma\rho Vl}{h_0^2\Delta P} \cdot \frac{k\bar{z}(k\bar{z} - 1)}{(2c + k\bar{z})(c + k\bar{z})^2}. \qquad (2)$$

Это выражение описывает изменение давления в конусной щели с учетом напорного и фрикционного течения жидкости. Последнее слагаемое в уравнении (2) ставится со своим знаком в зависимости от направления движения потока жидкости и поршня. Тогда в общем виде изменение давления в щели можно представить

$$\overline{P} = 1 - \overline{P}_{\text{н}} \pm \overline{P}_{\text{ф}}. \qquad (3)$$

Учитывая полученные нами экспериментальные данные, представленные на рис. 1 по износу поршней и цилиндров, а также результаты определения коэффициента конусности для изношенных пар (рис. 2), рассчитаем значения напорной $\overline{P}_{\text{н}}$ и фрикционной $\overline{P}_{\text{ф}}$ составляющих по длине активного участка поршня $\overline{z} = z/l$ для различных его положений в отверстии блока цилиндра при работе гидромашины в качестве гидромотора.

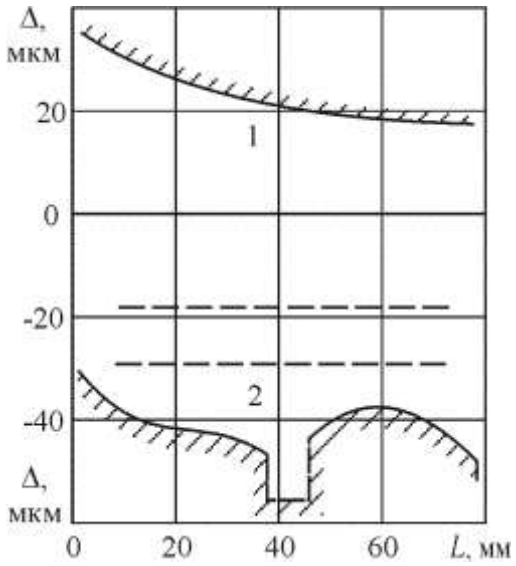


Рис. 1. Износ цилиндро-поршневой пары: 1 — отверстия в блоке цилиндров; 2 — поршня

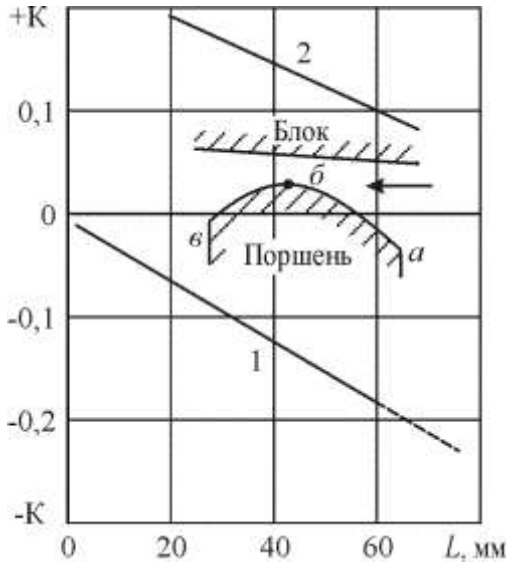


Рис. 2. Влияние профиля износа контртел на изменение коэффициента конусности по длине рабочего хода поршня в цилиндре: 1 — для участка (*а-б*); 2 — для участка (*б-в*).

На рис. 3 представлены кривые 1-3, показывающие изменение напорного безразмерного давления в конусной щели для трех положений поршня в цилиндре.

Для новой неизношенной пары $h_0 = h_1$ и коэффициент конусности равен нулю по всей длине цилиндра при различном положении в нем поршня. Этот коэффициент также равен нулю на участке (*а-б*) по рис. 2 активной начальной длины поршня неизношенной пары.

Тогда закономерность изменения напорной составляющей давления в цилиндрической щели можно представить уравнением прямой $\overline{P} = \overline{P}_0 - \overline{z}$ или $P = P_0 - \frac{\overline{z}}{l}\Delta P$.

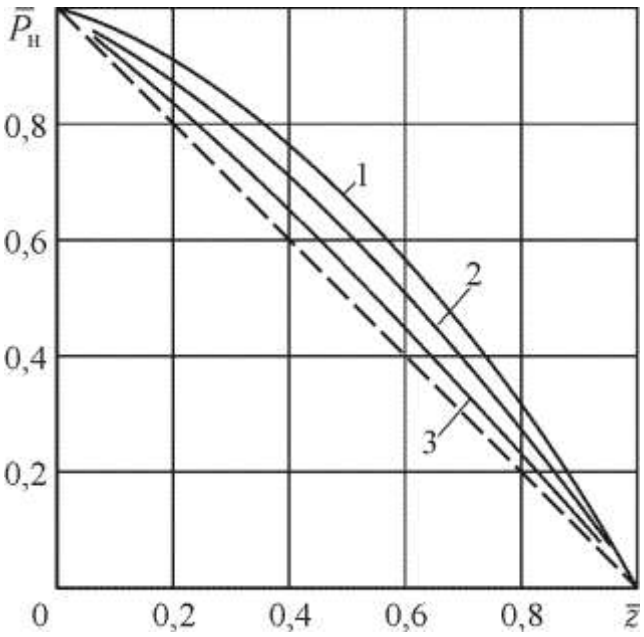


Рис. 3. Зависимость напорной составляющей давления от коэффициента конусности для изношенных контртел на участке (*а-б*) поршня по рис. 2: 1 — крайнее положение поршня внутри цилиндра; 2 — среднее положение поршня; 3 — крайнее положение поршня в конце рабочего хода

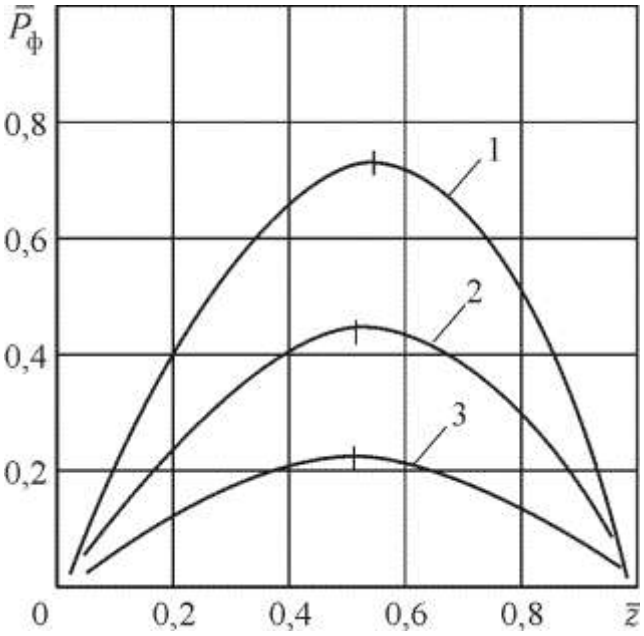


Рис. 4. Изменение фрикционной составляющей давления в зависимости от положения поршня в цилиндре (обозначения кривых 1-3 по рис. 3)

Эта прямая изображена пунктиром на рис. 3 и показывает, что наименьшее давление действует на входе в щель там, где $z/l = 0$ при его относительной безразмерной величине $\bar{P}_н = 1$.

При износе поршня и втулки образуется конусность зазора между ними, которая изменяется по длине цилиндра при различном положении в нем поршня. В результате, для разных участков имеют место отличающиеся эпюры распределения напорного давления, рассчитанные для одного и того же активного участка поршня (*а-б*) на рис. 2, что видно по кривым 1-3 на рис. 3. Так, наибольшее отличие от линейного закона имеет место для случая крайнего положения поршня в глубине отверстия блока, где при $\bar{z} = 0{,}5$ $\Delta\bar{P}_н = 0{,}15$, что видно по кривой 1 на рис. 3.

Фрикционная составляющая давления также зависит от положения поршня в цилиндре, что видно по кривым 1-3 на рис. 4. Причем, наибольшая ее величина имеет место в центре активного участка поршня при его крайнем положении в глубине блока цилиндров, а наименьшая, как следует из расчетов, наблюдается при положении поршня в конце рабочего хода, т.е. при его движении в направлении выхода из цилиндра.

Если теперь определить суммарное давление при условии работы гидромашины в режиме мотора, то оно не будет подчиняться линейному закону изменения на активном участке от торца поршня, что видно по кривым 1-3 на рис. 5.

Так, наиболее ощутимо, в 1,4 раза оно возрастает на участке поршня $\bar{z} = 0{,}4$ при его положении в глубине отверстия (кривая 1) и почти приближается к линейному закону во втором крайнем положении. При расположении поршня в срединной части цилиндра суммарное давление от напорной и фрикционной составляющих на активном участке при $\bar{z} = 0$ и, вплоть до значений $\bar{z} = 0{,}6$, практически равно подводимому в цилиндр. Это должно приводить к лучшему центрированию поршня в цилиндре и смазыванию, но к повышенному деформированию стенок цилиндра.

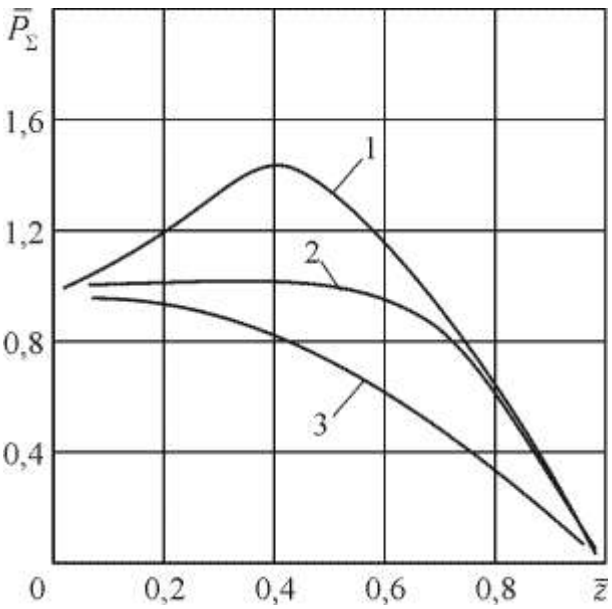


Рис. 5. Влияние профиля износа контртел и положения поршня в цилиндре на распределение суммарного давления на активном участке поршня (кривые 1-3 по рис. 3, 4)

Приведенные выше расчетно-экспериментальные данные показывают, что распределение давления масла по длине активного участка поршня определяется суммарным профилем износа пары и изменяется в зависимости от положения поршня в цилиндре, что и отражается на деформационном состоянии системы, утечках и условиях смазывания. Полученные результаты следует учитывать при анализе работы не сплошного поршня серийной гидромашины в цилиндре, а оснащенного упругим компенсатором износа, о чем предполагается сообщить в следующей статье.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Евдокимов Д.В. Повышение эффективности работы компенсаторов износа цилиндро-поршневых пар применительно к аксиально-поршневым гидромашинам // Вісник Одеського державного морського університету, 1999. – № 4. – С. 20-24.
2. Евдокимов Д.В. Влияние профиля износа рабочих поверхностей трения контртел цилиндро-поршневой пары на утечки в судовых аксиально-поршневых гидромашинах // Тема. - Одесса: ОГМУ, УМАОИ, 1999. – № 2. – С. 35-37.
3. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.

УДК 629.123.03

Заичко С.И., Миюсов М.В.
ОГМА

МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕТРОДВИЖИТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ КАЧКИ СУДНА

Задачи практического применения энергии ветра на судах мирового флота с каждым годом становятся все более актуальными. Человечество все больше задумывается над проблемой поиска новых альтернативных источников энергии. Одним из них является ветер.

За последние два десятилетия на мировом флоте современным парусным вооружением оснащены более 50 судов различного водоизмещения. Проводились эксперименты по созданию ветроходов в бывшем СССР, а в настоящее время научные исследования продолжаются в Украине. Объектами таких исследований являются танкеры типа «Олег Кошевой» проекта 1677, которые построены в г. Волгограде (головное судно построено в 1980 году). С 1985 года постройка этой серии продолжалась в Болгарии.

Основные характеристики судна рассмотрим на примере теплохода «Владимир Правик», строительный номер 106, принятого в эксплуатацию в октябре 1987 года. Судно двухвинтовое, однопалубное, теплоход, с кормовым расположением машинного отделения и надстройки, с бульбообразной носовой оконечностью и транцевой кормой. Судно построено под надзором Регистра СССР на класс КМ ✪ Л3А2 (нефтеналивное).

Основные размерения:	
Длина максимальная, м	125,16
Длина между шпангоутами 0 и 20, м	120,56
Длина по КВЛ, м	124,78
Ширина наибольшая, м	16,60
Осадка, м	4,15
Высота борта на миделе, м	6,90
Дедвейт, т	ок. 5 000
Водоизмещение, т	
по грузовую марку	7 205
порожнем	2 205
Регистровая вместимость, рег. т	
валовая	4 150
чистая	1 860
Коэффициент полноты ГВЛ	0,921
Коэффициент полноты мидель-шпангоута	0,998
Коэффициент полноты водоизмещения по ватерлинию	0,849

Судно перевозит преимущественно светлые нефтепродукты между портами Черного и Средиземного морей. Общий вид судна и размещение вспомогательного парусного вооружения представлены на рис. 1.

В качестве вспомогательного парусного вооружения рассматривается жесткий парус «опускаемые жалюзи» ЛИСЭД, разработанный в Украинском государственном морском техническом университете, относящийся к ветродвижителям средней эффективности [1, 2]. Поляра ветродвижителя изображена на рис. 2.

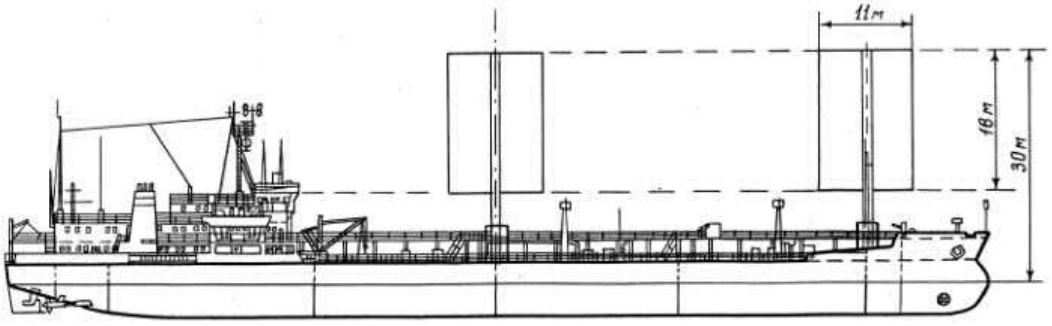


Рис.1. Общий вид танкера типа “Олег Кошевой” с ветродвижителями

Вспомогательное парусное вооружение располагается на судне, как показано на общем виде танкера, в виде двух парусов площадью 198 м^2 каждый, высота паруса 18 м и ширина 11 м.

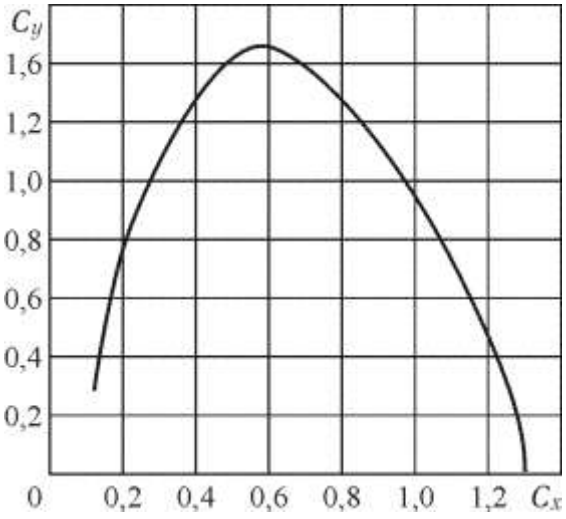


Рис. 2. Поляра ветродвижителя «опускаемые жалюзи» ЛИСЭД

При наличии результатов аэродинамических испытаний в виде табличных зависимостей коэффициентов подъемной силы C_y и сопротивления C_x от угла атаки ВД α для исследований целесообразно использовать соответствующие аналитические модели, аппроксимирующие с достаточной точностью эти зависимости. Аппроксимация аэродинамических характеристик (АДХ) ВД выполнена с использованием метода наименьших квадратов. Для решения промежуточной системы линейных уравнений применён метод Гаусса с использованием схемы Халецкого [1].

Аналитические зависимости, получаемые в результате аппроксимации, обеспечивают необходимую точность модели в диапазоне углов атаки от -90° до +90°. Реализация вычислительной процедуры аппроксимации АДХ ВД алгебраическими полиномами вида

$$C_x(\alpha) = \sum_{i=0}^{n} q_i \alpha^i ; \quad C_T = \sum_{i=0}^{n} r_i \theta_A^i ;$$
$$C_y(\alpha) = \sum_{i=0}^{m} S_i \alpha^i ; \quad C_D = \sum_{i=0}^{m} g_i \theta_A^i , \qquad (1)$$

где m, n — показатели степени полиномов; q_i, S_i, r_i, g_i — коэффициенты соответствующих аппроксимационных моделей; C_T, C_D — аэродинамические коэффициенты сил тяги и дрейфа; θ_A — курсовой угол кажущегося ветра,

осуществляется программой, приведенной в [1]. Из этой работы приняты исходные данные и просчитаны аэродинамические характеристики ветродви-

жителя типа «опускаемые жалюзи» ЛИСЭД на тихой воде. Коэффициенты аппроксимационных моделей аэродинамических характеристик приведены в табл. 1.

Таблица 1 — Коэффициенты аппроксимационных моделей аэродинамических коэффициентов для ветродвижителя типа «опускаемые жалюзи» ЛИСЭД

	Коэффициенты моделей			
i	$C_x(\alpha)$	$C_y(\alpha)$	$C_T(\theta_A)$	$C_D(\theta_A)$
0	0,1222165	0,2787269	-0,2524524	1,323312
1	$4{,}170783\cdot10^{-3}$	$2{,}985339\cdot10^{-2}$	$1{,}482206\cdot10^{-2}$	$-2{,}972929\cdot10^{-2}$
2	$4{,}008167\cdot10^{-4}$	$4{,}316512\cdot10^{-3}$	$1{,}855964\cdot10^{-4}$	$1{,}544619\cdot10^{-3}$
3	$9{,}564211\cdot10^{-6}$	$-2{,}172497\cdot10^{-4}$	$-1{,}416215\cdot10^{-6}$	$-3{,}111414\cdot10^{-5}$
4	$-3{,}359808\cdot10^{-7}$	$2{,}694551\cdot10^{-6}$	$-2{,}68597\cdot10^{-9}$	$3{,}099715\cdot10^{-7}$
5	$7{,}968702\cdot10^{-10}$	$1{,}438207\cdot10^{-8}$	$-1{,}352104\cdot10^{-11}$	$-2{,}063849\cdot10^{-9}$
6	$2{,}680281\cdot10^{-11}$	$-5{,}4711\cdot10^{-10}$	$2{,}880795\cdot10^{-13}$	$8{,}982121\cdot10^{12}$
7	$-2{,}060575\cdot10^{-14}$	$3{,}786394\cdot10^{-12}$	$-5{,}329071\cdot10^{-16}$	$-1{,}722511\cdot10^{-14}$
8	$-1{,}24345\cdot10^{-15}$	$-7{,}344126\cdot10^{-15}$	0	0

Для решения различных задач по управлению движением судна с ВД необходимо исследовать АДХ ВД в условиях ветра, волнения и качки судна.

Для проведения таких исследований использовалась модель бортовой качки судна с ВД [3], в основе которой лежит нелинейное дифференциальное уравнение, полученное методами гидродинамической теории качки судна, дополненное членами, учитывающими наличие паруса:

$$\ddot{\theta} + w\dot{\theta}|\dot{\theta}| + F(\theta) + \frac{1}{2}\rho\frac{S_{п1}Z_{п2}}{J_x + \lambda_{44}}\left(V_B\cos\theta_A\right)^2 + \left(V_B\sin\theta_A + \dot{\theta}Z_{п1}\cos\theta\right)^2 \times$$
$$\times C_y(\alpha_1)\cos\theta_A + C_x(\alpha_1)\sin\theta_A + \frac{1}{2}\rho\frac{S_{п2}Z_{п2}}{J_x + \lambda_{44}}\left(V_B\cos\theta_A\right)^2 + \qquad (2)$$
$$+ \left(V_B\sin\theta_A + \dot{\theta}Z_{п2}\cos\theta\right)^2 \times C_y(\alpha_2)\cos\theta_A + C_x(\alpha_2)\sin\theta_A =$$
$$= \mu\sin\omega_к t,$$

где: $\ddot{\theta}$ — ускорение бортовой качки; $\dot{\theta}$ — угловая скорость бортовой качки; θ — угол крена и бортовой качки; $F(\theta)$ — относительный восстанавливающий момент; ρ — плотность морской воды; $S_{п1}$, $S_{п2}$ — площади 1 и 2 парусов; $Z_{п1}$, $Z_{п2}$ — аппликаты 1 и 2 парусов; J_x — момент инерции; λ_{44} — присоединённый момент инерции; $V_в$ — скорость кажущегося ветра; w — относительный коэффициент демпфирования; $\omega_к$ — кажущаяся частота волнения; t — время; α — угол атаки.

Нелинейное дифференциальное уравнение (2) интегрируется численно с использованием метода Рунге-Кутта-Фельдберга четвертого-пятого порядка.

Исследования АДХ ВД на бортовой качке в условиях ветра и волнения состояли из двух этапов: на первом этапе расчёты проводились на тихой воде, на втором — при волнении, когда $\lambda/L = 1$, а направление волны — 90° (волна в борт судна). При этом оба ВД выставлялись на углы θ_s, равные со-

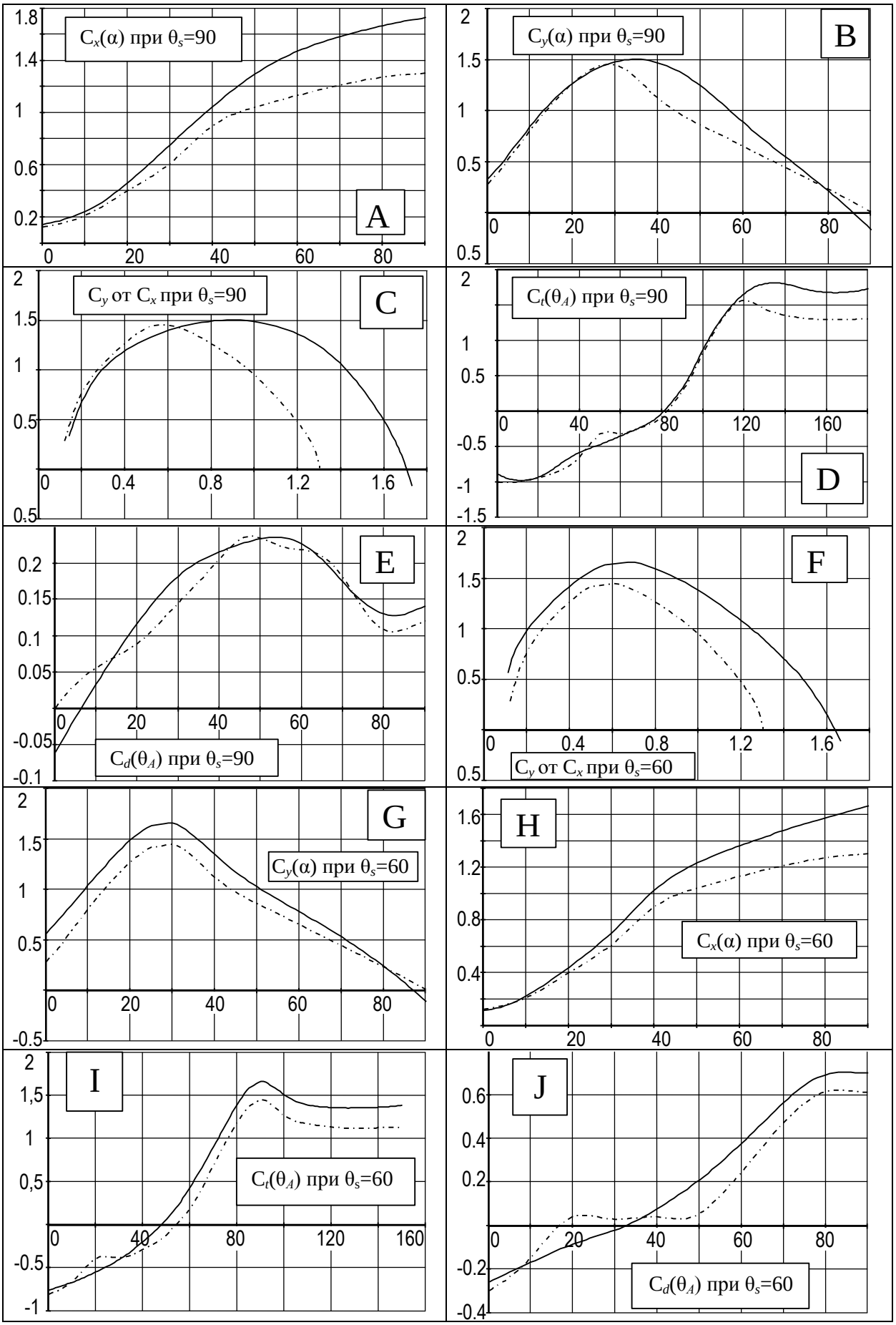


Рис. 3. Зависимости АДХ ВД: ·-·-·-· на тихой воде; ——— при бортовой качке

ответственно 90° и 60°, скорость истинного ветра 10 м/с, направление истинного ветра изменялось в диапазоне 0°-180° с шагом 1°. В результате были получены силы тяги F_x и силы дрейфа F_y при тихой воде и на бортовой качке судна (средние за период). Полученные расчётным путём коэффициенты $C_x(\alpha)$, $C_y(\alpha)$, $C_T(\theta_A)$, $C_D(\theta_A)$ аппроксимировались полиномами вида [1]. Коэффициенты аппроксимационных моделей аэродинамических коэффициентов в условиях бортовой качки приведены в табл. 2.

Таблица 2 — Коэффициенты аппроксимационных моделей аэродинамических коэффициентов в условиях бортовой качки

	Коэффициенты моделей			
i	$C_x(\alpha)$	$C_y(\alpha)$	$C_T(\theta_A)$	$C_D(\theta_A)$
0	0,1382952	0,3267597	-0,3434525	0,2057445
1	$1{,}304563\cdot10^{-3}$	$4{,}674894\cdot10^{-2}$	$1{,}973003\cdot10^{-2}$	$4{,}675979\cdot10^{-2}$
2	$9{,}625572\cdot10^{-4}$	$1{,}023508\cdot10^{-3}$	$-3{,}8607\cdot10^{-5}$	$-5{,}262004\cdot10^{-4}$
3	$-1{,}123458\cdot10^{-5}$	$-6{,}561263\cdot10^{-5}$	$2{,}435277\cdot10^{-6}$	$4{,}223321\cdot10^{-7}$
4	$-1{,}089217\cdot10^{-8}$	$8{,}440174\cdot10^{-7}$	$-2{,}904907\cdot10^{-8}$	$5{,}797304\cdot10^{-9}$
5	$4{,}341322\cdot10^{-10}$	$-3{,}474876\cdot10^{-9}$	$8{,}493567\cdot10^{-11}$	

Графики зависимостей АДХ ВД на тихой воде и с учетом бортовой качки при ветре и волнении приведены на рис. 3.

Сравнительный анализ максимальных значений коэффициентов аэродинамических сил и процент их изменения с учётом бортовой качки приведен в табл. 3.

Таблица 3 — Результаты изменений коэффициентов аэродинамических сил на тихой воде и с учетом бортовой качки при исследуемых ветро-волновых условиях

АДХ ВД	θ_s =90°		% изменения	θ_s =60°		% изменения
	Тихая вода	Качка		Тихая вода	Качка	
$C_{t\max}$	1,56	1,81	16	1,45	1,66	14,5
$C_{d\max}$	0,236	0,235	0	0,62	0,7	13
$C_{x\max}$	1,3	1,73	33	1,3	1,66	25,4
$C_{y\max}$	1,4574	1,51	3,3	1,44	1,65	14,6

С учетом анализа проведенных исследований АДХ ВД можно сделать заключение о необходимости использования скорректированных АДХ в дальнейших расчетах ходкости и управляемости.

В условиях бортовой качки появляется дополнительная энергия на ВД, величина которой зависит от угла его установки. Регулируя угол установки ВД можно изменять силу демпфера, что будет весьма полезным при изучении стабилизации судна с ВД на курсе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Крючков Ю.С. Крылья океана. – Л.: Судостроение, 1983.– 256 с.
2. Миюсов М.В. Режимы работы и автоматизации пропульсивного комплекса теплохода с ветродвижителями. – Одесса: ОГМА; ОКФА, 1996. – 256 с.

УДК 621.431.74.018.3

Ивановский В.Г., Черемисин В.И., Штабов В.О.
ОГМУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФАЗ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Судовые среднеоборотные двигатели 18РС2.2V-400 установлены на пассажирских судах типа «Белоруссия» в качестве главных. Поскольку указанные суда, в основном, эксплуатируются при скоростях не более 18 уз., то нагрузка главных двигателей по мощности, как правило, не превышает 70 % от номинального значения. На данных режимах эксплуатации значительно снижаются параметры рабочего процесса дизеля. Так, например, максимальное давление сгорания p_z не превышает 8,2 МПа (при номинальном значении 9,2 МПа). На некоторых режимах момент видимого начала сгорания топлива, определяемый углом $\varphi_{сг}$ относительно верхней мёртвой точки (ВМТ), находится за ВМТ. В результате понижается экономичность двигателей на основных режимах эксплуатации по нагрузочным характеристикам, соответствующим частоте вращения n = 480 и 380 мин$^{-1}$.

Таким образом, основная эксплуатационная нагрузка дизелей 18РС2.2V-400 позволяет увеличить угол геометрического начала нагнетания топлива топливным насосом высокого давления (ТНВД) $\varphi^{г}_{оп}$, который на номинальном режиме равен 12° ПКВ до ВМТ.

Угол начала впрыскивания топлива $\varphi_{оп}$ в цилиндр дизеля является одним из основных параметров, который определяет экономичность дизеля и его механическую нагрузку, хотя в инструкции по эксплуатации обычно задается $\varphi^{г}_{оп}$. Оптимальное значение $\varphi^{г}_{оп}$ подбирается в процессе доводки дизеля, устанавливается для номинального режима эксплуатации и ограничивается предельно допустимым значением максимального давления сгорания p_z. Со снижением нагрузки дизеля происходит уменьшение давления p_z и величина $\varphi^{г}_{оп}$ может быть увеличена.

При большем значении $\varphi^{г}_{оп}$ возрастает давление p_z и степень повышения давления λ', уменьшается догорание топлива на линии расширения, а следовательно, повышается экономичность дизеля на нагрузках ниже номинальных.

Решение данной задачи потребовало проведения теоретического и экспериментального исследования рабочего процесса дизеля 18РС2.2V-400, которое было выполнено во время эксплуатации т/х «Белоруссия».

В период экспериментального исследования угол $\varphi^{г}_{оп}$ изменялся положения верхней кромки плунжера по отношению к отсечному (всасывающему) окну плунжерной втулки. Для этой цели в конструкции толкателя ТНВД предусматривается специальный регулировочный болт. Угол опережения

$\varphi^{г}_{оп}$ с достаточной точностью (до 0,1° ПКВ) контролировался при помощи специального штатного приспособления. Кулачные шайбы привода ТНВД установлены на кулачном валу при помощи шпоночного соединения.

Эксперимент проводился при значениях угла $\varphi^{г}_{оп}$, равных 10,3; 12; 13; 14,7; 16,7° ПКВ до ВМТ и частоте вращения коленчатого вала n, равной 480 и 380 мин$^{-1}$. Скорость судна v изменялась от 12,6 до 19,1 уз, что соответствует основным эксплуатационным режимам. Для обеспечения одинаковых условий топливоподачи на разных режимах работы дизеля при одинаковых углах $\varphi^{г}_{оп}$ положение топливной рейки ТНВД m_9 цилиндра № 9 строго фиксировалось с помощью специального приспособления. Значения m_9 равны расстоянию в миллиметрах от корпуса ТНВД до ограничительной шайбы, установленной на топливной рейке. Меньшее значение m_9 соответствует большей цикловой подаче топлива. Однако при разных $\varphi^{г}_{оп}$ строго установить одинаковые режимы работы дизеля не представляется возможным. Так, например, с изменением угла геометрического начала нагнетания происходило некоторое изменение активного хода плунжера и его скорости движения.

Результаты экспериментального исследования позволяют установить влияние угла $\varphi^{г}_{оп}$ на основные показатели рабочего процесса дизеля и в конечном итоге на его механическую напряженность, которая оценивается изменением следующих параметров: максимального давления сгорания p_z, степени повышения давления $\lambda' = p_z / p'_c$ и средней скорости нарастания давления газов $\Delta p/\Delta\varphi$.

С увеличением угла $\varphi^{г}_{оп}$ происходит и возрастание угла начала впрыскивания топлива в цилиндр дизеля $\varphi_{оп}$, который определяется при осциллографировании по моменту начала подъема иглы форсунки. Так, например, при скорости судна v = 19,1 уз и частоте вращения двигателя n = 480 мин$^{-1}$ углу $\varphi^{г}_{оп}$=10,3° ПКВ до ВМТ соответствует $\varphi_{оп}$ = 7,73° ПКВ до ВМТ, а углу $\varphi^{г}_{оп}$ = 16,7° ПКВ до ВМТ соответственно $\varphi_{оп}$ =13,6°ПКВ до ВМТ.

Значение $\varphi_{оп}$ меньше $\varphi^{г}_{оп}$ и на изменение $\varphi_{оп}$ оказывают влияние сложные гидродинамические процессы, происходящие в топливной системе высокого давления. Однако, в данном типе ТНВД, имеющем смешанное регулирование количества подаваемого топлива при малых цикловых подачах, со снижением нагрузки дизеля значение $\varphi_{оп}$, как правило, уменьшается. Так, при $\varphi^{г}_{оп}$=16,7° ПКВ до ВМТ и n = 480 мин$^{-1}$ с уменьшением нагрузки двигателя (скорость судна снизилась с 19,1 уз до 16,4 уз) угол $\varphi_{оп}$ уменьшился с 13,6° ПКВ до ВМТ до 11,3° ПКВ до ВМТ.

Период задержки самовоспламенения топлива τ_i в основном зависит от температуры и давления воздуха в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива, а поэтому с возрастанием $\varphi_{оп}$ и снижением n, а следовательно, с

уменьшением давления сжатия воздуха в момент впрыскивания топлива значение τ_i увеличивается. Это оказывает влияние на начало сгорания.

Угол начала видимого сгорания топлива $\varphi_{сг}$ зависит от угла начала впрыскивания $\varphi_{оп}$ и от периода задержки самовоспламенения τ_i. В свою очередь величина $\varphi_{сг}$ определяет значение давления сжатия воздуха в момент начала сгорания p'_c, максимальное давление p_z, а следовательно, и степень повышения давления $\lambda' = p_z/p'_c$. Например, при одинаковой нагрузке двигателя (v = 16,4 уз, n = 480 мин$^{-1}$) при $\varphi^{г}_{оп}$ = =10,3° ПКВ до ВМТ получено $\varphi_{сг}$ = = -1,12° ПКВ (сгорание топлива начинается за ВМТ), p'_c = 5,65 МПа, p_z = 7,27 МПа, а при $\varphi^{г}_{оп}$=16,7° ПКВ до ВМТ имеем соответственно $\varphi_{сг}$=+3,4° ПКВ), p'_c = 5,34 МПа, p_z = 7,83 МПа.

Средняя скорость нарастания давления газов $\Delta p/\Delta\varphi$ зависит от угла $\varphi_{оп}$, а также от периода задержки самовоспламенения τ_i. При одинаковой частоте вращения и законе подачи топлива с возрастанием времени τ_i увеличивается количество топлива, впрыснутого в цилиндр к моменту начала воспламенения. В результате начальная фаза сгорания топлива («фаза быстрого сгорания») протекает более интенсивно, так как в этой фазе сгорает большая часть топлива, впрыснутого за время τ_i. В эксперименте получено незначительное возрастание жёсткости работы двигателя $\Delta p/\Delta\varphi$ с увеличением $\varphi_{оп}$, а именно, на основных режимах эксплуатации средняя жёсткость работы $\Delta p/\Delta\varphi$ при $\varphi^{г}_{оп}$ = 10,3° ПКВ до ВМТ составила 0,215 МПа/°ПКВ, а при $\varphi^{г}_{оп}$ = = 16,3° ПКВ до ВМТ соответственно 0,221 МПа/°ПКВ. Данные значения $\Delta p/\Delta\varphi$ указывают на низкую абсолютную жёсткость работы двигателя.

Таким образом, изменение угла геометрического начала нагнетания топлива ТНВД $\varphi^{г}_{оп}$ оказывает существенное влияние на протекание рабочего процесса дизеля.

С увеличением угла $\varphi_{оп}$ возрастает экономичность дизеля, однако, одновременно растет механическая напряженность, которая косвенно характеризуется значениями p_z, λ' и $\Delta p/\Delta\varphi$.

Результаты экспериментального исследования дают возможность произвести выбор рационального угла геометрического начала нагнетания $\varphi^{г}_{оп}$ = 16,7° ПКВ до ВМТ и рекомендовать его в эксплуатации главных двигателей 18PC2.2V-400 судов серии «Белоруссия». Обработка осциллограмм топливоподачи и рабочего процесса показывает, что при $\varphi^{г}_{оп}$ = 16,7° ПКВ до ВМТ максимальное давление p_z не превышает номинального значения 9,2 МПа. Степень повышения давления λ' не превышает 2,0, а средняя скорость нарастания давления газов $\Delta p/\Delta\varphi$ меньше 0,4 МПа/°ПКВ, что вполне допустимо для высокофорсированного среднеоборотного дизеля. Сравнение полученных значений λ' и $\Delta p/\Delta\varphi$ при увеличенном угле $\varphi^{г}_{оп}$ = 16,7 °ПКВ до ВМТ и при номинальном угле $\varphi^{г}_{оп}$ = 12° ПКВ до ВМТ показало, что динами-

ческая механическая напряженность дизеля увеличилась незначительно и может быть допущена при длительной эксплуатации.

В процессе экспериментального исследования не представляется возможным количественно определить повышение экономичности дизеля при увеличении $\varphi^{г}_{оп}$, так как практически невозможно провести эксперимент в одинаковых условиях. Кроме того, определение расхода топлива на судне осуществляется штатным расходомером фирмы «Сеффле» (Швеция) с погрешностью до 2 %, что соизмеримо с ожидаемой величиной повышения экономичности.

Для ориентировочной оценки повышения экономичности дизеля при увеличении максимального давления сгорания p_z (увеличении угла геометрического начала нагнетания $\varphi^{г}_{оп}$) было проведено расчетно-теоретическое исследование рабочего процесса дизеля. Результаты теоретического исследования приведены на рис. 1. Исследование проведено при различной частоте вращения n и эффективной мощности N_e дизеля, которые соответствуют основным эксплуатационным режимам.

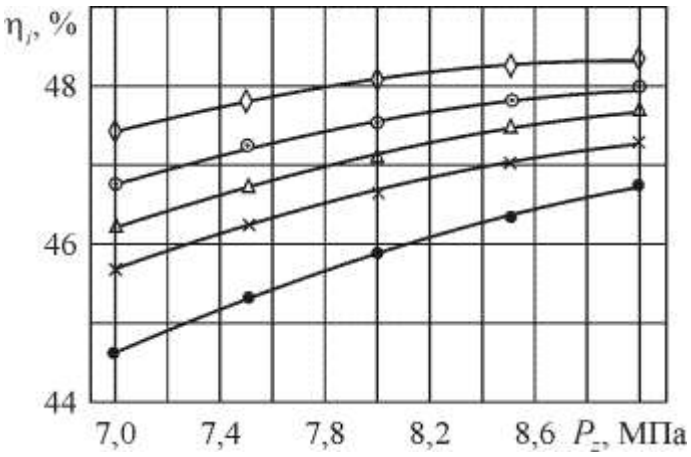


Рис. 1. Влияние максимального давления сгорания на индикаторный коэффициент полезного действия дизеля 18PC2.2V-400: ● — N_e=5281 кВт, n=480 мин$^{-1}$; × — N_e=4851 кВт, n=480 мин$^{-1}$; Δ — N_e=4541 кВт, n=480 мин$^{-1}$; ⊙ — N_e=3408 кВт, n=480 мин$^{-1}$; ◊ — N_e= =3071 кВт, n=480 мин$^{-1}$;

На всех расчетных режимах при изменении p_z от 7,0 до 9,0 МПа значение степени повышения давления λ' не превышало 2,18, при этом среднее значение индикаторного коэффициента полезного действия η_i возрастало приблизительно на 1,6 %. Если использовать полученные теоретические зависимости $\eta_i = f(p_z)$ (см. рис. 1) для оценки повышения экономичности дизеля с увеличением $\varphi^{г}_{оп}$ от 12° ПКВ до ВМТ до 16,7° ПКВ до ВМТ, то при реальном изменении величины p_z увеличение η_i оценивается приблизительно на 0,6 %.

Для повышения достоверности результатов теоретического исследования были проведены расчеты рабочего процесса дизеля по методике В.С. Семенова. Расчеты выполнены при индикаторной мощности главного двигателя N_i = 2353 кВт и частоте вращения n = 473 мин$^{-1}$, что соответствует основному режиму эксплуатации. Остальные исходные данные для расчета были взяты из экспериментального исследования на данном режиме эксплуатации.

На рис. 2 приведены результаты теоретического исследования, выполненного при разных значениях угла начала впрыскивания $\varphi_{оп}$ топлива в цилиндр дизеля.

Анализ результатов исследования позволяет сделать вывод, что с увеличением $\varphi_{оп}$, а следовательно, и p_z, возрастает максимальная температура процесса сгорания T_z, происходит повышение экономичности дизеля, определяемое снижением удельного индикаторного расхода топлива b_i . Причем, наиболее интенсивно возрастает экономичность при повышении $\varphi_{оп}$ от 11 до 17° ПКВ до ВМТ. Одновременно происходит увеличение механической напряженности дизеля, что косвенно характеризуется возрастанием степени повышения давления λ. Однако на эксплуатационных режимах значение λ не превышало 1,9, что вполне допустимо для высокофорсированного среднеоборотного дизеля.

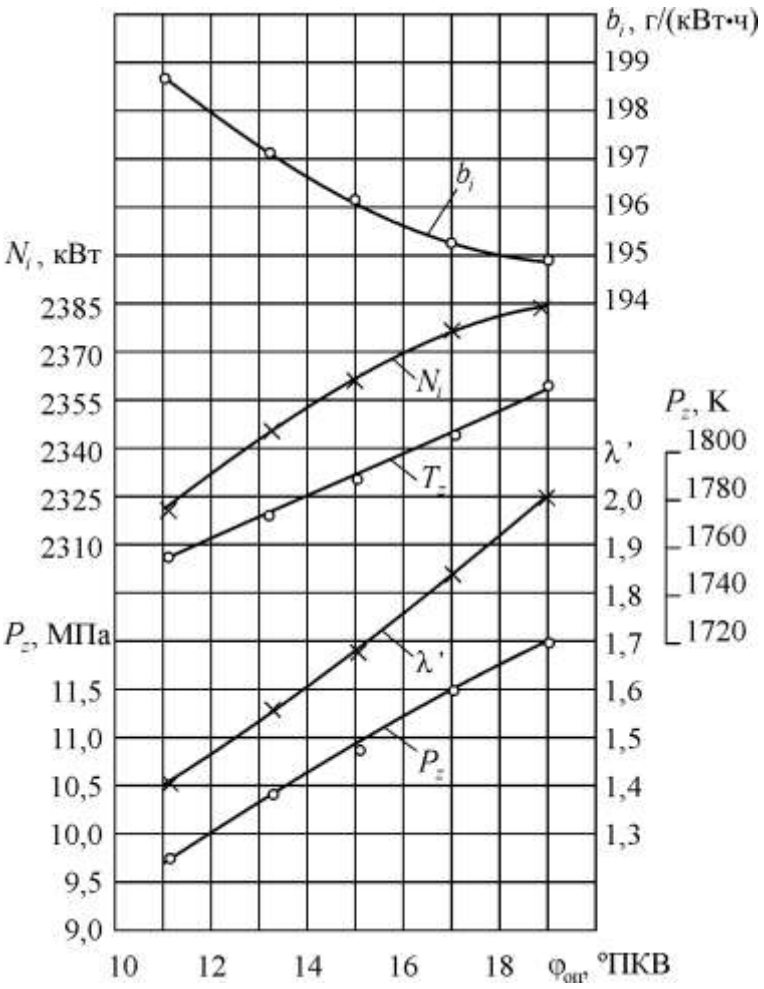


Рис. 2. Результаты расчетно-аналитического исследования рабочего процесса дизеля 6ZL40/48

Для подтверждения результатов, полученных при испытании двигателей 18PC2.2V-400 было проведено исследование влияния угла геометрического начала нагнетания $\varphi^{г}_{оп}$ на пятом цилиндре двигателя 6ZL 40/48, установленного на т/х «Дмитрий Шостакович».

Суда этой серии также эксплуатируются при скоростях не более 18 уз., в результате чего мощность главных двигателей, как правило, не превышает 70 % от номинального значения, в связи с чем максимальное давление сгорания P_z не более 10,5 МПа (при номинальном значении 13 МПа). Работа дизелей на тяжёлых сортах топлива дополнительно уменьшает давление P_z и повышает температуру отработавших газов $t_ц$, которая достигает предельных значений (500° С) и в результате ограничивает увеличение скорости судна более 18 уз. Таким образом, на основном эксплуатационном режиме двигателя 6ZL 40/48 можно увеличить угол $\varphi^{г}_{оп}$ с целью повышения давления P_z, при этом одновременно снизится и температура $t_ц$.

В процессе исследования производилась запись параметров работы дизеля с помощью штатных приборов, осуществлялось осциллографирование рабочего процесса и топливоподачи, а угол $\varphi^{г}_{оп}$ изменялся путём перестановки кулачковой шайбы привода ТНВД. На исследуемом дизеле посадка кулачных шайб на распределительном валу произведена при помощи гидропрессового соединения, а угол $\varphi^{г}_{оп}$ установлен равным 20° ПКВ до ВМТ.

Эксперимент производился при значениях угла $\varphi^{г}_{оп}$, равных 28,5; 23,0 и 20,0° ПКВ до ВМТ и частоте вращения коленчатого вала двигателя *n*, равной 470; 440 и 416 мин$^{-1}$ (винтовая характеристика). Для обеспечения одинаковых условий топливоподачи рейки ТНВД строго фиксировались с помощью специального приспособления, и положение рейки ТНВД m_5 соответственно частоте вращения n равнялось 21, 32 и 38 мм (расстояние от корпуса насоса до ограничительной шайбы). Дизель работал на моторном топливе ДТ.

Обработка осциллограмм показала, что максимальное давление топлива в ТНВД $p_н$ и угол его впрыскивания в цилиндр дизеля $\varphi_{вп}$ при разных значениях $\varphi^{г}_{оп}$, но при равных значениях *n*, приблизительно (с точностью определения этих величин) остаются одинаковы. Это свидетельствует о равных условиях проведения эксперимента.

Результаты экспериментального исследования дают возможность произвести выбор рационального угла геометрического начала нагнетания топлива ТНВД $\varphi^{г}_{оп}$ = 23° ПКВ до ВМТ и рекомендовать его в эксплуатации главных двигателей 6ZL40/48 судов серии «Дмитрий Шостакович». При $\varphi^{г}_{оп}$ = 23° ПКВ до ВМТ максимальное давление сгорания p_z возрастает до величины 11,5 МПа, значение $\lambda' = 1{,}77$, а средняя скорость нарастания давления газов $\Delta p/\Delta\varphi$ =0,264 МПа/°ПКВ, что не превышает допустимых значений вышеуказанных параметров.

Со снижением нагрузки двигателя по винтовой характеристике несколько увеличиваются величины λ', $\Delta p/\Delta\varphi$, а p_z уменьшается. Значения λ' и $\Delta p/\Delta\varphi$ незначительно возросли по сравнению с вариантом $\varphi^{г}_{оп}$ = 20 °ПКВ до ВМТ, который установлен в эксплуатации.

Увеличение угла $\varphi^{г}_{оп}$ от 20 до 23° ПКВ до ВМТ приводит к возрастанию давления p_z от 10,0 до 11,5 МПа, что снижает расход топлива на двигатель на $\approx$ 2 %. Увеличение угла $\varphi^{г}_{оп}$ приводит также к некоторому снижению температуры отработавших газов $t_ц$.

УДК 621.896.621.829

Кардаш В.П.
ОГМА

ВЫСОКОЧАСТОТНЫЙ ЭЛЕКТРОИМПУЛЬСНЫЙ МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ СУДОВЫХ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В судовых вспомогательных механизмах, передачах и системах управления широко используются подшипники качения. Они применяются в рулевых и подруливающих устройствах, различного типа силовых агрегатах в составе аксиально-поршневых гидромоторов и насосов. Подшипниковый узел является важнейшим структурным элементом механизма, отказ которого в большинстве случаев происходит из-за отказов подшипников. Широкий диапазон условий и режимов эксплуатации, а также вариация начальных показателей качества механизма приводит к значительной дисперсии в скорости потери им работоспособности и соответственно во времени достижения механизмом предельного состояния. Поэтому весьма важно иметь метод и средства для оценки технического состояния механизма и в частности подшипника — определения степени его удаления от предельного состояния, выявление причин нарушения работоспособности, установление вида повреждений и т.п. Эта задача решается методами диагностирования, применение которых позволяет получить большой экономический эффект за счёт более полного использования потенциальных возможностей механизма и учёта конкретных его свойств в условиях эксплуатации.

Метод и средства диагностики должны быть удобны для применения в условиях эксплуатации, обеспечивать осуществление процесса за минимальное время, обладать большой точностью и достоверностью показаний, особенно при высоких требованиях к надёжности механизма, применять в основном методы контроля без разборки, а в отдельных случаях и без нарушения работы механизма, быть экономически целесообразными.

Анализ методов диагностики интенсивности изнашивания узлов трения аксиально-поршневых гидромашин показал, что наиболее перспективными являются метод поверхностной активации [3] и электроимпульсный [1].

Метод поверхностной активации заключается в том, что в определённой зоне детали узла трения с помощью ускорителей создаётся наведенная искусственная радиоактивность. При истирании пары трения радиоактивные продукты износа попадают в масло, а далее прокачиваются через фильтрующий элемент, около которого устанавливается счётчик радиоактивного излучения. По интенсивности излучения судят о величине износа деталей. Следует отметить, что этому методу присущи такие недостатки, как необходимость обработки деталей на дорогостоящем оборудовании (циклотроне), необходимость учёта собственного периода полураспада элементов с наведенной радиацией в материале детали, ограниченность использования метода во времени (до 1000 ч.).

Другим методом, позволяющим определить интенсивность изнашивания деталей непосредственно во время работы механизма, является электроимпульсный метод. Он состоит в том, что на электрически изолированную пару трения накладывается постоянное напряжение $U = 20$ мВ, и на сопротивлении, включаемом последовательно с парой трения регистрируются импульсы тока, возникающие при непосредственном взаимодействии трущихся металлических поверхностей, обусловленные прорывами смазочного слоя.

Выявленная связь между числом прорывов смазочного слоя и объёмным износом детали позволила использовать электроимпульсный метод для измерения интенсивности изнашивания деталей пар трения. Недостатком этого метода являются необходимость электрической изоляции одной из деталей пары трения и применение токосъёмного устройства с подвижным контактом.

Бесконтактный высокочастотный электроимпульсный метод диагностики заключается в оценке интенсивности изнашивания I пары трения [2] путём измерения активной проводимости контакта зон трения:

$$I = K_1 \alpha \sqrt{\frac{h}{r}} \frac{p_a}{p_r} \frac{1}{n}, \qquad (1)$$

где K_1 — множитель коррекции конфигурации шероховатости; α — коэффициент перекрытия; h — величина сближения поверхностей; r — приведенный радиус шероховатостей; p_a/p_r — относительное давление; n — число циклов.

Активная проводимость контакта зависит от сближения трущихся деталей и их микрогеометрии. Замеряя величину проводимости элементарного контакта, находим величину сближения поверхностей, а следовательно, по формуле (1) интенсивность изнашивания трущихся поверхностей.

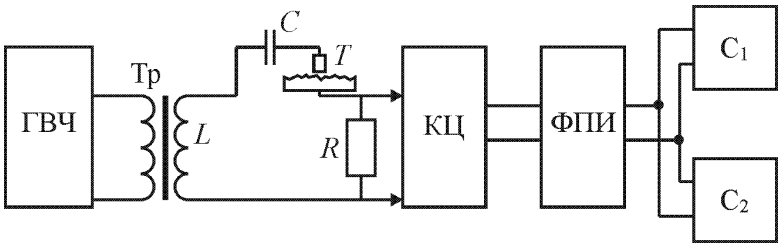


Рис. 1. Принципиальная схема измерения проводимости контактов металлических поверхностей трения

Принципиальная схема измерения проводимости контактов металлических поверхностей при трении показана на рис. 1. Пара трения T через вращающийся коаксиальный конденсатор C, который исключает контактный токосъёмник, подключена к катушке L трансформатора Тр, питающегося от генератора высокой частоты ГВЧ.

С активного сопротивления R падение напряжения U_R подаётся на усилитель. Величина падения напряжения

$$U_R = \frac{U_L}{\sqrt{(R + R_x)^2 + \left(\omega L - \frac{1}{\omega C}\right)^2}}, \qquad (2)$$

где U_R — напряжение на вторичной обмотке трансформатора; ω — цикловая частота колебаний генератора высокой частоты; L — индуктивность вторичной обмотки; C — ёмкость конденсатора; R_x — сопротивление зоны трения; R — активное сопротивление.

Для того, чтобы величина падения напряжения U_R зависела в основном от сопротивления зоны трения в схеме добиваются условия резонанса, т.е.

$$\omega L = \frac{1}{\omega C},$$

Тогда, очевидно,

$$U_R = \frac{U_L}{R + R_x}. \qquad (3)$$

Для того, чтобы получить выходной сигнал $U_{вых}$, пропорциональный величине проводимости контакта, его пропускают через корректирующую цепь КЦ (см. рис. 1), состоящую из усилителя сигнала, детектора, дифференцирующего контура и усилителя постоянного тока.

Измеряемое контактирование гребней шероховатостей во времени носит статистический характер. В связи с этим, в диагностическое устройство введена дополнительная цепь, позволяющая производить подсчёт суммарного числа элементарных контактов в единицу времени. Эта цепь (см. рис. 1) состоит из формирователя прямоугольных импульсов ФПИ, создающего прямоугольные импульсы с той же длительностью, что и входящий, при каждом возникновении контакта гребней шероховатости с сопротивлением $R_x \le 100$ Ом, частотомера C_1, определяющего среднее число контактов гребней шероховатостей за 1 с, частотомера C_2, определяющего среднюю длительность контакта.

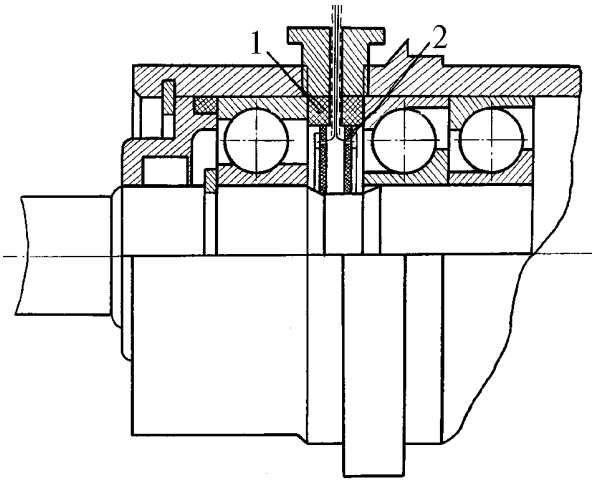


Рис. 2. Схема установки датчика контроля процессов изнашивания в подшипниковом узле гидромашины серии 210.12

Для контроля процессов трения её изнашивания в подшипниках качения аксиально-поршневой гидромашины, предложен датчик, внешний вид которого и монтаж в подшипниковом узле представлен на рис. 2. В подшипнико-

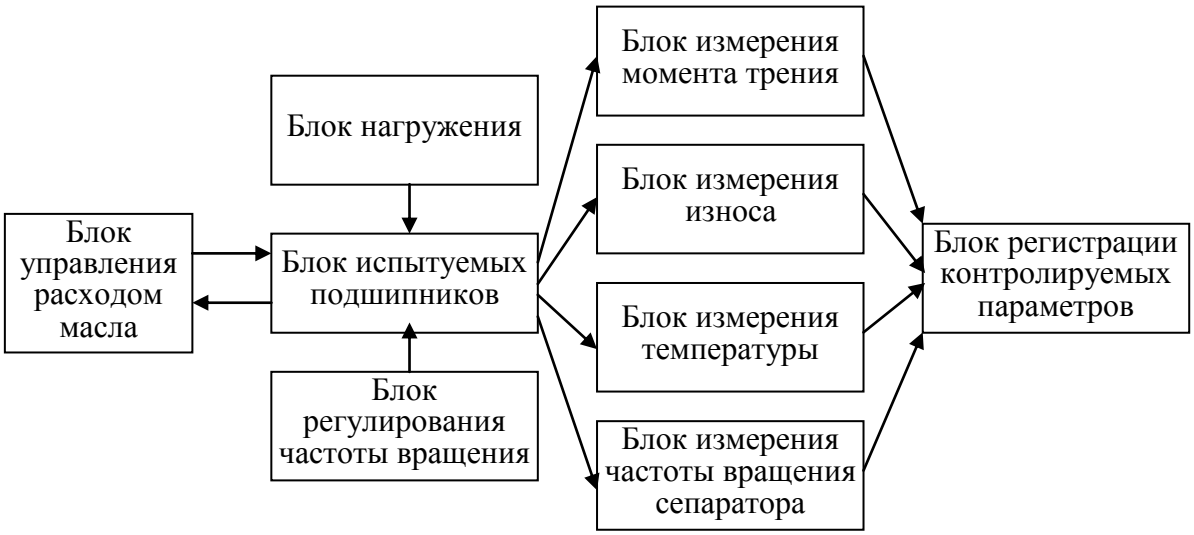


Рис. 3. Блок-схема стенда для экспериментального исследования триботехнических характеристик подшипников качения

вом узле между радиальным и радиально-упорным подшипниками находится металлическое кольцо 1, на место которого и был установлен датчик 2, выполненный из изоляционного материала. Для апробации высокочастотного метода диагностирования подшипников качения на базе лабораторного стенда ДМ-28 разработан стенд расшифровки электрических сигналов, получаемых из зоны трения подшипников качения аксиально-поршневых гидромашин (рис. 3). Стенд позволяет ступенчато изменять частоту вращения от 16,6 до 50 $с^{-1}$ и плавно задавать нагрузку от 0 до 20 кН на измерительную головку блока нагружения.

На данном стенде были проведены работы не только по апробации высокочастотного электроимпульсного метода диагностирования подшипников качения, но и сравнительное их использование с применением покрытия 6СФК. В процессе испытаний полностью подтвердилась надёжность и эффективность безразборного диагностирования интенсивности изнашивания подшипников качения судовых вспомогательных механизмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Свириденюк А.И., Мышкеев Н.К., Калмыкова Т.Ф., Холодилов О.В. Акустические и электрические методы в триботехнике. – Минск: Наука и Техника, 1987. – 279 с.
2. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. Крагельского И.В. и Алисина В.В. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
3. Хрущёв М.М., Беркович Е.С. Определение износа деталей машин методом искусственных баз. – М.: Изд. АН СССР, 1979. – 358 с.

УДК 620.197.181

Коваленко В.Ф., Гоженко А.И., Герасименко Н.И.
ОГМА

СТРУКТУРА ВОДЫ И ЭНЕРГО-МОНИТОРИНГ ЕЕ ПАМЯТИ

Память, эрудиция, интеллект, мышление в своей основе содержат результативность биоэнергоинформационных процессов, протекающих в живом организме.

Все живое в основном состоит из воды, т.о. память органически связана с удивительными (аномальными) свойствами воды, являющейся по существу самой жизнью.

Также как три изотопа углерода образуют сажу, графит и алмаз, так и вода, содержащая 3 изотопа кислорода и 3 изотопа водорода, в своих возможных комбинациях $H_{2n}O_m$ образует 42 своих изотопов (протий, дейтерий и тритий), обладающих различными плотностями, вязкостью, кристаллической решеткой при замерзании (своих снежинок) и изменяющейся структурой атомных решеток этих изотопов при изменении их массовых чисел (изменяющихся под различными воздействиями количества нейтронов в их ядрах). При этом значительно изменяется частота колебаний ядерных оболочек, излучающих электромагнитные волны в интервале микронных частот светового луча (0,4-0,8 мкм) с фермосекундными (10^{-15} с) периодами волн, теплового (0,8-40 мкм), химического и т.д., распространяющихся со скоростью света (300 тыс. км/с).

Известно, что разные изотопы одного и того же химического элемента при одном и том же числе протонов в его ядре и при том же числе электронов в электронных оболочках содержат разное число нейтронов.

Благодаря отсутствию электрического заряда нейтрон легко проникает в атомное ядро под воздействием ряда внешних сил. Проникая в атомное ядро нейтрон (или несколько нейтронов) изменяет массовое число атомного ядра, приводящего к изменению частоты колебаний его оболочки.

Воздействия на клеточные мембраны и ядерные оболочки всего организма, внешняя (и внутренняя) различная волновая информация, от возбуждаемых ею клеток по нейронам передается в нервные центры мозга.

Такой специфический нервный центр — нейрокоррелятор дифференцирует и направляет по нейронам потоки различных электромагнитных колебаний к «опорным» и «предметным» изотопам протия в протоплазме клеток коры головного мозга.

На опорных изотопах не модулируемые волны, отражающие как бы исходный образ передаваемой информации «записывают» эту информацию в виде определенной деформации ядерных структур этих изотопов, которые при этом то ли приобретают, то ли теряют определенное количество своих нейтронов. На предметных изотопах записываются промодулированные волны информации, отражающие как бы векторно-фазовые изменения исходного образа информации в виде уже иной деформации их ядерных струк-

тур, также изменяющих, но в ином количестве, содержащиеся в них нейтроны. Необходимый запас таких нейтронов непрерывно пополняется продуктивной деятельностью организма. Таким образом, соответствующий нейрокоррелятор «записывает» на опорных изотопах немодулируемый пучок частот волн данной длины, а на предметных изотопах другой нейрокоррелятор «записывает» промодулированный (несколько измененный проникшим в какую-либо клетку ксенобиотиком изображением, звуком, вкусом и т.д.) пучок в том же диапазоне частот волн.

При отсутствии «вспышки» нейрокоррелятора поисковые волны опорных изотопов вяло облучают огромное количество предметных изотопов, что порождает в нашем сознании сонмище не ясных (размытых) биоэнергоинформационных голограмм.

Мышление осуществляется образами и «заметив» в составе «размытой» информации что-то сиюминутно необходимое сознание ассоциативно включает всплеск нейрокоррелятора. При возникновении ассоциативного желания «вспомнить» (аналогично желанию поднять руку или произнести слово и т.д.) происходит всплеск активности нейрокоррелятора передающего этот импульс соответствующим опорно-каталожным изотопам протия, которые, в свою очередь, облучают предметно-информационные изотопы своей волной соответствующей частоты. Поисковый луч со скоростью света находит на предметных изотопах свою частоту. При интерференции (биении) и дифракции опорных (непромодулируемых) и предметных (промодулируемых) частот происходит их резонанс, порождающий биоэнергоинформационную голограмму отыскиваемого образа.

Таким образом, деформация ядер (количеством нейтронов) предметного изотопа (его промодулированная волна) воды протоплазмы клеток мозга — это хранилище информации, а поисковая (непромодулированная) волна, деформированного (количеством нейтронов) на определенную частоту опорного изотопа — это система считывания этой информации в виде четкой биоэнергоинформационной голограммы.

Нервный центр — нейрокоррелятор включает то ли на «запись» то ли на «считывание» определенное количество (как бы частотно-алфавитных) опорно-каталожных изотопов и еще большее количество предметно-информационных изотопов. «Калейдоскоп» из 42 видов изотопов в миллиардах (от 3,5 - 7) клеток коры головного мозга создает астрономическое количество возможных «записей», а затем «считываний» частот колебаний в широком диапазоне электромагнитных волн. Необходимое энергообеспечение этих процессов берут на себя митохондрии клеток коры головного мозга (энергия окислительных реакций, наподобие ЭДС термопар, трансформируемая их оболочками в электромагнитную) действующих по принципу аккумулятора то повышающего, то понижающего свою энергоемкость и способного, наподобие конденсатора давать, при необходимости разряд-вспышку.

Можно предположить, что иммунная система человека является своеобразной областью его памяти, реагирующей на различные ксенобиотики. Потеря памяти возможна при затухании системы нейрокоррелятор – опорные и предметные изотопы, а также при наложении на последние «аварийных» новых записей.

Таким образом, чем более развит организм, тем более объемен массив его памяти и тем более вероятно проявление «связей» между возникающими голограммами, то есть взаимосвязи при анализе явлений, а это уже ассоциации, эрудиция, мышление.

Попытка такого «технического» описания рассматриваемых явлений является, конечно, весьма упрощенной, так как в природе все протекает неимоверно сложнее, и на первый взгляд, даже алогично, ибо микромир природы несравненно сложнее макромира, ощущаемого и осознаваемого человеком.

Тематическая направленность сборника не позволяет подробнее осветить видение авторами энергетического существа мониторинга памяти в частности их представлений о ксенобиотиках и микродозах гомеопатии как сигнализаторов включения «кладовой» памяти иммунной системы на необходимое противодействие организма и использования принципа этого механизма в эргономических системах энергетики.

Цель настоящей публикации авторы видят в объединении усилий энергетиков и медиков на дальнейшие исследования этой важнейшей задачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агаджанян А.А., Катков А.И. Резервы нашего организма. – М., 1981.
2. Барбараш А.Н. Волновое в живом. Одесса, 1998. – 350 с.
3. Вороневич В.А. Методы биоэнергетической регуляции. – Одесса, 1995.
4. Гурвич А.Г. Теория биологического поля. – М.: Сов. наука, 1994. – 140 с.
5. Гуляев Ю.В., Годик Э.Э. Физическое поле биологических объектов // Вестник АН СССР. – № 8. – 1971. – С.118-125.
6. Казначеев В.П., Михайлов Л.П. Биоинформационная функция естественных электромагнитных полей. – Новосибирск, 1981. – С. 74-77.
7. Коваленко В.Ф. Термическое опреснение морской воды. – М.: «Транспорт», 1966. – 216 с.
8. Коваленко В.Ф. Философия педагогики // Судоходство. – 1997. – № 7-8. – С. 68-69.
9. Рожковский Г.В., Вороневич В.А. Атлас аурodиагностики. – Одесса, 1992. – 216 с.
10. Холодов Ю.А. Реакция нервной системы на электромагнитные поля. – М, 1975. – 111 с.
11. Юнг Карл Густав Психология бессознательного. – М.: Канон, 1996. – 32 с.
12. Яковлев М.И. Физиологические механизмы действия электромагнитных полей. – Л., 1973. – С. 68-83.

УДК 621.431.74.038

Колегаев М.А., Саприка О.Л.
ОГМА

РЕЖИМНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РЕВЕРСИРОВАНИЯ СУДОВОГО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

Реверсирование судового гидромеханического комплекса двигатель – передача – движитель – корпус судна производится путем торможения и остановки гребного винта, изменения направления его вращения, выбега, остановки судна и обеспечения его движения в обратном направлении – «задним ходом».

Основными режимными показателями, характеризующими реверсивные качества судового гидромеханического комплекса являются частота вращения гребного винта $n_в$, скорость хода судна v в начале реверсирования, расстояние проходимое судном при его выбеге до остановки $s_р$ и время этого выбега $\tau_р$.

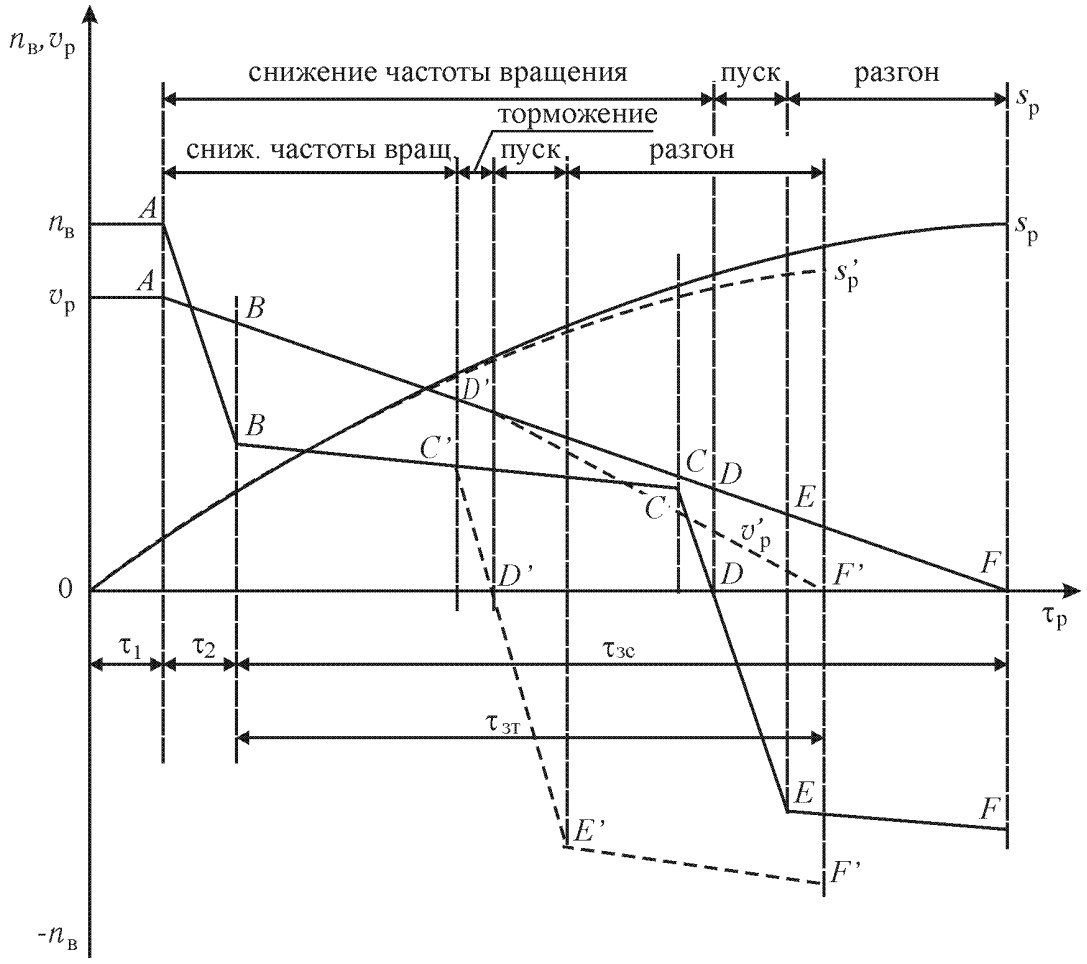


Рис. 1. График изменения режимных показателей реверсирования судового гидромеханического комплекса $n_в s_р$ и $s_р$ в зависимости от времени $\tau_р$.

Процесс реверсирования судового гидромеханического комплекса можно представить состоящим из следующих основных этапов (рис. 1) [1]:

- прекращения подачи топлива в цилиндры реверсивного дизеля, а у нереверсивного дизеля разобщения передачи мощности гребному винту (точка *A*);
- резкого падения частоты вращения гребного винта (точка *B*), а затем его вращения под воздействием турбинного эффекта при медленном (точка *C*) и быстром (точка *D*) снижении частоты вращения вплоть до остановки, как следствия превышения момента механических сопротивлений над моментом гидромеханических сил, действующих на гребной винт. За этот период у реверсивного дизеля передвигается распределительный вал для его работы на задний ход, а у нереверсивного снижается частота вращения вала;
- пуска (точка *D*) реверсивного дизеля или включения реверсирующего устройства у нереверсивного. При этом пусковая частота вращения гребного винта возрастает (точка *E*);
- увеличения частоты вращения гребного винта до остановки судна и начала его движения в обратном направлении (точка *F*).

При торможении гребного винта моментом, создаваемым в цилиндрах двигателя сжатым воздухом, или тормозящим устройством на линии валопровода, процесс реверсирования судового гидромеханического комплекса будет состоять из этапов аналогичных первому случаю (рис. 1):

- прекращения подачи топлива в цилиндры реверсивного дизеля, а при нереверсивном дизеле — разобщения передачи мощности к гребному винту (точка *A*);
- резкого снижения частоты вращения гребного винта (точка *B*), а затем ее медленного снижения до начала торможения (точка *C′*), которое определяется возможностью средств торможения без перегрузки дизеля преодолеть момент, создаваемый на гребном винте при его вращении в турбинном режиме. За этот период у реверсивного двигателя передвигается распределительный вал для обеспечения вращения вала двигателя в противоположном направлении, а при нереверсивном дизеле — снижается частота вращения вала;
- торможения гребного винта, у реверсивных дизелей путем подачи в цилиндры пускового воздуха на ходе сжатия, а у нереверсивного двигателя – включением тормозного устройства на линии валопровода до его остановки (точка *D′*); Перед тем как гребной винт начнет вращаться в обратном направлении, некоторое время судно будет двигаться с застопоренным гребным винтом;
- пуска реверсивного дизеля путем продолжающейся подачи сжатого воздуха в цилиндры после остановки вала (точка *E′*), а если дизель не реверсивный, то растормаживается соединённая с валом дизеля линия валопровода и увеличивается частота вращения вала дизеля (точка *E′*);

- разгона частоты вращения гребного винта до остановки судна и начала его движения в обратном направлении (точка F').

При реверсировании судового гидромеханического комплекса (рис. 1) τ_1 — время исполнения персоналом поданной на маневр команды, τ_2 — время падения частоты вращения гребного винта до равновесия действующих на него моментов, τ_{3c} и $\tau_{3т}$ — время соответственно до остановки судна при его свободном выбеге и при торможении.

Изменение нагрузки на главный дизель и скорость движения судна определяются по известным уравнениям динамики судового гидромеханического комплекса [2]:

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{30} I_{\text{пр}} \frac{dn}{d\tau} &= M_{\text{дт}} - M_m i_p - M_{\text{вп}} - M_e \\ \zeta_{\text{в}} D \frac{dv}{d\tau} &= x_{\text{в}} P_e - R \end{aligned}, \qquad (1)$$

где n — частота вращения вала дизеля, мин$^{-1}$; $M_{\text{дт}}$ — движущий или тормозящий момент дизеля, кН·м; M_m — момент механических потер в дизеле, кН·м; $i_{\text{р}}$ — передаточное число редуктора; $M_{\text{вп}}$ — момент механических потерь в валопроводе и передаче, кН·м; $M_{\text{с}}$ — момент сопротивления гребного винта, кН·м; $\zeta_{\text{в}}$ =1,05–1,1 — коэффициент учитывающий присоединенную к судну массу воды; D — весовое водоизмещение судна, т; v — скорость движения судна, м/с; $x_{\text{в}}$ — число гребных винтов; P_e — полезная тяга гребного винта, кН; R — сила сопротивления движению судна, кН; τ — время, с.

Используя уравнения (1), для расчета пути и времени выбега судна при его торможении, остановке и реверсировании, можно получить зависимость

$$\frac{M_{\text{ет}}}{M_{\text{ен}}} = y = 1 - \left(1 + \frac{\alpha_{\text{в}}^2}{e^x - 1}\right)\eta_{\text{вп}}, \qquad (2)$$

где $M_{\text{ет}} = -M_{\text{дт}} + M_m$ — эффективный тормозящий момент на валу главного двигателя, кН·м; $M_{\text{ен}} = \frac{30}{\pi}\frac{N_{\text{ен}}}{n_{\text{н}}}$ — эффективный момент дизеля на номинальном режиме при номинальных скорости движения судна $v_{\text{н}}$, частоте вращения вала $n_{\text{н}}$ и мощности $N_{\text{н}}$ дизеля, кН·м; $\alpha_{\text{в}}$ = 0,96-0,98 — коэффициент изменения скорости движения судна при его начальном выбеге; $\eta_{\text{вп}} = \eta_{\text{в}}\eta_{\text{п}}$ — КПД валопровода и передачи ($\eta_{\text{в}}$ — КПД валопровода; $\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи); x — показатель степени, который определяется зависимостью

$$x = 2 s_{\text{р}} - (1 + \alpha_{\text{в}}\tau_2) v_{\text{н}} \frac{-R_{\text{н}}}{\zeta_{\text{в}} D v_{\text{н}}^2}, \qquad (3)$$

где $s_{\text{р}}$ — путь, проходимый судном, в период выбега, до остановки, м; $R_{\text{н}}$ — сила сопротивления движению судна на номинальном режиме, кН.

Время τ_1 и τ_2 могут быть приняты: $\tau_1 = 5\ldots10$ с; $\tau_2 = 5\ldots18$ с.

Если известно отношение y, то показатель степени x можно определить из выражения [2]

$$x = \ln\left(1 + \frac{\alpha_в^2 \eta_{вп}}{1 - \psi y - \eta_{вп}}\right). \qquad (4)$$

Тормозящий момент при торможении дизеля сжатым воздухом находится по формуле

$$M_{дт} = \frac{V_s}{2\pi} z i_т p_{тор}, \qquad (5)$$

а момент сопротивления застопоренного винта по формуле А.К. Калмакова

$$M_{зв} = 0{,}055\theta\rho D_в^2 (1 - \psi)^2 v^2. \qquad (6)$$

В формулах (5), (6) обозначено: v_s — рабочий объем цилиндра, м^3; z — коэффициент тактности ($2_т^x - z = 1$, $4_т^x - z = 0{,}5$); $i_т$ — количество цилиндров, участвующих в торможении; $p_{тор}$ — среднее давление воздуха в цилиндре при торможении, кПа; θ — дисковое отношение гребного винта; ρ — плотность воды, т/м^3; $D_в$ — диаметр гребного винта, м; $\psi \approx 0{,}2$ — коэффициент попутного потока.

Путь, проходимый судном при его выбеге до остановки

$$s_р = (1 + \alpha_в \tau_2 v_н + \frac{\zeta_в D v_н^2}{2R_н} x, \qquad (7)$$

Время выбега судна до остановки

$$\tau_р = \tau_1 + \tau_2 + \tau_{3с} (\tau_{3т} = \tau_1 + \tau_2 + \frac{\alpha_в v_н}{\sqrt{e^x - 1}} \operatorname{arctg}\sqrt{e^x - 1}. \qquad (8)$$

Формулы (7), (8) позволяют не только вычислить путь и время прохождения судна до остановки в процессе реверсирования судового комплекса, но и оценить величину необходимого тормозящего момента для остановки судна на заданной дистанции. Например, пусть требуется определить среднюю величину момента торможения дизеля $M_{тд}$ для остановки на расстоянии $s_р = 796$ м морского одновинтового танкера, имеющего $D = 16780$ т; $v_н = 6{,}18$ м/с; $R_н = 206$ кН; $M_{ен} = 185$ кН·м и $n_н = 87{,}5$ мин$^{-1}$.

Очевидно, принимая $\tau_1 = 0$; $\alpha_2 = 0{,}98$, $\tau_2 = 5$ с; $\zeta_в = 1{,}03$; $\eta_{вп} = 0{,}92$ по формуле (3) найдем

$$x = 2\,[796 - 0{,}98 \cdot 5 \cdot 6{,}18 \frac{206}{16780 \cdot 1{,}03 \cdot 6{,}18^2}] = 0{,}48,$$

тогда, без учета момента от механических потерь в дизеле, при $x = 0{,}48$; $\alpha_в = 0{,}98$ и $\eta_{вп} = 0{,}92$ по формуле (2).

$$y = \frac{M_{тд}}{M_{ен}} = 1 - \left(1 + \frac{0{,}98^2}{e^{0{,}48} - 1}\right)0{,}98 = -1{,}35\,.$$

Следовательно,

$$M_{тд} = 1{,}35 \cdot 185 = -250 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

учитывая, что при испытании судна [2] получен $M_{тд}$ = -238 кН·м, относительная средняя погрешность расчета составит

$$\varepsilon_m = \frac{-238 - (-250)}{-238} = -0{,}05 \;(-0{,}5\%),$$

что при расчетах динамики судового гидромеханического комплекса допустимо.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конаков Г.А. Оценка оптимального числа оборотов начала торможения реверсивного двигателя // Труды ГИИВТ. – Вып. 58. – М.: Транспорт, 1964. – С. 13-22.
2. Небеснов В.И. Динамика двигателя в системе корпус судна – винты – двигатели. – Л.: Судпромгиз, 1961. – 264 с.

УДК 621.431.74.18 - 19

Конаков Г.А., Севрюков В.В., Бойко П.В.
ОГМА, Минтранс Украины, Регистр судоходства Украины

ОЦЕНКА УРОВНЯ ТЕПЛОВОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Особое место в проблеме обеспечения надежности, безопасности плавания судна и сокращения расходов на его содержание занимает, как профилактическое мероприятие, техническое обслуживание. От правильного выбора периодичности и объема технического обслуживания в значительной мере зависит уровень безотказности, долговечности и экономичности судовых энергетических установок (СЭУ).

Очевидно, техническое обслуживание, обеспечивающее надежную и экономичную работу СЭУ при минимальных затратах материалов, средств и рабочей силы, можно рассматривать как оптимальное.

При этом в качестве критерия оптимальности можно принять минимум затрат на техническое обслуживание и ремонт СЭУ [1].

$$C_{min} = \frac{\sum C_{то} + \sum C_{р}}{T_{р}} = \frac{\sum C_{тор}}{T_{р}} \to \min, \qquad (1)$$

где $T_р$ — ресурс до текущего ремонта СЭУ, тыс. ч; $\sum C_{то}$ — суммарная стоимость всех видов технического обслуживания СЭУ (рабочей силы, материалов, запасных частей и т.п.) и потерь от простоев судна на техническом обслуживании за время до текущего ремонта, усл. ед.; $\sum C_р$ — суммарная стоимость всех видов ремонта СЭУ (рабочей силы материалов, деталей и т.п.) и потерь от простоев судна в ремонте за время текущего ремонта, усл. ед.

На рис. 1 показана зависимость затрат на техническое обслуживание $C_{то}$, и ремонт $C_р$ СЭУ от периодичности технического обслуживания $T_{по}$. Общие затраты на техническое обслуживание и ремонт ($C_{тор} = C_{то} + C_р$) имеют минимальное значение при оптимальной периодичности технического обслуживания $T_{поопт}$.

Таким образом, оптимизация технического обслуживания может быть достигнута путем тщательного контроля технического состояния механизмов и оборудования СЭУ, выбора периодичности и объема технического обслуживания при минимальных затратах на его проведение.

Заводские рекомендации по техническому обслуживанию механизмов и оборудования СЭУ предусматривают единые нормативы (периодичность и объем) независимо от условий эксплуатации и технического состояния СЭУ, хотя эти факторы оказывают решающее влияние на периодичность и объем работ технического обслуживания. В процессе эксплуатации происходит постепенное изменение технического состояния СЭУ. При этом каждому ее элементу присущи свои характерные закономерности изменения, определяемые особенностями конструкции, условиями эксплуатации, качеством материала и т.п.

Надежность СЭУ и безотказность ее работы во многом зависит от надежности и безотказности главных двигателей, обеспечивающих безопасность плавания и создающих степень риска. В этом случае, при возникновении ситуации, убытки нельзя оценивать только стоимостью судна и груза, так как они могут быть связаны с человеческими жертвами.

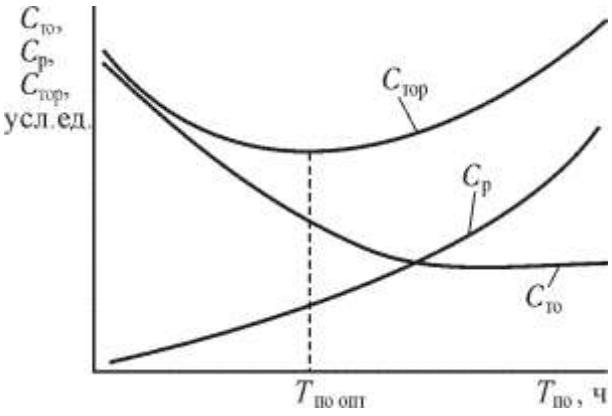


Рис. 1. Зависимость затрат на техническое обслуживание и ремонт судовой энергетической установки от периодичности технического обслуживания.

Если же вероятность временной потери двигателем эксплуатационных качеств или его работоспособности будут определяться только отказами, то убытки будут исчисляться, как отмечалось, стоимостью профилактики или ремонта, или расходами, связанными с нарушением коммерческих обязательств.

Работоспособность и надежность дизеля в эксплуатации определяет, прежде всего, его теплонапряженность. Обычно, принято под теплонапряженностью понимать плотность теплового потока q_w, проходящего через поверхность деталей цилиндро-поршневой группы в охлаждающую среду.

$$q_w = \frac{Q_w}{F_w}, \tag{2}$$

где Q_w — количество теплоты — тепловой поток, передаваемый в охлажденную среду, кВт; F_w — площадь поверхности теплообмена, м^2.

Плотность теплового потока (2), характеризующую тепловую напряженность цилиндра, можно выразить через режимные показатели дизеля

$$q_w = \frac{Q_н b_e N_{eц} x_w}{F_w} = \frac{Q_н B_ч x_w}{i F_w} = \frac{60 Q_н b_ц z n x_w}{F_w} = \frac{Q_н b_e V_s z n p_e x_w}{60 F_w} = \\ = \frac{Q_н b_e V_s z v_m p_e x_w}{2 S F_w}, \tag{3}$$

где $Q_н$ — низкая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $B_ч$ — часовой расход топлива, кг/ч; $N_{eц}$ — эффективная цилиндровая мощность дизеля, кВт; b_e — удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч); $b_ц$ — цикловая подача топлива, кг/цикл; z — тактность двигателя (z = 1 — двухтактный, z = 0,5 — четырехтактный), i — число цилиндров; V_s — рабочий объем цилиндра, м^3; s — ход поршня, м; p_e — среднее эффективное давление, кПа; n — частота вращения вала, мин$^{-1}$; v_m — средняя скорость поршня, м/с; x_w — относительная доля теплоты, отдаваемая в охлаждающую среду.

Доля теплоты, отдаваемая в охлаждающую среду, может быть определена на основании теплобалансных испытаний, или по предлагаемым в ряде литературных источников эмпирическим выражениям:

- по формуле В.С. Семенова [4]

$$x_w = \frac{7{,}325 + 11{,}675\alpha^{-2{,}5}}{D_ц^{0{,}25} \cdot v_m^{0{,}5} p_s^{0{,}67}}; \tag{4}$$

- по формуле А.К. Костина [3],

$$x_w = b_1 \frac{T_s}{\sqrt{n p_s}}; \tag{5}$$

- по формуле Г.В. Мельникова [3],

$$x_w = \eta_i \left(1 - \eta_m\right) + 1{,}11 \left(1 - \eta_{oi}\right). \tag{6}$$

В формулах (4), (5), (6): α — коэффициент избытка воздуха; $D_ц$ — диаметр цилиндра, м; T_s, p_s — температура и давление воздуха перед цилиндром, К, кПа; b_1 — постоянная; η_i, η_m, η_{oi} — индикаторный, механический и относительный КПД.

Относительный КПД представляет собой отношение индикаторного КПД η_i к адиабатному КПД η_a [2].

С учетом геометрических размеров и особенностей конструкции дизеля площадь поверхности теплообмена можно оценить по формуле [3].

$$F_w = \frac{\varepsilon_{ce}}{\varepsilon_{ce} - 1}\pi D_{\text{ц}} S + f_{\text{к}} + f_{\text{п}} \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4}, \qquad (7)$$

где ε_{ce} — эффективная степень сжатия; $f_{\text{к}}$, $f_{\text{п}}$ — доля непосредственно охлаждаемой поверхности, соответственно крышки и поршня.

В формуле (7) для практических расчетов можно принять у дизелей четырехтактных и двухтактных с прямоточно-клапанной продувкой — $f_{\text{к}} = 0{,}7$; двухтактных с контурной продувкой — $f_{\text{к}} = 0{,}8$; у дизелей с охлаждаемыми поршнями — $f_{\text{п}} = 0{,}7$ и с неохлаждаемыми — $f_{\text{п}} = 0$.

Известно, что понятие теплонапряженности деталей двигателей не ограничивается только плотностью теплового потока, а значительно шире и характеризует влияние на них целого комплекса режимных показателей рабочего процесса, особенности конструкции и технического состояния, системы охлаждения, величины и интенсивности местных тепловых потоков и допускаемых тепловых напряжений.

Оценку тепловых напряжений дизеля производят по условным критериям теплонапряженности, например, по критерию А.К. Костина [3].

$$K_m = b_2 v_m^{0,5} \left(p_e \frac{T_s}{T_o} \right)^{0,88} \left(\frac{D_{\text{ц}}}{p_s} \right)^{0,38}, \qquad (8)$$

где b_2 — постоянная, для двухтактных дизелей — 0,329 и четырехтактных — 0,203; $T_{\text{о}}$, — температура окружающей среды, К.

По температуре выпускных газов

$$T_{\text{г}} = T_s \frac{Q_{\text{н}} x_{\text{г}}}{\varphi_a \alpha G_0 C_{p\text{г}}}, \qquad (9)$$

где φ_a — коэффициент продувки; G_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, кг/кг; $C_{p\text{г}}$ — удельная теплоемкость газов при температуре $T_{\text{г}}$, кДж/(кг·К); $x_{\text{г}}$ — доля теплоты, теряемая с выпускными газами.

Доля теплоты, теряемая с выпускными газами, может быть подсчитана по эмпирической формуле [2, 3]

$$x_{\text{г}} = 1{,}11\ (\eta_{oi} - 0{,}875\ \eta_i - 0{,}126). \qquad (10)$$

Однако следует иметь в виду, что температура газов $T_{\text{г}}$ является величиной, характеризующей теплоту вне цилиндра дизеля, поэтому по физическому смыслу не может определять изменение температуры стенок цилиндра

при отложениях на поверхностях теплообмена, закоксовывании окон, изменении регулирования и состояния топливной аппаратуры.

К непосредственным показателям теплонапряженности относят значения температурных напряжений в теплопередающих стенках и величину температур в характерных точках деталей цилиндро-поршневой группы.

Температурные напряжения зависят, в основном, от перепада температур в стенках цилиндра и для охлаждаемых деталей приближенно могут быть определены по формуле:

$$\sigma_t = \pm \frac{\beta E \Delta T}{2(1-\mu)} = \pm \frac{\beta E \delta q_w}{2(1-\mu)\lambda}, \qquad (11)$$

где β — коэффициент линейного расширения материала, $К^{-1}$; E — модуль упругости материала, кПа; $\Delta T = q_w \frac{\delta}{\lambda}$ — температурный перепад в стенке, К; δ — толщина стенки, м; λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, кВт/(м·К.); μ — коэффициент Пуассона.

Как следует из формулы (11) температурные напряжения в деталях цилиндро-поршневой группы зависит в основном от плотности теплового потока.

Достоинством критериев теплонапряженности (8) и (11) является возможность их определения по режимным показателям и параметрам, доступным для измерения с помощью штатных приборов. Однако они не ограничивают предельное значение теплонапряженности и, кроме того, оценивают теплонапряженность двигателя в целом и не могут характеризовать теплонапряженность отдельных цилиндров при отклонении в них режимных показателей от их средней по двигателю величины.

В самом общем виде безразмерный показатель (критерий) теплонапряженности для всего двигателя можно представить отношением

$$П_\sigma = \frac{\sigma_t}{\sigma_{t\text{пред}}} \le 1, \qquad (12)$$

где $\sigma_{t\text{пред}}$ — предельное условное температурное напряжение в деталях цилиндро-поршневой группы, кПа.

Величина $П_\sigma$ при нормальных тепловых напряжениях должна быть не более единицы.

Предельное, условное температурное напряжение $\sigma_{t\text{пред}}$ может быть принято по параметрам номинального длительного режима работы дизеля, тогда, воспользовавшись зависимостями (3), (5), (11) безразмерный критерий теплонапряженности для всего двигателя можно представить

$$П_\sigma = \frac{B_\text{ч}}{B_\text{чо}} \frac{T_s}{T_{s0}} \sqrt{\frac{n_\text{о} \cdot p_{s0}}{n \cdot p_s}} \le 1 \qquad (13)$$

и для отдельного цилиндра

$$П_{ц} = \frac{b_{ц}}{b_{цо}} \frac{T_s}{T_{so}} \sqrt{\frac{n \cdot p_{so}}{n_{o} \cdot p_s}} \le 1. \qquad (14)$$

Связь между цикловой подачей топлива и органами топливоподачи определяется зависимостью

$$b_{ц} = f_{пл} \rho_{т} h_a \eta_{пд}, \qquad (15)$$

где $f_{пл}$ — площадь плунжера топливного насоса, м^3; $\rho_{т}$ — плотность топлива, кг/м^3; $h_a = h_{полн} - h^{нп}_{пер} - h^{кп}_{пер}$ — активный или полезный ход плунжера от момента начала подачи топлива насосом до ее конца, м; $h_{полн}$ — полный нагнетательный ход плунжера, м; $h^{нп}_{пер}$, $h^{кп}_{пер}$ — соответственно ход перепуска до начала подачи насосом и после конца подачи насосом, м; $\eta_{пд}$ — коэффициент подачи.

Изменение цикловой подачи топлива зависит от конструкции топливного насоса и способа регулирования подачи топлива.

Определение $П_{\sigma}$ по данным результатов стендовых испытаний дизеля RD56, имеющего на базовом (номинальном) режиме $N_{eн}$ = 3676 кВт; $n_{н}$ = 170 мин$^{-1}$, $B_{чн}$ = 781,75 кг/ч; $p_{sн}$ = 83,8 кПа и $T_{sн}$ = 305,5 К; при его перегрузке на 10 %: N_e = 4044 кВт; $n_{н}$ = 176 мин$^{-1}$; $B_{ч}$ = 868 кг/ч; p_s = 96 кПа; T_s = 309 К, дает $П_{\sigma}$ = 1,032, т.е. теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы возрастает на 3,2 %.

Использование относительного критерия теплонапряженности $П_{\sigma}$ удобно в условиях эксплуатации, так как не требует оценки величины постоянных коэффициентов, определяется замером режимных показателей штатными приборами, содержит информацию не только о наличии тепловой перегрузки дизеля, но и об уровне его тепловой напряженности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конаков Г.А., Васильев Б.В. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – М.: Транспорт, 1980. – 423 с.
2. Конаков Г.А., Памбу Э.Ж.А. Использование теплоты выпускных газов в силовой турбине адиабатного дизеля. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – Вып. 1. – 1998. – С. 19-22.
3. Костин А.К. Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
4. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей (рабочий процесс и теплопередача). Текст лекций. – М.: В/О Мортехинформреклама, 1991. – 112 с.

УДК 62-83:621.3.025.629.13

Котриков К.П., Бурденко А.Ф.
ОГМА

УМЕНЬШЕНИЕ УДАРНЫХ МОМЕНТОВ НА ДИЗЕЛЬ ПРИ ПУСКЕ МОЩНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В СИСТЕМЕ ДИЗЕЛЬ – СИНХРОННЫЙ ГЕНЕРАТОР – АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Пуск мощных асинхронных двигателей (АД) судовых подруливающих устройств (ПУ) при включении на полное напряжение сопровождается большими бросками тока и момента, что вызывает ударные моменты на валу дизеля, приводящего в движение синхронный генератор (СГ). Пуск асинхронного двигателя от отдельного дизель генератора может быть осуществлен путем плавного увеличения тока возбуждения СГ с нуля. Напряжение на зажимах обмотки статора АД при этом возрастает плавно, что устраняет большие броски тока и момента АД, СГ и, в конечном итоге, ударные моменты на валу дизеля.

Для исследования влияния характера изменения тока возбуждения СГ на величину его электромагнитного момента, определяющего момент на валу дизеля использована система уравнений, состоящая из дифференциальных уравнений равновесия напряжения для цепей обмоток статора и ротора АД и СГ по второму закону Кирхгофа, уравнения движения электропривода ПУ. Дифференциальные уравнения статора и ротора АД и СГ преобразованы к ортогональной системе координат d и q ротора СГ, вращающейся в пространстве с угловой скоростью $\omega_1 = 2\pi f_1$, где f_1 — частота напряжения генератора. При преобразовании использованы общепринятые допущения [1]. Все величины приведены в относительных единицах (о. е.).

После преобразований система уравнений СГ-АД в нормальной форме Коши принимает вид:

$$\frac{d\psi_d}{d\tau} = \left(\frac{1}{C_2}\frac{d\psi_{rd1}}{d\tau} + C_4 \cdot \frac{d\psi_f}{d\tau} + C_5 \cdot \frac{d\psi_{rd}}{d\tau} - \psi_{q1} + D_{20} \cdot \psi_{d1} - D_{10} \cdot \psi_{rd1} \right) \frac{1}{1 + C_3} +$$

$$+ \left(\psi_{q1} - \frac{R_s}{X_{s1}} \left(\psi_d - \psi_{ad} \right) \right) \cdot \frac{1}{1 + C_3};$$

$$\frac{d\psi_q}{d\tau} = \left(\psi_{d1} - \psi_d - \frac{R_s}{X_{s1}} \cdot \left(\psi_q - \psi_{aq} \right) \right) \cdot \frac{1}{1 + C_6} +$$

$$+ \left(D_{20} \cdot \psi_{q1} - D_{10} \cdot \psi_{rq1} + \frac{d\psi_{rq1}}{d\tau} \Big/ C_2 + C_7 \cdot \frac{d\psi_{rq}}{d\tau} \right) \cdot \frac{1}{1 + C_6};$$

$$\frac{d\psi_f}{d\tau} = U_f - \frac{R_f}{X_{sf}} \left(\psi_f - \psi_{ad} \right);$$

$$\frac{d\psi_{rd}}{d\tau} = \frac{R_{1d}}{X_{sdd}}\left(\psi_{ad} - \psi_{rd}\right);$$

$$\frac{d\psi_{rq}}{d\tau} = \frac{R_{1q}}{X_{sdq}}\left(\psi_{aq} - \psi_{rq}\right);$$

$$\frac{d\psi_{rd1}}{d\tau} = s \cdot \psi_{rq1} - B_{20} \cdot \psi_{rd1} + B_{10} \cdot \psi_{d1};$$

$$\frac{d\psi_{rq1}}{d\tau} = -s \cdot \psi_{rd1} - B_{20} \cdot \psi_{rq1} + B_{10} \cdot \psi_{q1},$$

где U_f — напряжение на зажимах обмотки возбуждения СГ; ψ_f, ψ_{rd}, ψ_{rq}, ψ_d, ψ_q — потокосцепления обмотки возбуждения, демпферных контуров ротора по продольной и поперечной осям, контуров статора по продольной и поперечной осям синхронного генератора; ψ_{ad}, ψ_{aq} — потокосцепления взаимоиндукции контуров обмотки статора по продольной и поперечной осям синхронного генератора; ψ_{d1}, ψ_{q1}, ψ_{rd1}, ψ_{rq1} — потокосцепления контуров статора и ротора по продольной и поперечной осям асинхронного двигателя; R_S, R_f, R_{1d},R_{1q} — активные сопротивления обмотки статора, возбуждения демпферных контуров по продольной и поперечной осям СГ; X_{s1}, X_{sf}, X_{sdd}, X_{sdq} — индуктивные сопротивления рассеяния обмотки статора, возбуждения, демпферных контуров по продольной и поперечной осям СГ; $Y_1 = 1/(C_1 X_2^{'} + X_1)$;

$C_1 = 1 + X_1/X_{12}$; $C_2 = 1 + X_2'/X_{12}$; $B_{10} = Y_1 r_2'$; $B_{20} = C_1 B_{10}$; $D_{10} = Y_1 r_1$; $D_{20} = C_2 D_{10}$;

$C_3 = (1 - X_{1b}/X_{s1})/(X_{s1} C_2 Y_1)$; $C_4 = X_{1b}/(X_{sf} X_{s1} C_2 Y_1)$; $C_5 = X_{1b}/(X_{sdd} X_{s1} C_2 Y_1)$;

$C_6 = (1 - X_{2b}/X_{s1})/(X_{s1} C_2 Y_1)$; $C_7 = X_{2b}/(X_{sdq} X_{s1} C_2 Y_1)$; $1/X_{1b} = 1/X_{ad} +$

$+ 1/X_{sf} + 1/X_{s1} + 1/X_{sdd}$; $1/X_{2b} = 1/X_{aq} + 1/X_{s1} + 1/X_{sdq}$; $s = (\omega_1 - \omega) / \omega_1$ —

скольжение; ω — угловая скорость ротора; r_1, r_2', X_1, X_2', X_{12} — параметры схемы замещения АД для установившегося режима. Величину $ds/d\tau$, определяющую скольжение s, находим из уравнения электропривода, которое в относительных единицах имеет вид

$$M_c - M = T_m \frac{ds}{d\tau},$$

где M_c — момент сопротивления на валу АД, постоянная инерции $T_m = J\omega_б^3 / p^2 P_б$, J — приведенный момент инерции системы АД – ПУ; $\omega_б$, $P_б$ — базовая угловая скорость и мощность АД; p — число пар полюсов АД; $\tau = t\omega_б$ — время в о. е.

Электромагнитный момент асинхронного двигателя при этом

$$M = Y_1 (\psi_{q1}\psi_{rd1} - \psi_{d1}\psi_{rq1}).$$

При исследовании процесса пуска АД в случае ПУ с винтом регулируемого шага (ВРШ) момент сопротивления на валу АД был принят постоянным и равным $M_с = 0{,}15M_н$, при пуске АД и ПУ с винтом фиксированного шага (ВФШ)

$$M_с = 0{,}15 + \frac{0{,}85(1 - s^2)}{(1 - s_н^2)} M_н,$$

где $M_н$, $s_н$ - номинальный момент и скольжение АД.

Электромагнитный момент синхронного генератора, определяющий момент сопротивления на валу дизеля

$$M_г = \frac{\psi_d\psi_{ad} - \psi_q\psi_{ad}}{X_{s_1}}.$$

Решение системы дифференциальных уравнений выполнено на персональной ЭВМ методом Рунге - Кутта - Мерсона.

Исследование проведено на конкретном примере системы СГ-АД с использованием синхронного генератора типа МСК 1250-750 мощностью 1000 кВт, с частотой вращения 750 об/мин при независимом возбуждении и асинхронного двигателя мощностью 630 кВт, с номинальной частотой вращения 950 об/мин.

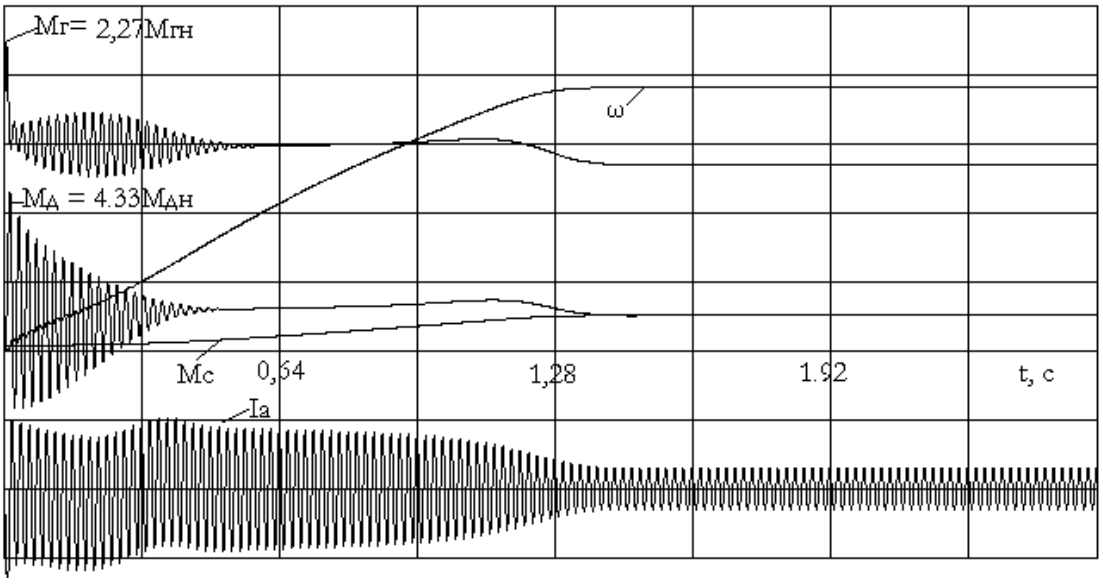


Рис. 1. Процесс пуска асинхронного двигателя при номинальном напряжении

На рис. 1 приведены кривые $M_д$, $M_г$, $M_с$, ω как функции времени, показывающие характер изменения моментов $M_г$ — синхронного генератора, $M_д$ — асинхронного двигателя, $M_с$ — момента сопротивления на валу АД, ω — угловой скорости асинхронного двигателя в процессе его пуска. АД включается на номинальное напряжение СГ, работающего в режиме холостого хода.

Напряжение U_{f0} на зажимах обмотки возбуждения СГ в режиме его холостого хода при номинальном напряжении $U_н$ на зажимах обмотки статора принято за единицу. При включении АД наблюдается провал напряжения, составляющий 40 % от номинального. За счет форсирования возбуждения СГ его напряжение восстанавливается до номинального значения. Пуск сопровождается броском пускового момента АД, составляющем 4,33 $M_{дн}$, и броском электромагнитного момента СГ, достигающем 2,27 $M_{гн}$, где $M_{дн}$ и $M_{гн}$ — соответственно номинальные значения АД и СГ. Здесь же приведена кривая I_a, показывающая характер изменения тока статора синхронного генератора в зависимости от времени. На рис. 2 показаны аналогичные кривые при пуске АД путем плавного повышения напряжения U синхронного генератора. АД включается на зажимы обмотки статора СГ при $U = 0$. Затем на обмотку возбуждения подается форсированное напряжение $U_f = 3U_{f0}$. Осуществляется пуск АД при плавном повышении напряжения на зажимах его обмотки статора. Момент асинхронного двигателя $M_д$ и синхронного генератора $M_г$ нарастают плавно, при этом максимальный момент СГ составляет $0{,}92M_{гн}$, пусковой ток — $2{,}52I_{ан}$. АД разгоняется до номинальной скорости за 3 секунды. Из сравнения рис. 1 и 2 видно, что пуск АД при плавном повышении напряжения СГ устраняет ударные моменты на валу дизеля, приводящего в движение синхронный генератор.

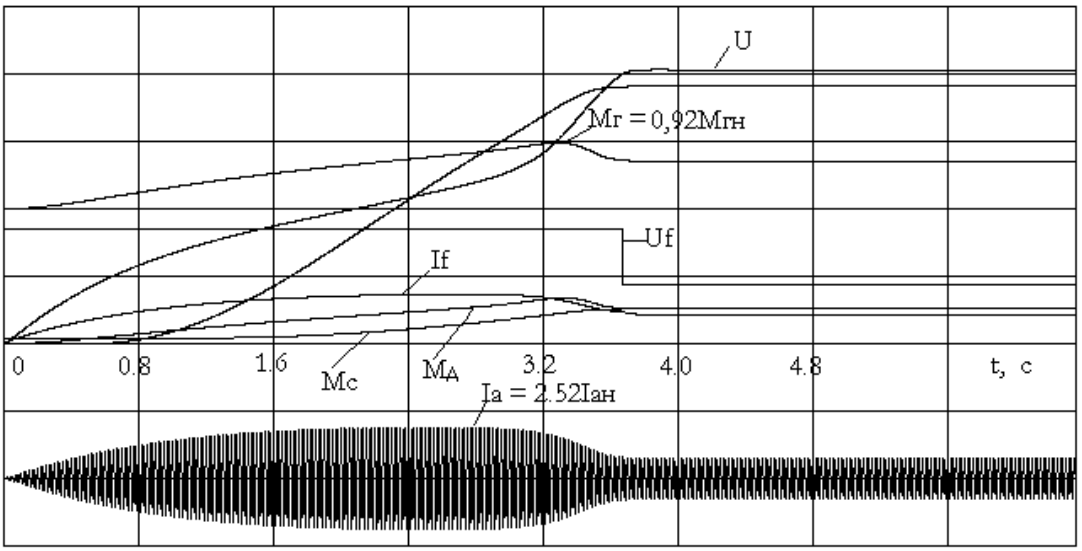


Рис. 2. Процесс пуска асинхронного двигателя при плавном нарастании напряжения

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трещев И.И. Электромеханические процессы в машинах переменного тока. – Л.: Энергия, 1980. – 344 с.
2. Котриков К.П., Бурденко А.Ф. Регулирование напряжения при пуске мощных асинхронных двигателей судовых электроприводов. // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА, 1997. – Вып. 2. – 10 с.

УДК 621.891

Кошарская Л.В.
ОГМУ

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ФРИКЦИОННОЙ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ СТАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

При проведении исследований по упрочнению стальных деталей и образцов имело место образование дисперсных продуктов износа, которые выбрасывались из зоны контакта быстровращающимся фрикционным диском. Микроскопический анализ этих продуктов износа показал, что их размер колеблется от 0,2 до 10 мкм. Причем, в первые пять, десять секунд трения, их размер достигает 20 мкм, после чего уменьшается. Уменьшение размеров частиц износа отвечает стадии, при которой износ достигает минимальных значений. Анализ продуктов износа показывает, что они содержат дисперсные частицы окислов железа, карбидов железа, а также измельченный мартенсит, характерный для вторичных структур типа белых слоев. Измерить твердость этих маленьких частиц не представлялось возможным, однако мы полагаем, что они обладают различной микротвердостью в зависимости от их состава. Полагаем, что максимальная микротвердость белых слоев достигает 10…12 тысяч МПа.

Частицы износа имеют различные магнитные свойства. Так, при воздействии на них постоянным магнитом часть этих частиц притягивается к полюсам, тогда как другая часть не реагирует на магнитное поле. При проведении опытов с одновременным воздействием на стальные образцы высокоскоростного трения и постоянного или переменного магнитного полей [1] было установлено, что частицы износа не уносятся полностью воздушным потоком, но часть из них притягивается магнитными полюсами и даже втягивается в зазор между ними и вращающейся деталью. В результате зазоры между полюсами забиваются частицами износа и прочно там удерживаются при трении. Это наблюдается практически в одинаковой степени для случаев использования постоянного или переменного магнитных полей при трении без смазки.

Если трение осуществлялось в жидком масле, то продукты износа попадали в тонкий обволакивающий вращающиеся образцы слой, и затягивались в зазор между полюсами. Причем в зазоре находились не только ферромагнитные частицы износа, но и парамагнитные. Эти частицы, очевидно, выстраиваются вдоль силовых линий и образуют своеобразную щетку, основу которой составляют ферромагнитные цепочки порошков с расположенными между ними более мягкими парамагнитными частицами. Такая конструкция участвует в процессе трения, как дополнительный фактор, который должен влиять на износ образцов.

Описанные выше наблюдения напоминают технологический метод финишной обработки деталей машин с помощью керметов и магнитных полей [2]. Однако в отличие от этих технологий в нашем случае действуют не спе-

циально вводимые в зазор порошки керметов, а частицы износа, которые образуются при высокоскоростном трении и из зоны контакта попадают в зазор между полюсами и поверхностью детали.

При проведении исследований, прежде всего, следовало выяснить вопрос, как влияют продукты износа, образующиеся при высокоскоростном трении без смазки на износ стальных образцов. Для этого проводили сбор продуктов износа. Это была подготовительная стадия экспериментов для получения требуемого количества продуктов износа. Основной же эксперимент заключался в изучении влияния этих продуктов и магнитных полей на износ образцов, но без участия высокоскоростного трения.

На рис. 1 приведены экспериментальные данные, показывающие влияние магнитных полей и продуктов износа на износ образцов из закаленной стали 45. В этих опытах образцы обезжиривались. Кривые 1, 2 на рис. 1 показывают износ образцов из закаленной стали 60 под воздействием постоянного и переменного магнитных полей и продуктов износа, предварительно полученных при высокоскоростном трении аналогичных образцов из закаленной стали 60. Видно, что износ образцов сначала возрастает, достигает максимальных значений, а затем с увеличением времени трения уменьшается. Время достижения максимальных величин износа для случаев применения постоянного или магнитного полей различно. Так, при использовании переменного магнитного поля износ образцов из стали 60 достигает максимальных значений спустя минуту трения, а при постоянном магнитном поле — более 2-х минут трения. При этом переменное магнитное поле приводит к несколько большим величинам износа, что видно по кривой 2 в сравнении с кривой 1. Здесь следует отметить, что время трения образцов о продукты износа составляло 5 мин., что выбрано, исходя из необходимости получения достаточно полной информации о характере кривых износа. Это время процесса гораздо меньше, чем при высокоскоростном трении образцов, когда оно составляло порядка 100 с.

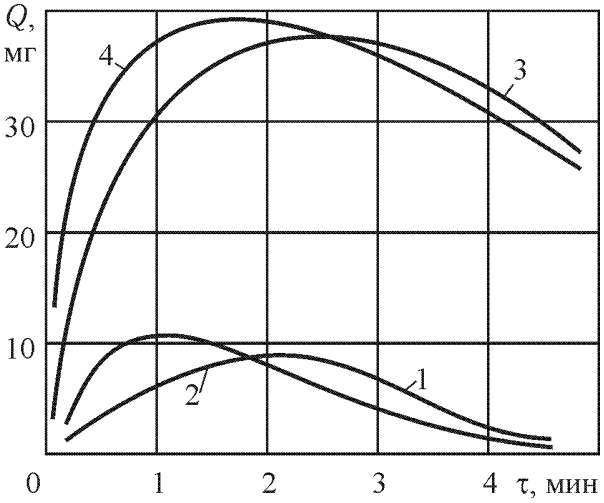


Рис. 1. Влияние электромагнитных полей, продуктов износа от фрикционной обработки и керметов на съем металла при испытании без смазки (закаленная сталь 60; 1,5 м/с; без нагрузки, напряженность полей $2 \cdot 10^5$ А/м): 1 — постоянное поле с продуктами износа; 2 — переменное поле с продуктами износа; 3 — постоянное поле с керметом; 4 — переменное поле с керметом

Если в зазоры между полюсами магнитов и поверхностью образца вводить не продукты износа, полученные от высокоскоростного трения, а керметы, то износ образцов увеличивается во много раз. Это видно из расположения кривых 3, 4 на рис. 1. При проведении этих экспериментов в зазоры

вводился кермет, состоящий из 80 % железа и 20 % окиси алюминия, который, судя по работе [2], обладает достаточной эффективностью при магнитной обработке закаленных сталей. Сравнивая кривые 3, 4 и 1, 2 на рис. 1, можно отметить их одинаковый характер. Так, кривая 4, отвечающая износу образцов в переменном магнитном поле без смазки, имеет максимум износа, при 1,5 мин трения, а максимальные значения износа при использовании кермета в постоянном магнитном поле с одинаковой напряженностью имеет максимум при 2,5 мин трения. Кроме того, как и для случая кривых 1, 2, использование переменного магнитного поля дает несколько больше износ образцов, чем при наложении постоянного магнитного поля.

Анализ ниспадающих ветвей на кривых 1-4, приведенных на рис. 1, свидетельствует об уменьшении съема металла как при использовании продуктов износа, так и при введении в межполюсные зазоры порошков из кермета. Это связано с двумя причинами. Во-первых, при трении порошков происходит скругление их острых кромок, а, во-вторых, уменьшение количества порошкового материала в межполюсных зазорах. Последнее обстоятельство должно особенно проявляться при использовании продуктов износа, которые, судя по наблюдениям под микроскопом, не имеют ярко выраженных режущих кромок.

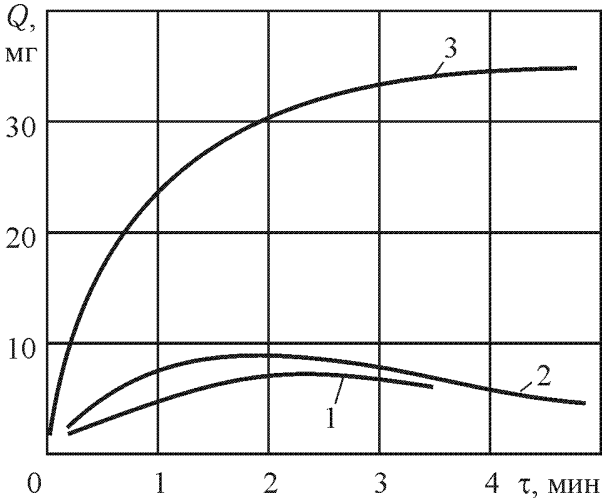


Рис. 2. Влияние электромагнитных полей, продуктов износа от фрикционной обработки и керметов на съем металла при испытании в масле И-20А (условия по рис. 1): 1 — постоянное поле с продуктами износа; 2 — переменное поле с продуктами износа; 3 — постоянное поле с керметом

Следующая серия экспериментов проводилась с использованием индустриального масла И-20А без специально введенных присадок, в которое добавлялись продукты износа. Весовая добавка продуктов износа в масло была такой же, как и в опытах без применения масла, и составляла 30 г. Влияние магнитного поля и жидкого масла с продуктами износа показано на рис. 2. По кривым 1, 2 видно, что на износ образцов из закаленной стали 60 влияет переменность магнитного поля и длительность процесса трения этих образцов под воздействием продуктов износа. Если сравнивать кривые 1, 2 на рис. 2 с кривыми 1, 2 на рис. 1, то можно сделать вывод об аналогичном их характере. Однако износ при трении в масле несколько меньше, чем без масла. Кроме того, максимальные величины износа при трении в масле возникают при большей длительности испытаний. Причем процесс изнашивания в переменном магнитном поле протекает более интенсивно.

Абразивная обработка в магнитном поле является эффективной технологической операцией, направленной на повышение качества рабочих поверхностей деталей машин. В первую очередь такой вид обработки следует применять для снижения шероховатости поверхностей детали. Учитывая приведенные на рис. 1, 2 данные по износу образцов с применением магнитных полей и продуктов износа от высокоскоростного трения, следовало ожидать изменение шероховатости испытываемых стальных образцов, зависимое от магнитных полей, смазки, времени трения без воздействия высокоскоростного диска. Для подтверждения этого предположения были проведены эксперименты, результаты которых приведены ниже.

На рис. 3 представлены кривые 1-4, показывающие влияние магнитных полей и абразивных частиц на шероховатость поверхности образцов из закаленной стали 60. Кривая 1 на этом рисунке показывает изменение шероховатости образцов в переменном магнитном поле при введении в зазоры между полюсами и деталью продуктов износа, полученных ранее при высокоскоростном трении закаленных образцов из стали 60 без смазки. Ниспадающий характер кривой 1 свидетельствует, что минимальная шероховатость наступает после 4-х минут непрерывной обработки образцов. Кривую 1 интересно сравнить с кривой 2, полученной при трении таких же закаленных образцов из стали 60, но с одновременным воздействием высокоскоростного трения на режиме, приводящем к образованию белых слоев. В этих опытах нагрузка выбрана не 400 Н, а 150 Н, что позволяло осуществлять высокоскоростное трение без смазки более 4-х минут. Кривая 2 показывает, что шероховатость образцов резко уменьшается в течение первой минуты трения, на второй минуте достигает минимальных значений, а затем начинает увеличиваться. Характер этой кривой показывает сложный характер шероховатости при совместном действии высокоскоростного трения, переменного магнитного поля и продуктов износа.

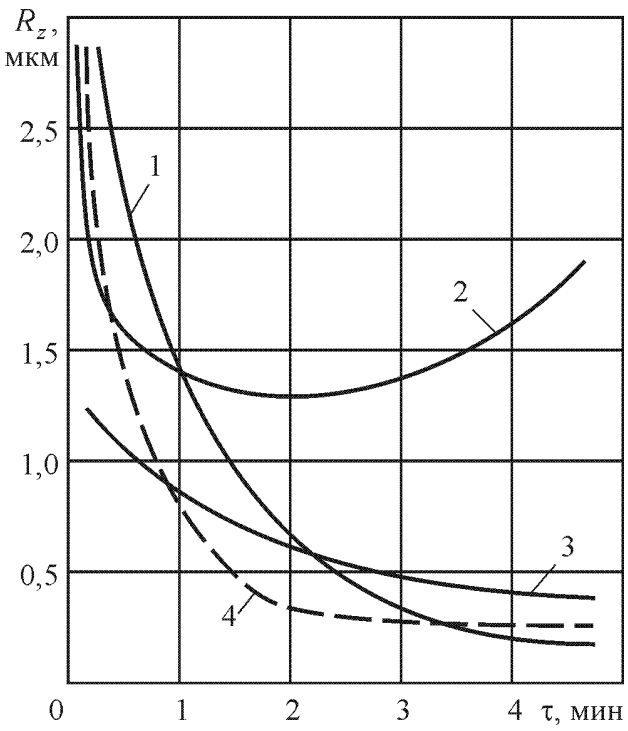


Рис. 3. Влияние электромагнитных полей, продуктов износа от фрикционной обработки и керметов на шероховатость поверхности стальных образцов: 1 — Сталь 60 после шлифования, переменное поле, продукты износа; 2 — Сталь 60 после фрикционной обработки при 150 Н в переменном поле без смазки; 3 — Сталь 60, предварительно обработана на белый слой без смазки, затем испытание в переменном поле с продуктами износа без высокоскоростного трения; 4 — закаленная сталь У8, испытание без поля с керметами

Ухудшение шероховатости поверхности после ее минимальных значений очевидно связано с разогревом поверхности трения и снижением абразивных продуктов износа, возможно и с уменьшением их количества из-за преобладания процесса теплового износа. Сравнивая минимальные значения шероховатости по кривым 1, 2, можно сделать вывод, что при малом времени трения до 30-60 с для получения меньшей шероховатости следует применять высокоскоростное трение в магнитном поле, чем только одну обработку в магнитном поле без трения. Однако наименьшую шероховатость можно получить при более длительном воздействии магнитного поля и продуктов износа без использования высокоскоростного трения. Если подвергнуть образцы из закаленной стали 60 высокоскоростному трению без смазки в течение 30 с при нагрузке 400 Н, то этот исходный образец получит качественный белый слой. Дальнейшая обработка этого предварительного подготовленного образца в магнитном поле с продуктами износа, но без высокоскоростного трения дает изменение шероховатости поверхности, представленное кривой 3 на рис. 3. Видно, что обработка образцов частицами износа дает уменьшение шероховатости, несмотря на твердый поверхностный белый слой. Очевидно, в продуктах износа, ранее полученных при высокоскоростном трении закаленных образцов из стали 60, содержатся частицы, способные обрабатывать твердый белый слой. Скорее всего, это смесь карбидов и переупрочненных частиц белого слоя, более твердых, чем сама поверхность и приповерхностные объемы испытываемых образцов. Применение же керметов, как и следовало ожидать, дает большее уменьшение шероховатости, чем продукты износа, и приводит к ее стабильным значениям уже после двух минут обработки, что видно по кривой 4 на рис. 3.

Таким образом, впервые показано, что продукты износа, образующиеся при высокоскоростной фрикционной обработке стальных деталей, понижают шероховатость поверхности, а комбинированная обработка улучшает триботехнические характеристики поверхностных слоёв [1]. Совместное проявление этих эффектов от трибомагнитной обработки представляет с нашей точки зрения практический интерес, что может быть использовано в судоремонте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кошарская Л.В., Евдокимов В.Д. Влияние электромагнитных полей и высокоскоростного трения без смазки на микротвердость поверхностных и глубинных слоев сталей // ТЕМА. – 1999. – № 2. – С. 40-45.
2. Барон Ю.М. Технология абразивной обработки в магнитном поле. – Л.: Машиностроение, 1975. – 128 с.

УДК 629.12.03:621.431.74

Матвеенко В.Т.
СевГТУ

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВОГО ГТД С ТУРБОКОМПРЕССОРНЫМ УТИЛИЗАТОРОМ НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

Исследования характеристик циклов высокотемпературных газотурбинных двигателей (ГТД) с турбокомпрессорным утилизатором (ТКУ) [1], а также испытания опытного газотурбогенератора с ТКУ показали положительный эффект применения перерасширения газа в силовой турбине, который позволяет увеличить эффективный КПД η_e двигателя в 1,1...1,3 раза.

Судовой ГТД с ТКУ может работать в режиме когенерационной установки: двигатель приводит гребной винт, а охладитель газа в ТКУ используется как теплогенератор для технологических и общесудовых целей. Эффективность такой установки оценивается удельным показателем: теплотехническим (общим) КПД $\eta_{тт}$, который показывает степень полезного использования теплоты топлива израсходованного на выработку механической и тепловой энергии, достигающий в ГТД с ТКУ значений 0,75...0,85 [2].

Для судовой энергетической установки (СЭУ) важным являются экономичность ее на переменных режимах, а также общая тепловая эффективность на частичных нагрузках. Изменение характеристик на частичных нагрузках может быть весьма различным в зависимости от конструктивных схем ГТД и вида нагружения.

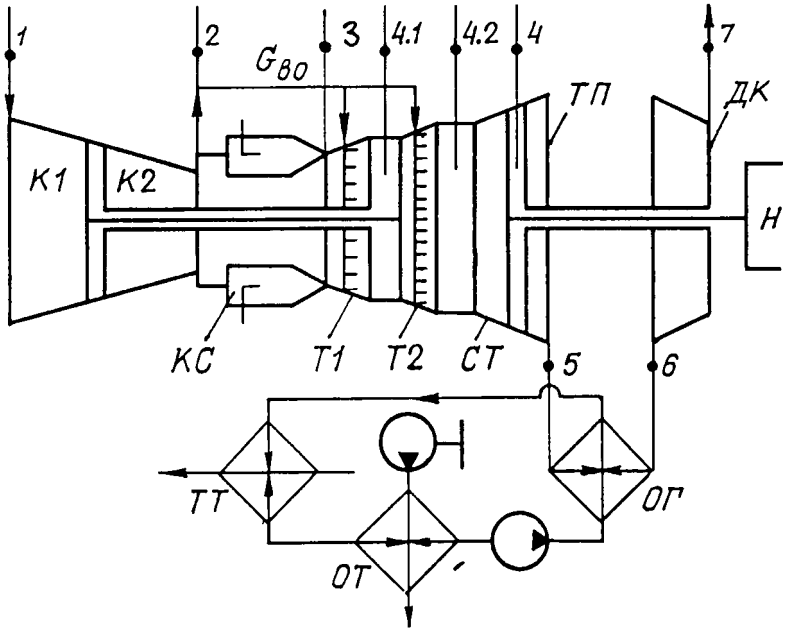


Рис. 1. Принципиальная схема ГТД со свободным ТКУ: К1 и К2 — компрессоры; КС — камера сгорания; Т1 и Т2 — турбины; СТ — силовая турбина; ТП — турбина перерасширения; ДК — дожимающий компрессор; ОГ — охладитель газа; ТТ — теплофикационный теплообменник; ОТ — охладитель теплоносителя

На рис. 1 представлена схема ГТД с ТКУ, где применена свободная силовая турбина и свободный ТКУ, образованный турбиной перерасширения (ТП), дожимающим компрессором (ДК) на одном валу и охладителем газа

(ОГ) между ними. Возможно применение ТКУ блокированного с валом силовой турбины. Такая схема конструктивно проще, поэтому представляет также интерес для исследования.

Основные уравнения совместной работы элементов ГТД и их характеристики при частичных нагрузках предложены в работе [3], однако методы расчета схем ГТД с ТКУ на переменных режимах потребовали доработки для учета применения перерасширения газа, совместной работы ТКУ и силовой турбины, работы установки в когенерационном режиме.

Параметры схем ГТД со свободным и блокированным ТКУ с силовой турбиной одинаковы на номинальном режиме, которые для сравнительного анализа схем ГТД принимались следующими:

T_3 = 1373 К;	$\pi_к$ = 18;	$\eta_к$ = 0,87;	$\eta_{дк}$ = 0,88;
T_1 = 288 К;	$\pi_{дк}$ = 2,25;	$\eta_{т1}$ = 0,86;	$\eta_{т2}$ = 0,90;
T_6 = 323 К;	$\varepsilon_п$ = 0,83;	$\eta_т$ = 0,92;	$\eta_м$ = 0,99.

Относительный расход воздуха на охлаждение турбин составил $\overline{G}_{во} = 0{,}11$. Для схемы с силовой турбиной блокированной с ТКУ характеристика ДК задавалась в аналитической форме $\pi_{дк} = f\left(\overline{G}_{дк}, \overline{n}_{дк}\right)$.

Здесь и далее приняты следующие условные обозначения: T — температура; G — расход рабочего тела; n — частота вращения вала; η — КПД турбомашин; π — степень повышения давления в компрессоре или расширения газа в турбине; $\varepsilon_п$ — коэффициент, учитывающий гидравлические потери в проточной части двигателя. Индексы: к — компрессор; дк — дожимающий компрессор; т — турбина; стп — силовая турбина перерасширения; м — механический; о — обозначение параметров на номинальном режиме.

При расчете схем ГТД с ТКУ на частичных нагрузках необходимо задаваться тремя независимыми параметрами:

- условным параметром расхода

$$A = \overline{G}\left(\frac{T_3}{T_{03}}\right)^{0,5},$$

  где T_3 — начальная температура газа в двигателе;
- степенью повышения давления в ДК $\pi_{дк}$; в схеме с СТ блокированной с ТКУ и работающей на винт, параметр, учитывающий зависимость между мощностью от оборотов СТ и режимом работы ДК.

Порядок расчета параметров приводного ГТД с блокированным ТКУ на частичных нагрузках производится следующим образом.

По уравнению расхода Стодола-Флюгеля и заданному ступенчато параметру A и предварительно задавшись значениями $\pi_{дк}$ и $\overline{n}$ (винта), используя

уравнения баланса мощностей, степени повышения и понижения давлений, равенства вращения компрессоров и соответствующих турбин, определяется новое значение эффективной удельной мощности

$$H_{\text{e}} = (H_{\text{стп}} - H_{\text{дк}})\eta_{\text{м}}$$

и, если она не совпадает с расчетной полезной удельной мощностью

$$H_{\text{п}} = H_{\text{oe}} \bar{N}_{\text{э}},$$

то путем корректировки заданных значений $\pi_{\text{дк}}$, а также $\bar{n}$ и перерасчета добиваются их равенства. Если ГТД имеет свободный ТКУ, влияние $\bar{n}$ (винта) на ДК не учитывают.

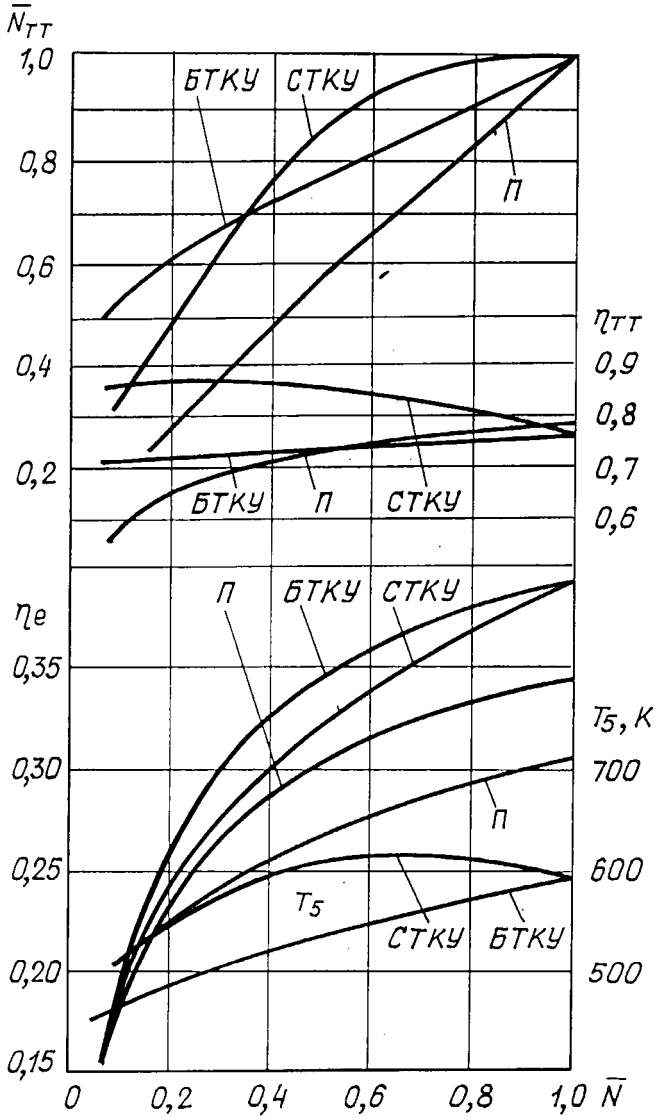


Рис. 2. Теплотехнические характеристики судового ГТД с ТКУ на частичных нагрузках

Далее, определяются:

1. Удельная теплота, подведенная в камере сгорания с топливом

$$Q = (1 - \bar{G}_{\text{во}})\bar{c}_{\text{рг}_3} T_3 - \bar{c}_{\text{p}_2} T_2,$$

где T_2 — температура воздуха за компрессором; $\bar{c}_{\text{рг}_3}$ и $\bar{c}_{\text{p}_2}$ — средние удельные теплоемкости газа и воздуха.

2. Эффективный КПД $\eta_{\text{e}} = \dfrac{H_{\text{e}}}{Q}$.

3. Относительная эффективная мощность $\bar{N}_{\text{e}} = \bar{G}_{\text{к}} \dfrac{H_{\text{e}}}{H_{\text{oe}}}$.

4. Температура газа за турбиной перерасширения

$$T_5 = T_{4.2}\left|1 - \eta_{\text{т}}\left(1 - \pi_{\text{т}}^{-m}\right)\right|.$$

5. Теплота, полезно использованная посредством охладителя газа

$$Q_{\text{т}} = \bar{c}_{\text{рг}_5} T_5 - \bar{c}_{\text{рг}_6} T_6.$$

6. Теплотехнический КПД $\eta_{\text{тт}} = \dfrac{H_{\text{e}} + Q_{\text{т}}}{Q}$.

7. Относительная тепловая мощность когенерационной установки

$$\overline{N}_{\text{тт}} = \frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{от}}}\overline{G}_{\text{к}}.$$

На рис. 2 показано изменение эффективного КПД η_{e} и теплотехнического КПД $\eta_{\text{тт}}$ от относительной мощности $\overline{N}_{\text{e}}$ двигателя для различных схем ГТУ с ТКУ. Для сравнения на рис. 2 приведены параметры на частичных нагрузках ГТД простого цикла с утилизационным теплообменником (обозначение — П).

По сравнению с обычным ГТД, более высоким эффективным КПД на частичных нагрузках обладает ГТД с блокированным ТКУ (БТКУ). Теплотехнический КПД в ГТД с БТКУ на всех режимах стабильно поддерживается близким к номинальному значению, в ГТД со свободным ТКУ теплотехнический КПД даже несколько растет. Это в определенной степени объясняется характером изменения температуры газа T_5 за турбиной перерасширения.

На рис. 2 показаны также зависимости изменения относительной тепловой мощности $\overline{N}_{\text{тт}}$ когенерационной установки от изменения мощности на валу двигателя. В ГТД с ТКУ тепловая мощность на частичных нагрузках падает медленней, чем в ГТД простого цикла, а в ГТД со свободным ТКУ на режимах $\overline{N}_{\text{e}}$ = 1,0...0,6 остается практически неизменной, что объясняет даже некоторое повышение теплотехнического КПД.

В заключение необходимо отметить, что на нефтеналивных и пассажирских судах, где имеются достаточно большие потребители тепловой энергии, когенерационные ГТД с ТКУ могут найти применение, так как обеспечивают высокий общий уровень использования тепловой энергии топлива на всех режимах работы СЭУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Матвеенко В.Т., Киркин И.А. Результаты исследования характеристик циклов судовых газотурбинных двигателей с турбиной перерасширения // Вестник СевГТУ. – Севастополь, 1997. – Вып. 6. – С. 101-104.
2. Матвеенко В.Т. Результаты исследования теплотехнических характеристик ГТД с турбокомпрессорным утилизатором // Энергетика... (Изв. высших учебн. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1997. – № 11-12. – С. 48-51.
3. Котляр И.В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок. – Л.: Судостроение, 1969. – 292 с.

УДК 621.316.93

Михайлов В.С.
КГАВТ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИУСА ДЕЙСТВИЯ КОНТРОЛЬНО-КОРРЕКТИРУЮЩИХ СТАНЦИЙ В ДИАПАЗОНЕ УЛЬТРАКОРОТКИХ ВОЛН

В диапазоне УКВ рассмотрим два поддиапазона. Первый — для морского набора частот $f = 156{,}8$ мГц; $\lambda = 1{,}913$ м ≈ 2 м, (1)
второй — для набора частот $f = 30\ldots33$ мГц; $\lambda = 1\ldots0{,}893$ м ≈ 1 м. (2)

Определение r_c контрольно-корректирующих станций (ККС) для таких наборов частот целесообразно провести для наиболее общего случая помеховой ситуации, когда одновременно учитывается стохастическая природа распространения радиоволн в канале связи и процесса перемещения корреспондентов друг относительно друга. Вероятностная модель и методика расчета r_c для этого случая детально изложены в [1-3].

Для анализа выберем наиболее распространенный случай Максвеловского закона плотности вероятности распределения расстояний между абонентами (судами) и контрольно-корректирующей станцией [2]:

$$W(r) = \sqrt{\frac{2}{\pi}}\,\frac{r^2}{\sigma^3}\exp\left(-\frac{r^2}{2\sigma^2}\right),\quad r \geq 0, \tag{3}$$

где $\sigma^2 = \frac{\pi}{8} r_c^2$; (4)

r_c — среднестатистическое значение расстояния между ККС и абонентом.

Тогда для ситуации ровной земли и отсутствия взаимных помех вероятность ошибки при передаче элемента цифрового кода (сигнала) определяется выражением:

$$p_{\text{ош}} = \int\limits_{r \in Q(r)} p_{\text{ош}}(r) W(r)\, dr\,, \tag{5}$$

где

$$p_{\text{ош}}(r) = \frac{1}{2}\exp\left(-\frac{\chi}{r^4}\right) — \tag{6}$$

вероятность ошибки поэлементного приема при наличии только флуктуационных шумов в канале связи, $Q(r)$ — область определения r;

$$\chi = \frac{P_{\text{изл}} G_{\text{пер}} \eta_{\text{пер}} G_{\text{пр}} \eta_{\text{пр}} \lambda_1^2 h_0^2 \lambda_2^2 h_0^2 \lambda^2}{2 P_{\text{пр}} \min \cdot 10^{-12}} — \tag{7}$$

энергетический параметр радиолинии, причем h_1 и h_2 — высоты подъема антенны соответственно передатчика ККС и судового приемника дифференци-

альных поправок; h_0 — минимальная эффективная высота антенны, учитывающая параметры почвы.

Для средних условий ε и γ (влажная почва) можно принять $h_0 = 5$ м.

Подставляя 6 и 3 в 5 и интегрируя, получим

$$p_{\text{ош}} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{1}{4\sigma^3} \int_0^{\infty} y^{\frac{1}{2}} \cdot exp\left(- \frac{\chi}{y^2} - \frac{y}{2\sigma^2} \right) dy \qquad (8)$$

или

$$p_{\text{ош}} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\chi^{3/4}}{r_c^3} \int_0^{\infty} y^{\frac{1}{2}} \cdot exp\left[- \left(\frac{1}{y^2} + \frac{4\sqrt{\chi}}{\pi r_c^2} y \right) \right] dy . \qquad (8а)$$

Для численного интегрирования были приняты следующие значения технических параметров приемо-передающего тракта радиолинии:

$G_{\text{пер}}=G_{\text{пр}}=1,\ \eta_{\text{пер}} = \eta_{\text{пр}} = 0{,}8;$ (8б)

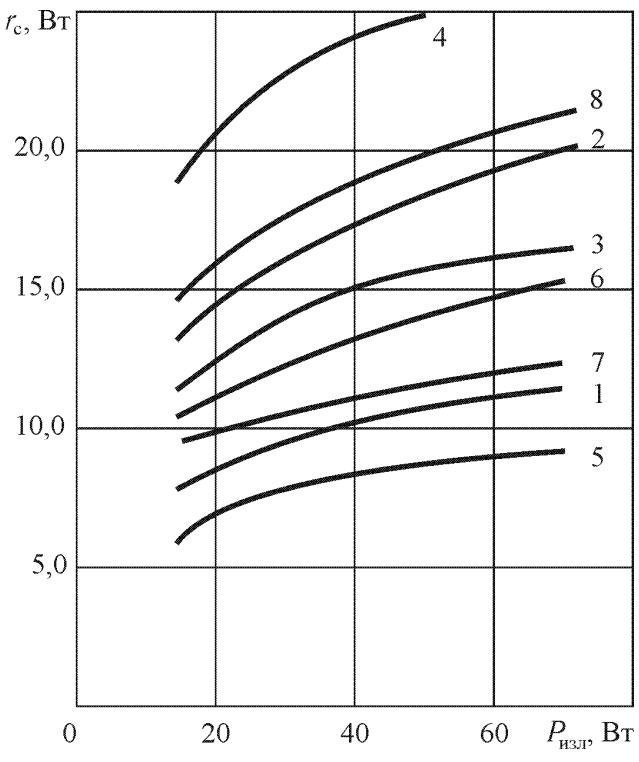


Рис. 1

h_2=15 м h_1=20 м, 60 м;
$P_{\text{пр.min}}=1\times10^{-12}$ Вт; $2{,}9\times10^{-12}$ Вт
$P_{\text{изл}}$ =15 Вт; 30 Вт; 50 Вт; 70 Вт.

Результаты численных расчетов на компьютере $P_{\text{ош}}$ по (8а) с учетом (1), (2), (8) и (8б) могут быть представлены в таблицах и графиках.

Для определения требуемого оптимального значения r_c здесь полагалось

$$P_{\text{ош}} \le P_{\text{треб}} = 1 \times 10^{-4} \qquad (8в)$$

где $P_{\text{треб}}$ — требуемая вероятность ошибки поэлементного приема цифрового сигнала диффпоправки в пределах зоны действия ККС.

Итоговые результаты расчета $p_{\text{ош}}$ от r_c совместно с ограничением представлены на рис. 2, 3, 4, 5. Как видно из рисунков, требуемое значение r_c в УКВ диапазоне имеет пределы от $(6{,}5 \div 8)$ км до $(21{,}5 \div 25)$ км.

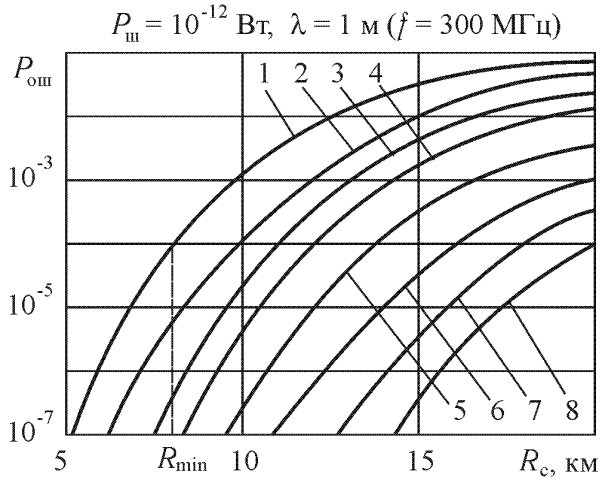
На рис. 1 представлены зависимости значения r_c от $p_{\text{изл}}$ мощности передатчика ККС для двух значений высот антенны ККС h_1 = 20 м, 30 м.

Для показанных на рисунке кривых в качестве параметров использованы значения:

Кривая 1 (5) — h_1=20 м; λ=1 м; $p_{\text{пр.min}}=1\times10^{-12}$ Вт ($2{,}9\times10^{-12}$Вт).

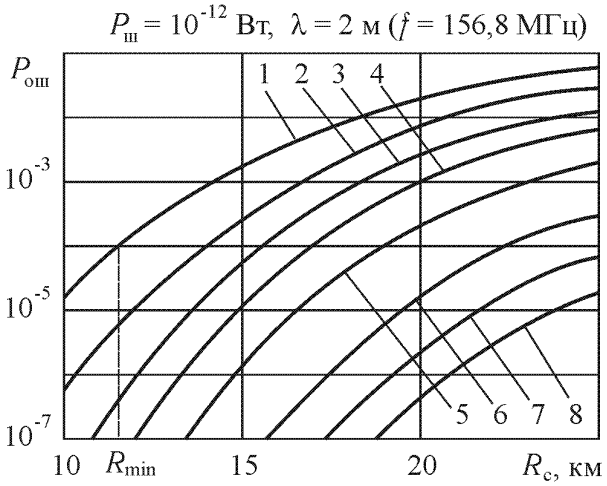
Кривая 2 (6) — h_1=60 м; λ=1 м; $p_{\text{пр.min}}=1\times10^{-12}$ Вт ($2{,}9\times10^{-12}$ Вт).

Кривая 3 (7) — h_1=20 м; λ=2 м; $p_{пр.min}$=1×10^{-12} Вт (2,9×10^{-12} Вт).
Кривая 4 (8) — h_1=60 м; λ=2 м; $p_{пр.min}$=1×10^{-12}Вт (2,9×10^{-12} Вт).



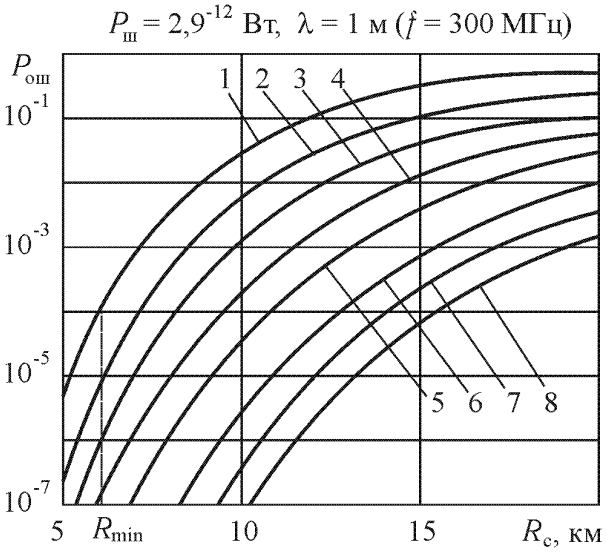
1 - P_1=15 Вт; h_1=20 м
2 - P_1=30 Вт; h_1=20 м
3 - P_1=50 Вт; h_1=20 м
4 - P_1=70 Вт; h_1=20 м
5 - P_1=15 Вт; h_1=60 м
6 - P_1=30 Вт; h_1=60 м
7 - P_1=50 Вт; h_1=60 м
8 - P_1=70 Вт; h_1=60 м

Рис. 2



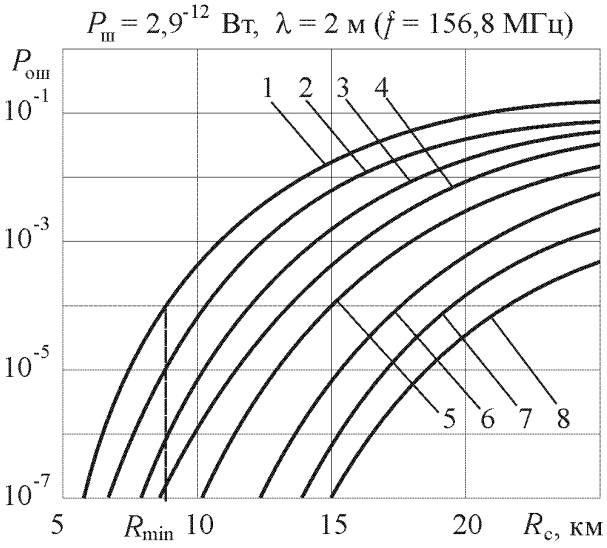
1 - P_1=15 Вт; h_1=20 м
2 - P_1=30 Вт; h_1=20 м
3 - P_1=50 Вт; h_1=20 м
4 - P_1=70 Вт; h_1=20 м
5 - P_1=15 Вт; h_1=60 м
6 - P_1=30 Вт; h_1=60 м
7 - P_1=50 Вт; h_1=60 м
8 - P_1=70 Вт; h_1=60 м

Рис. 3



1 - P_1=15 Вт; h_1=20 м
2 - P_1=30 Вт; h_1=20 м
3 - P_1=50 Вт; h_1=20 м
4 - P_1=70 Вт; h_1=20 м
5 - P_1=15 Вт; h_1=60 м
6 - P_1=30 Вт; h_1=60 м
7 - P_1=50 Вт; h_1=60 м
8 - P_1=70 Вт; h_1=60 м

Рис. 4



1 - P_1=15 Вт; h_1=20 м
2 - P_1=30 Вт; h_1=20 м
3 - P_1=50 Вт; h_1=20 м
4 - P_1=70 Вт; h_1=20 м
5 - P_1=15 Вт; h_1=60 м
6 - P_1=30 Вт; h_1=60 м
7 - P_1=50 Вт; h_1=60 м
8 - P_1=70 Вт; h_1=60 м

Рис. 5

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бортовое устройство спутниковой радионавигации. / Под ред. В.С. Шебашаевича – М.: Транспорт, 1988. – 201 с.
2. Пасьет С. Технические средства судовождения и связи на внутренних судоходных путях // Сб. ЛИВТ. – 1990. – 109. – 199 с.
3. Атлас зон точности РСДН-3, РСДН-4, Лоран-С – М.: РУНИО МО, 1981.

УДК 629.123.03

Миюсов М.В.
ОГМА

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВЕТРОХОДА

Суда со вспомогательными ветродвижителями имеют комбинированную главную энергетическую установку, в которой для приведения судна в движение используются двигатели внутреннего сгорания (как правило, дизельные) и ветродвижители (ВД). ВД фактически объединяет в себе и движитель, и двигатель, непосредственно преобразующий энергию ветра в механическую работу движения судна. Поэтому рассматриваемые суда могут быть названы как теплоходами, так и ветроходами. Логично использовать термин «тепловетроход», однако он пока не получил распространения.

Основным эксплуатационным режимом главной энергетической установки тепловетрохода является совместная работа главного двигателя (ГД) и ВД. ГД, работающий на гребной винт (ГВ), и ВД могут использоваться как совместно, так и раздельно. Однако, даже при раздельной работе, неработающие ВД или ГВ оказывают существенное влияние на движение судна и эксплуатационный режим работающего движителя. Пропульсивный комплекс тепловетрохода включает в свой состав следующие элементы: ГД, передачу (валопровод, редуктор, разобщительную муфту), ГВ, корпус судна и ВД.

В общем случае комплекс может содержать как один, так и несколько ГД, передач, ГВ и ВД. Гидромеханическое взаимодействие движителей двух типов осуществляется через корпус судна. Например, при нанесении управляющего воздействия по увеличению топливоподачи в двигатели повысится частота вращения вала, упор ГВ и скорость судна. Повышение скорости судна приведет к изменению скорости и направления кажущегося ветра, а следовательно, и аэродинамических сил на ВД. При этом может возникнуть необходимость корректировки угла атаки (угла установки) ВД. Изменение сил тяги и дрейфа, в свою очередь, повлечет за собой изменение угла дрейфа судна, угла перекладки руля и составляющих общего сопротивления движению судна. В итоге произойдет изменение гидродинамических характеристик винта и его взаимодействия с корпусом судна. Управляющие воздействия (управления) на ГД, ГВ (для случая ВРШ) и ВД должны обеспечить эффективные режимы работы комплекса при различных возмущающих воздействиях.

В работе [1] доказано, что оптимальным по критерию минимума расхода топлива за рейс при заданной среднерейсовой скорости судна является такой режим, при котором производная расхода топлива B по скорости судна V_s равна постоянной величине, независимо от ветро-волновых условий, т.е.

$$\frac{\partial B}{\partial V_s} = C,\ t \in \bigcup_{h=0}^{n} [t_h; t_{h+1}], \qquad (1)$$

где C — константа, имеющая смысл коэффициента срочности [1, 2]; t — время.

Математические модели движения пропульсивного комплекса с ВД и соответствующий пакет прикладных программ [1, 3] позволяют произвести моделирование различных режимов работы комплекса, выполнить сравнительную оценку эффективности их использования в эксплуатации. Для решения задач по оптимизации эксплуатационных режимов работы комплекса желательно располагать аналитической зависимостью расхода топлива ГД от скорости судна. Поэтому с использованием результатов моделирования установившихся режимов работы комплекса по винтовой характеристике при любых ij-х (по скорости и направлению ветра) ветровых условиях может быть построена аппроксимационная модель вида

$$B_{ij}(V_s) = \sum_{m=0}^{u} b_{mij} V_s^m, \qquad (2)$$

где b_{mij} —коэффициенты. В результате аппроксимации рассматриваемых зависимостей полиномами вида (2) с использованием метода наименьших квадратов оказалось, что при $u = 3$ погрешность аппроксимации не превышает 1 %. Пример результатов аппроксимации для танкера типа «Дрогобыч» представлен в табл. 1. Аналогичные результаты получены и для других типов судов с ветродвижителями.

Таблица 1 — Результаты аппроксимации зависимости расхода топлива от скорости судна для танкера типа «Дрогобыч» с ветродвижителями площадью 440 м^2

Параметры истинного ветра		Коэффициенты модели (2)				Погрешность, %
$V_и$, м/с	$\gamma_и$, град	m=0	m=1	m=2	m=3	
20	60	56,6045	30,27924	-1,258565	0,77076	0,3
15	0	-90,3130	92,82053	-11,18045	1,022901	0,2
20	90	-681,9110	281,4448	-33,67889	1,695652	0,2
5	0	-517,8866	200,1645	-24,12988	1,20625	0,4
0	–	-612,7265	216,4248	-24,87802	1,178572	0,2
10	180	147,9384	11,85339	-7,664237	0,7109375	0,7
15	150	-237,4556	132,8096	-20,59732	1,125	0,4
20	150	555,7025	-90,28094	-1,170328	0,5357143	0,0
20	120	799,0911	-106,1215	-3,078514	0,6363636	0,9

Подставив (2) в (1), получим уравнение для определения экстремалей в явном виде

$$\sum_{m=1}^{u} m b_m V_s^{m-1} = C. \qquad (3)$$

Учитывая, что в аппроксимационной модели (2) u=3, решение уравнения (3) получим в виде

$$V_s(t) = -\frac{b_2(t)}{3b_3(t)} + \sqrt{\left(\frac{b_2(t)}{3b_3(t)}\right)^2 - \frac{b_1(t)}{3b_3(t)} + \frac{C}{3b_3(t)}},$$
$$t \in \bigcup_{h=0}^{n} [t_h; t_{h+1}). \qquad (4)$$

Таким образом, на каждом временном интервале $[t_h; t_{h+1})$, $h = \overline{0,n}$, характеризуемом неизменными внешними условиями, скорость судна, обеспечивающая экстремум суммарного расхода топлива, является постоянной величиной, определяемой по выражению (4). В моменты времени $t = t_h$ при изменении внешних условий скорость судна должна быть изменена до нового значения в соответствии с (4).

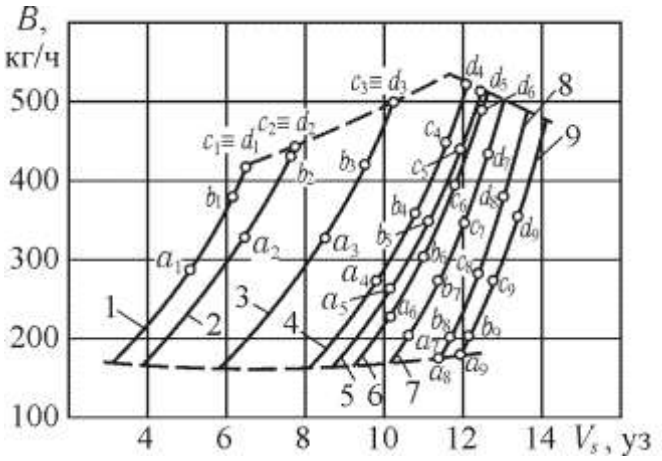


Рис. 1. Оптимальные режимы работы пропульсивного комплекса танкера «Дрогобыч» с ветродвижителями площадью 440 м^2 при различных параметрах истинного ветра

В соответствии с формулой (4) оптимальное управление представлено в виде функции скорости судна от коэффициентов аппроксимационной модели (2) и постоянной C. Коэффициенты модели (2) являются кусочно-постоянными функциями скорости и направления истинного ветра. Если при аппроксимации расход топлива задан в кг/ч, а скорость судна в уз, то постоянная C в выражении (1) должна иметь размерность (кг/ч)/уз = кг/миля. При необходимости используется соотношение 1 (кг/ч)/(м/с) = = 0,5144 (кг/ч)/уз. Результаты моделирования оптимальных (по критерию минимума расхода топлива) режимов работы пропульсивного комплекса танкера типа «Дрогобыч» с ВД площадью 440 м^2 представлены на рис. 1. Кривые зависимости расхода топлива ГД от скорости судна на рисунке приведены для 9 вариантов скорости и направления истинного ветра, которые обозначены соответственно цифрами от 1 до 9: 1 — 20 м/с, 60°; 2 — 15 м/с, 0°; 3 — 20 м/с, 90°; 4 — 5 м/с, 0°; 5 — 0 м/с; 6 — 10 м/с, 180°; 7 — 15 м/с, 150°; 8 — 20 м/с, 150°; 9 — 20 м/с, 120°. Пусть i — номер кривой на рис. 1. Точки, соответствующие оптимальному режиму при C = 150, 200, 250, 300 (кг/ч)/(м/с), обозначим соответственно a_i, b_i, c_i и d_i. Из рисунка видно, что при невысоком значении коэффициента срочности (C = 150 (кг/ч)/(м/с)) оптимальные режимы при всех ветро-волновых условиях обеспечиваются работой ГД в пределах области длительных эксплуатационных режимов без выхода на «верхние» ограничения. Выход на «нижнее» ограничение (по ми-

нимальной длительной нагрузке ГД) наблюдается только при скорости ветра свыше 15 м/с и благоприятном его направлении (точки a_8 и a_9). При высоком коэффициенте срочности (C = 300 (кг/ч)/(м/с)) на режимах гидродинамически тяжелого винта при неблагоприятных для работы ВД ветро-волновых условиях (кривые 1 –4) наблюдается выход на одно из «верхних» ограничений: по тепловой перегрузке (точки d_1, d_2, d_3) или по предельной частоте вращения ГД (точка d_4). На режимах облегченного винта в этом случае выхода на нижнее ограничение не происходит. При C = 200 (кг/ч)/(м/с) не наблюдается выхода ни на одну из границ допустимой области (точки b_i).

Анализ расположения точек экстремалей указывает на общую тенденцию повышения оптимальной скорости судна и снижения соответствующего ей расхода топлива с ростом тяги ВД. Однако имеются исключения из этой закономерности. Анализ кривых 5 и 6 на рис. 1 показывает, что хотя кривая 6 соответствует более легкому винту, увеличение расхода топлива с ростом скорости судна для этой кривой выше, чем для кривой 5. Это объясняется тем, что кривая 6 соответствует курсовому углу истинного ветра 180°. Поэтому с ростом скорости судна заметно снижается тяга ВД и более существенно возрастает расход топлива. В результате точки оптимума a_6, b_6 и c_6 оказываются левее соответствующих точек a_5, b_5 и c_5. Более детальный анализ расположения точек оптимума, соответствующих изменению параметров истинного ветра в диапазонах скорости от 0 до 20 м/с с шагом 1 м/с и направления от 0 до 180° с шагом 10°, показал, что изобразить экстремали на рис. 1 в виде гладких кривых не представляется возможным.

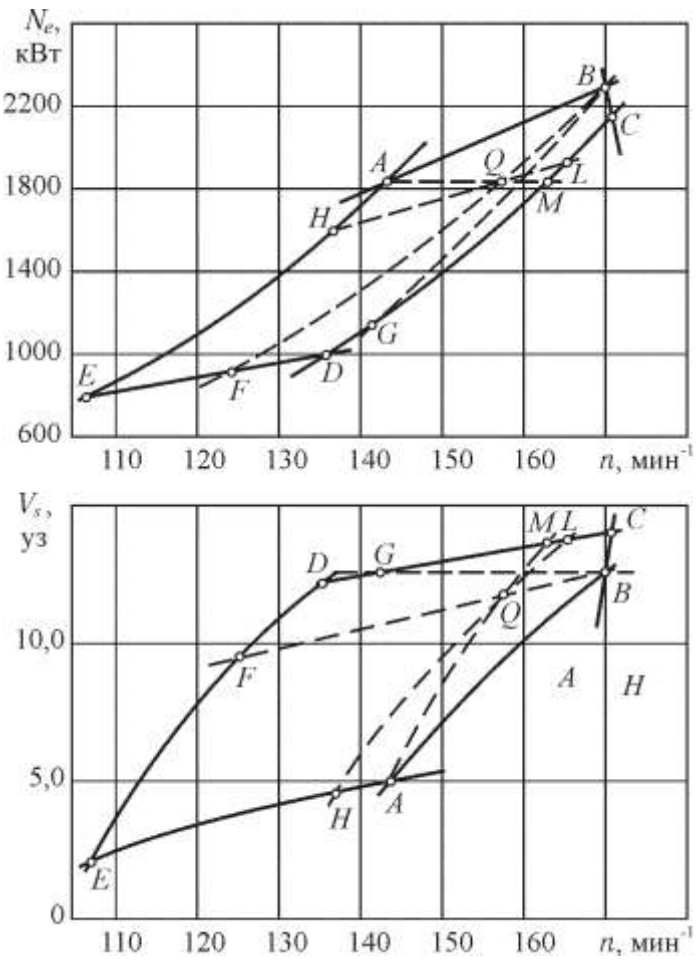


Рис. 2. Область длительных эксплуатационных режимов работы пропульсивного комплекса танкера «Дрогобыч» с ветродвижителями площадью 440 м^2

Анализ эксплуатационных режимов совместной работы ГД и ВД удобно проводить с использованием винтовых характеристик в координатах: частота вращения ГД - мощность ГД и частота вращения ГД - скорость судна, построенных по результатам моделирования без использования допущения о постоянстве относительной поступи. Такие винтовые характеристики, построенные для танкера

типа «Дрогобыч» с ветродвижителями площадью 440 м^2, представлены на рис. 2. Точка *B* на рисунке соответствует эксплуатационной мощности 2320 кВт при частоте вращения вала ГД 170 мин$^{-1}$, при этом эксплуатационная скорость на тихой воде составляет 12,6 уз. Область длительных эксплуатационных режимов работы пропульсивного комплекса судна *ABCDE* (см. рис. 2) ограничена: наиболее «тяжелой» винтовой характеристикой *EA* (соответствует встречному штормовому ветру со скоростью 20 м/с и развитому ветровому волнению с курсовым углом набегания волн 30°); наиболее «легкой» винтовой характеристикой *DC* (соответствует совместной работе ВД и ГД при скорости истинного ветра 20 м/с и курсовом угле 120°); ограничительной характеристикой — *AB*; регуляторной характеристикой номинальной частоты вращения ГД — *BC*; характеристикой минимальной длительной мощности ГД — *ED*. Линия *FB* на рисунке соответствует винтовой характеристике на тихой воде. Все характеристики «облегченного» винта при совместной работе ГД и ВД располагаются между линиями *FB* и *DC*, а «тяжелого» винта между *FB* и *EA*. Причем, это относится к зависимостям как мощности ГД, так и скорости судна от частоты вращения ГД. Дополнительно на графики нанесены линии: *GB* — постоянной скорости судна, равной 12,6 уз, т.е. эксплуатационной скорости судна на тихой воде; *AM* — постоянной мощности ГД, равной 1820 кВт (78,4 % длительной эксплуатационной мощности), которая пересекается с винтовой характеристикой на тихой воде в точке *Q*; *HL* — постоянного эффективного момента M_e = 110,7 кН·м, которая также проходит через точку *Q*.

При совместной работе ГД и ВД может быть принята различная стратегия регулирования мощности ГД в зависимости от ветро-волновых условий и тяги ВД. С использованием рис. 2 рассмотрим четыре наиболее характерных режима, каждый из которых предусматривает поддержание постоянных (в пределах допустимой области длительных эксплуатационных режимов) значений следующих режимных показателей: частоты вращения вала ГД, скорости судна, эффективной мощности и эффективного момента ГД.

Первый из перечисленных режимов легко реализуется с использованием всережимного регулятора частоты вращения ГД. Как видно из рисунка, если при облегчении винта поддерживать постоянную эксплуатационную частоту вращения (с учетом наклона регуляторной характеристики), то мощность ГД снижается незначительно — на величину не более 7 % даже при наиболее эффективной работе ВД (линия *BC*). При этом одновременно возрастает скорость судна приблизительно на 1,6 уз (12,7 %).

В случае поддержания постоянной эксплуатационной скорости судна при совместной работе с ВД (линия *BG*) наблюдается снижение эффективной мощности ГД на величину около 50 %. Режим обеспечивается за счет снижения частоты вращения вала ГД на величину в пределах 17,6 %. В этом случае частота вращения вала, очевидно, всегда превышает частоту, соответствующую винтовой характеристике на тихой воде при одинаковой мощности. Если же поддерживать постоянную скорость ниже 9,4 уз, то при наибо-

лее благоприятных ветро-волновых условиях потребуется снижение нагрузки ГД до величины менее 40 % номинальной.

Режим поддержания постоянной пониженной мощности ГД может быть обеспечен путем регулирования частоты вращения (повышения — при «облегчении» винта и снижения — при «утяжелении»). В этом случае наблюдается более существенный прирост скорости судна за счет использования ВД при сохранении расхода топлива. Например, при переходе из точки *Q* в точку *M* по линии постоянной мощности *AM* скорость возрастает на 2 уз (17 % от скорости судна в точке *Q*).

Режим постоянного эффективного момента можно считать соответствующим режиму работы двигателя по внешней частичной характеристике, т.е. при постоянном положении реек ТНВД. Поэтому этот режим несложно реализовать путем отключения всережимного регулятора частоты ГД. Из рис. 2 видно, что при работе по частичной внешней характеристике в случае «облегчения» винта происходит рост частоты вращения, мощности ГД и скорости судна по линии *QL*, а в случае «утяжеления» — уменьшение перечисленных параметров по линии *QH*. При таком регулировании изменение мощности ГД происходит в сравнительно небольшом диапазоне. Причем при увеличении тяги ветродвижителей мощность ГД не только не снижается, но и возрастает, а прирост скорости судна является наибольшим из всех рассмотренных режимов. Так при переходе из точки *Q* в точку *L* мощность ГД возрастает на 5 %, а скорость судна увеличивается на 2,1 уз (17,9 %).

Продолжительная работа ГД может осуществляться лишь в рассмотренной ограниченной области длительных эксплуатационных режимов. Причем при различных видах регулирования мощности ГД при совместной работе с ветродвижителями возможен выход на ту или иную границу допустимой области.

Анализ результатов моделирования оптимальных режимов работы пропульсивного комплекса позволяет в некоторых случаях выбрать квазиоптимальный режим, близкий к оптимальному и более просто реализуемый. В частности, для рассмотренного варианта дооборудования ВД танкера типа «Дрогобыч» в качестве квазиоптимального может быть рекомендован комбинированный режим, который характеризуется следующими особенностями:

- при гидродинамическом облегчении гребного винта за счет тяги ВД мощность ГД следует регулировать в области, ограниченной кривыми постоянной скорости судна и постоянной частоты вращения ГД (см. рис. 1 и 2), т.е. при этом происходит некоторое снижение частоты ГД и повышение скорости судна;
- при гидродинамическом утяжелении винта при неблагоприятных условиях следует поддерживать постоянную частоту вращения ГД вплоть до границы области длительных эксплуатационных режимов по тепловой перегрузке и далее обеспечивать работу по ограничительной характеристике. При встречном ветре со скоростью свыше

15 м/с оптимальная скорость соответствует дополнительно сниженной частоте вращения вала ГД, однако в этом случае режим работы должен задаваться с учетом безопасности судна в условиях штормового плавания.

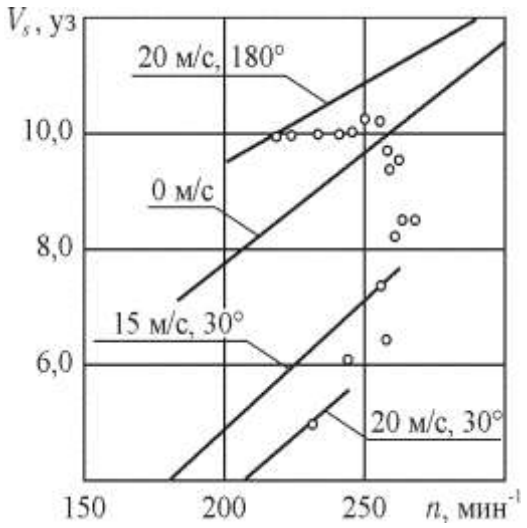


Рис. 3. Оптимальные режимы работы пропульсивного комплекса теплохода «И. Сельвинский» при различных внешних условиях и коэффициенте срочности C = 100 (кг/ч)/(м/с)

Для теплохода «И. Сельвинский» (типа «Кишинев»), оборудованного менее эффективным мягким парусным вооружением с ограниченной площадью парусности, в результате моделирования оказалось, что в качестве квазиоптимального может быть принят также комбинированный, но более простой режим, заключающийся в поддержании постоянной скорости судна при совместной работе ГД и ВД и постоянной частоты вращения ГД — при сложенных ВД (рис. 3). Для наглядности на рис. 3 оптимальные режимы, соответствующие коэффициенту срочности C=100 (кг/ч)/(м/с), изображены в координатах «частота вращения вала ГД — скорость судна» и обозначены кружками. Каждая из обозначенных на рисунке точек соответствует различным ветро-волновым условиям, однако винтовые характеристики приведены только для 4 вариантов параметров ветра. Учитывая, что повторяемость ветровых режимов со скоростью ветра свыше 15 м/с в районах Средиземного и Черного морей сравнительно невысока, предложенный квазиоптимальный режим практически всегда достаточно близок к оптимальному.

Сравнение оптимального и квазиоптимальных режимов может быть выполнено в результате анализа среднерейсовых показателей эксплуатации судна с использованием математической модели работы пропульсивного комплекса тепловетрохода при движении судна по заданному морскому пути и соответствующей программы «Прогноз» [1].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Миюсов М.В. Режимы работы и автоматизация пропульсивного комплекса теплохода с ветродвижителями. – Одесса: ОГМА; ОКФ, 1996. – 256 с.
2. Петров Ю.П. Оптимальные регуляторы судовых силовых установок. – Л.: Судостроение, 1966. – 121 с.
3. Миюсов М.В. Программа «Ветроход» для исследования режимов совместной работы главного судового двигателя и вспомогательного ветроэнергетического вооружения // Исследование, проектирование и постройка парусных судов: Сб. науч. тр. НКИ. – Николаев: НКИ, 1986. – С. 45-51.

УДК 538.61.035

Морозов О.В.
ОГМА

УПРАВЛЕНИЕ СУДНОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГМССБ

Широкое внедрение на флоте ГМССБ явилось следствием необходимого совершенствования систем связи, управления судном, обеспечения безопасности его работы. Стоимость установки оборудования ГМССБ, его эксплуатации достаточно высока, однако простота обслуживания позволяет эффективно использовать его вахтенными офицерами, прошедшими соответствующую подготовку, что позволило отказаться от радиооператоров на судне.

Согласно Международной конвенции по Стандартам Подготовки, Дипломированию и Несению Вахты (ПДНВ 95), вступившей в силу 1 февраля 1997 г., общие квалификационные дипломы могут выдаваться только вахтенным офицерам, имеющим диплом оператора ГМССБ. Срок ввода ГМССБ на судах в соответствии с Международной конвенцией по охране жизни на море истёк 1 февраля 1999 г., однако переоборудование судов продолжается и в настоящее время. В скором времени ГМССБ может оказаться, по сути, безальтернативным средством связи и управления судном.

В настоящее время компания GlobeWireless разработала новый метод связи между берегом и судном на базе ГМССБ. Этот метод состоит в интегрировании системы GlobeEmail в комплекс ГМССБ для судов района плавания А2 и А3. По утверждению компании, это позволяет судовладельцам вдвое сократить расходы по сравнению с телексом Инмарсат. При этом установка и работа GlobeEmail не влияет на работу ГМССБ.

В систему GlobeEmail входят: персональный компьютер (с операционной системой Windows и программой GlobeEmail); СВ/КВ радиостанция; радиомодем GL- 4000 или GL-4100.

Использование операционной системы Windows предельно упрощает передачу сообщений. Достаточно выбрать адрес из адресной книги, размещённой на компьютере, напечатать сообщение и щелчком мышки отправить его. При этом пересылаемые сообщения могут быть практически в любой существующей кодировке, включать в себя документы, таблицы, графики, рисунки, созданные при помощи соответствующих программ, например, Word или WordPerfect, Excel, Lotus 1-2-3 и др., а также изображения со сканера и цифровой видеокамеры. Сюда же входят ежедневные судовые потребности, такие как суточные рапорты, данные по загрузке, заявки по снабжению, частная переписка. При этом судовой оператор не работает непосредственно с радиооборудованием. Программа GlobeEmail берёт эту задачу на себя: она непрерывно сканирует частоты береговых радиостанций, и контролирует радиооборудование. После передачи на береговую радиостанцию сообщения следуют к адресату через E-mail на факс, компьютер. Прием сообщений также прост и доступен. На экране компьютера загорается извещение о получении сообщения и подается звуковой сигнал, кроме того, данное сообщение может быть автоматически распечатано на принтере. Пользователь на берегу

может отсылать своё сообщение в любой удобной ему форме на центральный офис, а оттуда на судно, где бы оно ни находилось.

GlobeWireless доступна во всех судоходных центрах и в большинстве случаев бесплатно. На берегу используются узлы и линии телефонной и телексной связи. Возможно использование коммерческих систем типа BICOM Email, за минимальную дополнительную плату.

Чтобы обеспечить передачу при помощи электронной почты крупноформатных таблиц, документов, используя КВ радио, GlobeWireless разработала технологию скоростного оцифровывания сигнала, практически исключающую искажения при передаче, вызванные помехами ионосферы.

Одиночной береговой радиостанции присущи традиционные недостатки прохождения радиосигнала, связанные с изменяющимися внешними условиями. Для преодоления этого недостатка GlobeWireless создала сеть связанных вместе станций и считает, что может обеспечить 100 % надежность. Связанные станции обеспечивают охват всего земного шара. При этом переключение со станции на станцию происходит автоматически, без участия оператора. Такая всемирная сеть КВ радиостанций обеспечивает круглосуточную бесперебойную связь с охватом всего земного шара. Глобальная радиосеть в настоящее время состоит из 16 станций. Это число будет расти и, в конечном счете, достигнет 20 с тем, чтобы обеспечить полный охват и необходимый резерв надёжности.

Радиосеть использует центральную станцию в Калифорнии (Half Moon Bay). Все сообщения с судов и на суда, независимо от их назначения, проходят через центральную базу данных этой станции. Такая централизация обеспечивает максимальный контроль за получением, рассылкой сообщений, поставкой и составлением счетов в сети. Индивидуальные станции в сети связаны с центральными компьютерами, используя современные средства связи данных. Сообщения, хранящиеся в центральной базе данных доступны судам через любую станцию сети.

Система GlobeEmail надежна, экономична и удобна для пользования в море и на берегу, а это показатели любого средства коммуникации. Главный конкурент — спутниковые системы — также удобны и надежны, но они существенно дороже. Использование GlobeEmail значительно дешевле существующих спутниковых систем связи.

Было проанализировано ежемесячное фактическое использование радиосвязи большим количеством судов при нескольких вариантах использования систем связи. Анализ показывает, что в большинстве случаев при переходе на GlobeEmail имеет место снижение стоимость ежемесячной связи.

Так, судоходная компания из 15 контейнерных судов в Тихом океане использовала смешанную связь Инмарсат С Телекс и Радиотелекс. Суда посылают в среднем семь сообщений по шести килобит каждый день и проводят 20 дней в месяц в море (в среднем 840 килобит в месяц на судно). С переходом на пользование исключительно GlobeEmail экономия составила более чем $ 5200 в месяц, ежегодная экономия — $ 63000. Другая компания с флотом из десяти танкеров использовала Инмарсат А – телефон, для связи с главным офисом и

Инмарсат А – Телекс для всех других коммуникаций. Расходы превышали $ 2000 в месяц на судно. Переход на GlobeEmail, исключивший использование Телекса, снизил их до $ 600 в месяц на судно, ежемесячная экономия от перехода на GlobeEmail составила $ 14000, или $ 168000 ежегодно.

В результате выполненных исследований была получена диаграмма (рис. 1), иллюстрирующая ожидаемый экономический эффект от использования GlobeEmail. Косвенное подтверждение этих данных в сравнении с Инмарсат С – Телекс было получено при использовании GlobeEmail на судах Smit Lloyd 74 и 106 при проверке качества радиосвязи Австралийской радиостанции в Бенгальском заливе по просьбе Сингапурского отделения Компании GlobeWireless.

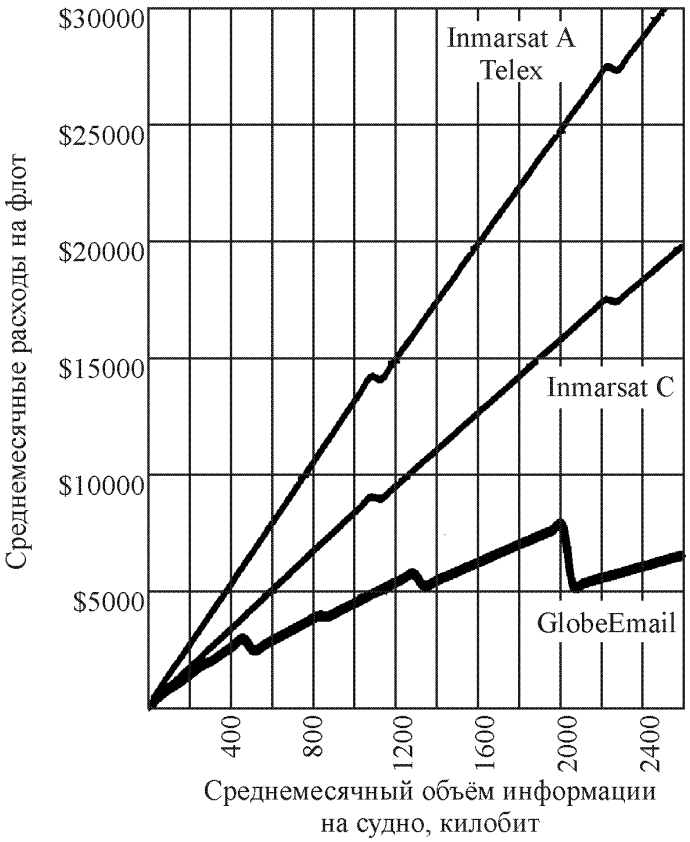


Рис. 1. Расходы на флот из 10 судов при использовании различных систем связи

Современным судам можно рекомендовать замену традиционного радиотелекса в консоли ГМССБ на систему GlobeWireless. Система прошла испытание Регистра Ллойда на соответствие стандартам IMO A.694(17), и A.746(18).

Стоимость комплекта GlobeWireless при замене в консоли ГМССБ примерно $ 3500 (независимый комплект — от $ 5500 до $ 7500) определяется стоимостью радиостанции.

Компьютер может использоваться для любых судовых потребностей, а в сочетании с программой типа SEA LOG и для автоматического расчета, составления и рассылки финансовых отчетов за услуги связи для Инмарсат A/B/C и для GlobeEmail, чем облегчит работу судоводителей и уменьшит расходы. Использование русской версии Windows позволит избежать возможного непонимания при наборе русского текста латинским шрифтом, комплектация программами сжатия типа pkZip или WinZip уменьшит объём передаваемой информации на 40…80 %, соответственно снижая стоимость.

Число потребителей системы GlobeWireless постоянно увеличивается, растет объем передаваемой информации, вводятся дополнительные услуги.

Авторитет компании растет, не случайно судоходные компании (например, SEACOR), являются совладельцем GlobeWireless, а деловое партнерство поддерживается с телерадиокомпаниями ARINC, TELIA, TELCOM, TELSTRA, BATELCO и другими.

УДК 629.12

Назаров А.Г.
СевГТУ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АЭРОДИНАМИКИ ПАРУСНОГО СУДНА ПРИ ЕГО НЕСТАЦИОНАРНОМ ДВИЖЕНИИ

Опыт эксплуатации популярного типа малотоннажных парусных судов позволяет выделить некоторые проблемы, связанные с управлением ими:

1. Устойчивость судна на курсе (центровка) при оптимальных с точки зрения противодействия дрейфу углах перекладки руля.

2. Потеря контроля на полных курсах (явление брочинга) вследствие снижения эффективности средств управления и резонансного раскачивания.

3. Оптимальность процедуры выполнения поворота оверштаг. Так, недостаточный инерционный выбег судна либо избыточное сопротивление могут привести к невозможности выполнения поворота при сильном ветре и волнении.

Изучение этих проблем, а также других вопросов маневрирования и ходкости судна под парусами требует рассмотрения неустановившегося движения под действием гидро- и аэродинамических сил с учетом его особенностей. При численном моделировании такого движения возникает задача создания математической модели аэродинамических характеристик (АДХ) судна, обладающей следующими основными свойствами:

- зависимость АДХ от основных конструктивно-геометрических параметров аэродинамического комплекса (АДК);
- получение круговых АДХ во всем диапазоне курсов относительно ветра;
- возможность учета нестационарности обтекания за счет введения (в дополнение к позиционным составляющим) вращательных производных коэффициентов аэродинамических сил;
- учет при определении вымпельного ветра набегающих потоков от вращения судна вокруг продольной и вертикальной осей, а также влияния крена на АДХ.

Несмотря на наличие большого экспериментального материала по АДХ различных типов парусного вооружения [4, 6 и др.], существующие в настоящее время математические модели [5] неприменимы для исследования нестационарного движения, и зачастую не отражают в достаточной степени физические основы работы паруса. Используемая многими исследователями аналогия парус – крыло (и применяемые известные из теории крыла закономерности) на самом деле имеет место лишь в диапазоне курсов, когда парус работает с докритическими углами атаки.

Для разработки физически обоснованной модели АДХ выполнен анализ работы косого мягкого изолированного паруса на различных курсах относительно вымпельного ветра γ_A. Характерные для этих режимов работы паруса закономерности использованы в дальнейшем при разработке модели АДХ. Применены две основные системы координат:

- поточная система связана с направлением вымпельного ветра: аэродинамическая подъемная сила *LA* и аэродинамическое сопротивление *DA*;
- связанная с судном система: аэродинамическая продольная сила (сила тяги) *XA* и поперечная сила (сила дрейфа) *YA*.

При анализе использовались поляры парусов, обработанные для получения оптимальных ГДХ по критерию максимальной тяги *XA*. Для каждого курсового угла вымпельного ветра γ_A из поляры определялся оптимальный угол атаки α и находились соответствующие ему коэффициент подъемной силы *CLA* и коэффициент силы сопротивления *CDA* по методике, изложенной в [1, 6]. Было также введено ограничение на угол установки паруса, исходя из конструктивных особенностей: угол установки паруса δ_S не должен превышать 90° к ДП. По результатам анализа можно сделать следующие выводы (рис. 1).

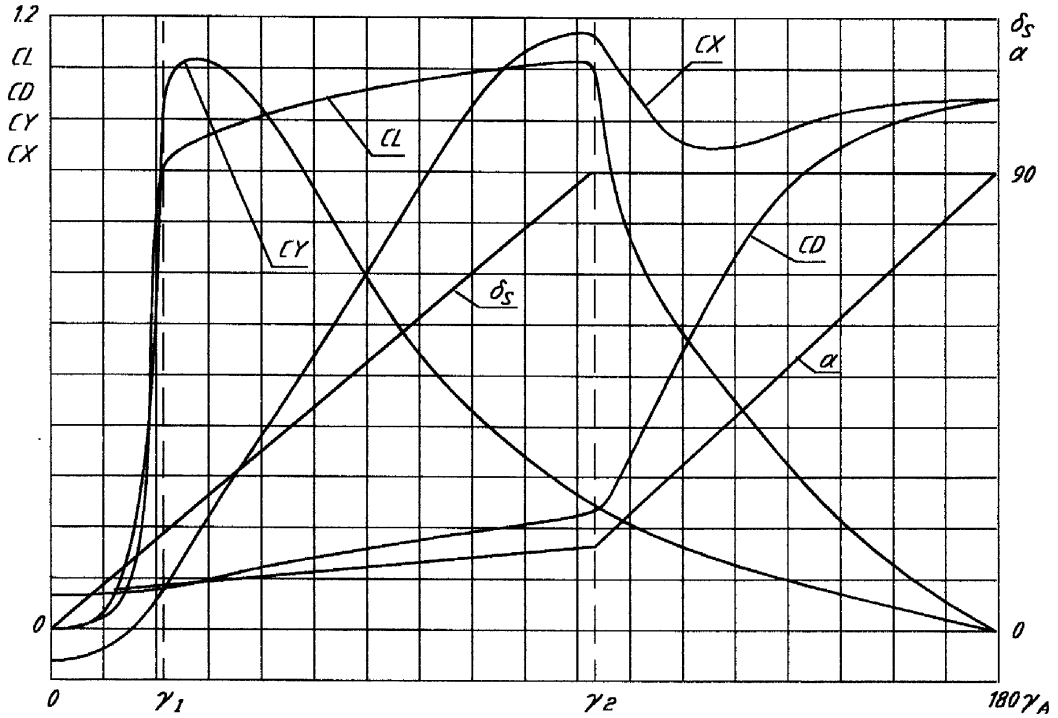


Рис. 1. Режимы работы паруса

В диапазоне курсовых углов $\gamma_A = 0° \ldots \gamma_1$ парус не работает, а развевается по ветру как флаг, создавая только сопротивление. Этот режим не моделируется на полярах, полученных продувкой жестких моделей в аэродинамической трубе.

На курсовых углах $\gamma_A = \gamma_1 \ldots \gamma_2$ парус работает как асимметричное крыло на докритических режимах. Для этого режима характерна сильная зависимость АДХ от геометрических характеристик паруса; сила тяги создается преимущественно за счет подъемной силы.

При $\gamma_A = \gamma_2 \ldots 180°$ парус работает как крыло на закритических режимах или как плохо обтекаемое тело. АДХ слабо зависят от геометрических характеристик; значительная часть силы тяги создается за счет сопротивления.

В результате обработки методом регрессионного анализа поляр парусов типа «бермудский грот» в характерном для современных судов диапазоне относительных удлинений $AR = 3...7$ предлагаются расчетные зависимости для позиционных составляющих АДХ изолированного паруса.

Диапазон курсов $\gamma_A = \gamma_1 ... \gamma_2$.

Критический угол атаки паруса:

$$\alpha_{\text{кр}} = 39{,}378 AR^{-0.584},$$

$$\gamma_1 \approx 20°,$$

$$\gamma_2 = 98{,}155 + 31{,}244 / AR.$$

Условный оптимальный угол атаки паруса:

$$\alpha = 9{,}5833 - 0{,}02698\gamma_A + 42{,}280 \sin(0{,}7\gamma_A - 1/AR).$$

Коэффициент подъемной силы:

$$CL = 0{,}21107 + 0{,}63416a + 2{,}1970\alpha a + 0{,}25770a \sin^2\left(\frac{\alpha\pi}{2\alpha_{\text{кр}}}\right),$$

где $a = \dfrac{1}{1 + 2/AR}$.

Коэффициент сопротивления:

$$CD = -0{,}16255 + 0{,}032808\alpha - 0{,}25951 CL^2 / AR.$$

Диапазон курсов $\gamma_A = \gamma_1 ... 180°$

$$\alpha = -193{,}35 + 2{,}564\gamma_A - 0{,}0055\gamma_A^2;$$

$$CL = 1{,}2306\alpha^6 - 7{,}3821\alpha^5 + 18{,}170\alpha^4 - 23{,}458\alpha^3 + 16{,}318\alpha^2 - 6{,}3099\alpha + 2{,}0553;$$

$$CD = -0{,}10802 + 1{,}1873 \sin\alpha - 0{,}18800 \cdot a \sin\alpha.$$

Полученные в результате расчета позиционные характеристики изолированного паруса приведены на рис. 2, где для сравнения приведены также графики АДХ судна из работы [4]. Необходимо отметить хорошее качественное совпадение обеих АДХ, хотя они и получены принципиально разными способами.

Вращательные производные аэродинамических сил на парусах определяются как для крыльев при нестационарном движении с использованием результатов С.М. Белоцерковского [2].

Предложены выражения для поправок на взаимодействие отдельных парусов в составе многопарусной системы, определяемые с учетом их взаимного расположения и эффективности, а также влияния корпуса судна, рангоута и т.д.

Далее осуществляется пересчет АДХ парусов из поточной системы координат (*CL* и *CD*) в связанную с судном (*CX* и *CY*) [1, 6]. Аэродинамические силы на АДК судна целом *XA*, *YA* окончательно представлены как сумма сил на его элементах: парусах, корпусе, рангоуте, такелаже. Силы на корпусе определяются по рекомендациям [2], силы на рангоуте и такелаже определяются с использованием АДХ цилиндров; при этом вводятся коэффициенты, учитывающие изменение скорости ветра по высоте. Расчет аэродинамических моментов крена *MXA* и рыскания *MZA* на АДК выполняются с использованием данных о положении центров давлений (ЦД) его элементов.

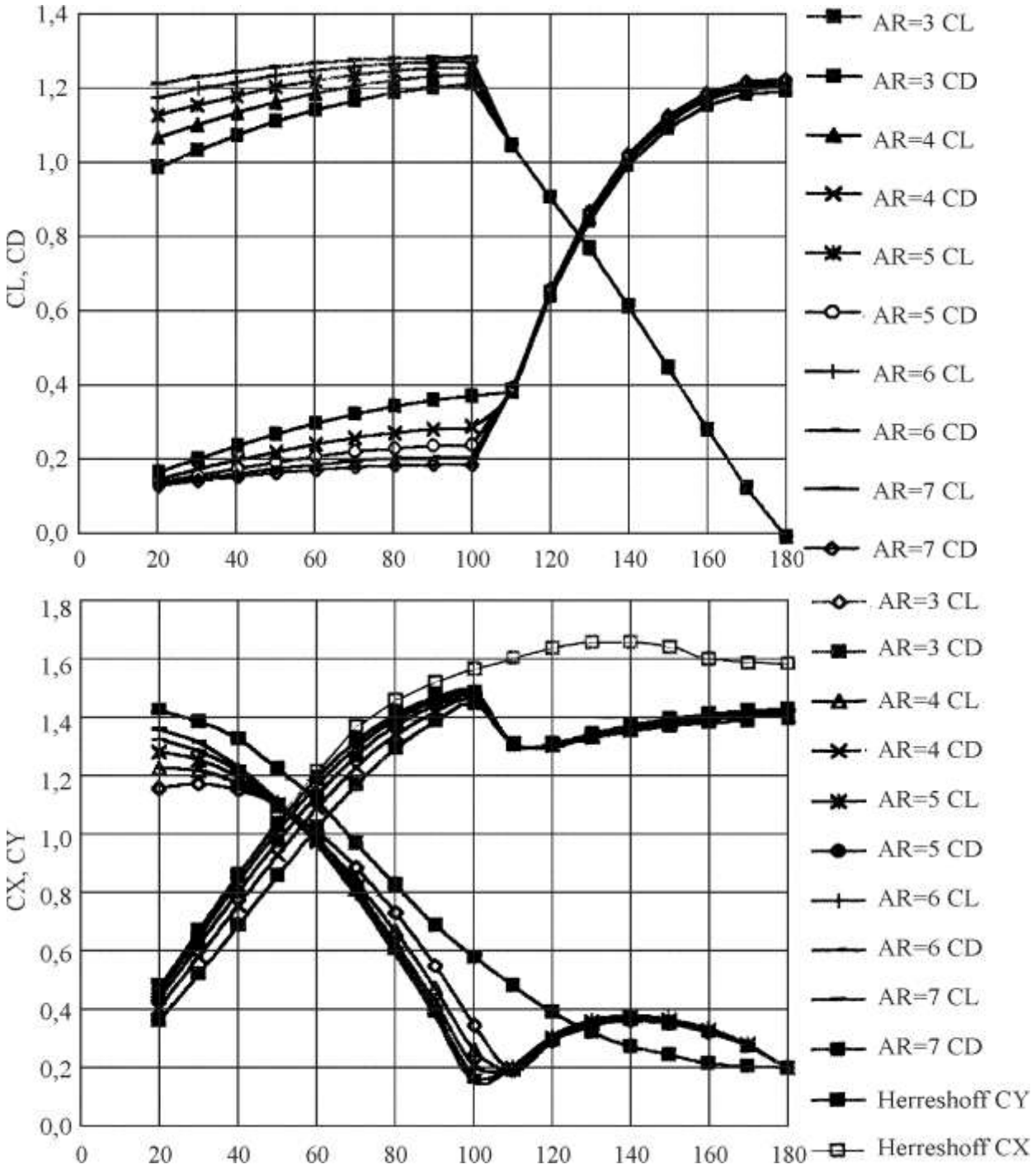


Рис. 2. Аэродинамические характеристики изолированного паруса

В связи с рассмотрением модели динамики судна, состоящей из уравнений хода, дрейфа, поперечной качки и рыскания, возникают некоторые особенности определения вымпельного ветра. В этом случае вымпельный ветер, набегающий на точку *S* паруса, получается наложением потоков:

$$\mathbf{v}_A = \mathbf{v}_T - \mathbf{v} - \boldsymbol{\omega}_Z \times \mathbf{r}_S - \boldsymbol{\omega}_X \times \mathbf{r}_S,$$

где $\mathbf{v}_A$ и $\mathbf{v}_T$ — вектора вымпельного и истинного ветра; $\mathbf{v}$ — вектор скорости поступательного движения судна; $\boldsymbol{\omega}_X$ и $\boldsymbol{\omega}_Z$ — вектора угловых скоростей вращения судна вокруг продольной и вертикальной осей; $\mathbf{r}_S$ — радиус-вектор точки *S*.

При определении точки приложения равнодействующей аэродинамической силы — центра парусности (ЦП), необходимо учитывать как градиент ветра по высоте, так и сложное влияние угловых скоростей на вымпельный ветер в каждой точке паруса. При расчете аэродинамических сил наиболее корректным методом является учет только составляющей вымпельного ветра в плоскости хорды паруса [4, 5].

В ряде случаев маневрирования и для прогнозирования ходовых качеств достаточно выполнить лишь учет влияния угла крена на АДХ. Для оценки этого влияния выполнен анализ результатов натурных испытаний парусной яхты «Standfast» [3], а также рассмотрены результаты испытаний «Gimcrack» и «Baybee» [5]. Обнаруженные отличия в АДХ, полученных методом натурных испытаний, с испытаниями в аэродинамической трубе и теоретическими расчетами объясняются взаимосвязью углов крена со скоростью ветра и формой парусов реального судна. В этом случае наилучшее соответствие с экспериментом обеспечивает введение поправки $\cos\theta$ при расчете *CL*.

Описываемая модель аэродинамики парусного судна используется в программе для ЭВМ, осуществляющей численное моделирование движения парусного судна. Программа предназначена для анализа эффективности приемов управления и обоснования элементов гидро- аэродинамического комплекса судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Миюсов М.В. Режимы работы и автоматизация пропульсивного комплекса теплохода с ветродвижителями. – Одесса: ОГМА; ОКФА, 1996. – 256 с.
2. Справочник по теории корабля. Т. 1-3. / Под ред. И.Я. Войткунского – Л.: Судостроение, 1985.
3. Gerritsma J., Moeyes G., Kervin J. Determination of Sailforces Based on Full Scale Measurements and Model Tests // Symposium on Developments of Interest to Yacht Architecture. – 1975. – P. 157-212.
4. Herreshoff H.C. Hydrodynamics and Aerodynamics of the Sailing Yacht. // TSNAME. – 1964. – Vol. 72. – P. 445-492.
5. Larsson L., Eliasson R. Principles of Yacht Design. Adlard Coles Nautical. – London, 1994.
6. Marchaj C.A. Sail Performance. – London, 1994.

УДК 538.61.035

Никитин П.В., Горобец И.А.
КГАВТ

НЕКОТОРЫЕ КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ ПОДХОДЫ В ОПРЕДЕЛЕНИИ КОМПЕТЕНТНОСТИ РАБОТНИКОВ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА

Неизвестно, давала ли хоть какая-нибудь морская администрация определение компетентности, но если это так, то мы надеемся, что это определение является полезным для тех, кто им пользуется. Определение типа: «Компетентность есть владение навыками и знаниями необходимыми для получения диплома» существенно нам не поможет, хотя преподаватели учебных заведений всего мира знают, что означают эти слова.

Если речь идет о море, то компетентность, более вероятно, может быть определена, как способность эффективно совершать работу в любых возможных обстоятельствах. Имеется множество причин, по которым эти два определения различаются между собой, и вовсе не потому, что они служат для обозначения разных концепций. Грамотные, преданные своему делу люди на практике всегда старались свести к нулю практический эффект этих различий, и вопросом номер один в современном судоходстве является реформа средств достижения и оценки компетентности.

В общих чертах, администрации заинтересованы в том, чтобы на огромном количестве судов и в других морских ведомствах число имеющих силу дипломов было ограничено, и в течение довольно длительного времени. Хорошие судовладельцы рады добавить к этому свои собственные специальные требования, нерадивых же заботит только вопрос полного укомплектования судов людьми. Моряков больше всего интересует возможность законного ночного отдыха после своевременного освобождения от рабочих обязанностей. Отношения отдельных мореплавателей к стандартам разнятся, но, большинство, вероятно, рассматривают экзамены на компетентность как возможность устранить препятствия на пути продвижения по службе. Многие могут рассказать истории из своего опыта о том, что их компетентность не была окончательно проверена до тех пор, пока не подтвердилась практикой. А кое-кто в некоторых ситуациях оказывался некомпетентным, несмотря на наличие соответствующего диплома.

Если мы концентрируем внимание на понятиях компетентности, о которых должны иметь представление администрации и хорошие капитаны, то необходимо выяснить, каковы же отличительные черты этих концепций и есть ли между ними существенные различия?

Конечно, наиглавнейшее значение следует уделять совокупности навыков и их техническому подкреплению на практике на уровне, соответствующем рассматриваемым требованиям. Требования к судну как к операционной единице могут согласовываться на различных уровнях, особенно в вопросах, касающихся безопасности плавания (мы имеем в виду только обязанности вахтенных помощников).

Две концепции компетентности расходятся в некоторых пунктах. По отношению к капитану судна, вероятно, следует делать некоторые поправки на наличие профессионализма и компетентности в зависимости от возраста и опыта, в то время как администрация просто устанавливает минимальный стандарт для всех. Даже тем, кто сдает экзамены, администрации оставляют возможность совершать практические ошибки. Например, норма проходного балла может быть установлена на уровне 70 %. Это подразумевает, что диплом на право судовождения будет выдан тому, кто 30 % навигационных вычислений может произвести неправильно! Для капитана при работе в море это будет являться доказательством того, что он НЕ компетентен. Такие парадоксы отражают наличие различных подходов к используемым методам оценки.

Вполне естественно, что администрации идут по пути только периодического модифицирования программ обучения или перечней знаний и навыков в соответствии с модернизацией требований компетентности. И иногда случается, что специалистам и экзаменаторам на берегу не удается учесть все требования работы в море. Капитаны, возможно, также не всегда могут быть уверены, что их вахтенные помощники являются компетентными в работе на незнакомых типах судов.

Второй подход к проблеме компетентности связан с индивидуальными особенностями и профессиональными качествами. Администрации могут предпринять попытку оценить качества кандидата, его отношения и мотивировки, связанные с компетентностью на работе, но кандидату проще ввести в заблуждение экзаменатора в этих вопросах, чем, скажем, в уровне технических навыков. Вероятнее всего, что эти качества более адекватно могут быть оценены работодателями и товарищами по плаванию. А значение данных личностных элементов хорошо известно любому капитану и вахтенному офицеру, чья работа была бы значительно более трудной или даже опасной, если бы, несмотря на техническую компетентность, в дело вмешивались личностные факторы, такие, как безразличие, неоправданный риск, небрежность и так далее. Капитаны должны быть более всех заинтересованы поисками оптимальных путей решения вопроса обучения и подготовки, т.к. у них имеется возможность объективного видения ситуации с практической стороны, что недоступно администрациям.

Третий аспект компетентности, переплетающийся с первыми двумя, может рассматриваться по-разному капитанами и представителями администраций, т.к. касается судна как социальной единицы. Экзамены на более высокий уровень компетентности предполагают некоторое знание принципов руководства и управления. Значение теоретических знаний — часто спорный вопрос, но никто не отрицает важность навыков. Стили руководства различаются между собой так же сильно, как и мнения по их поводу, но при этом никто не подвергает сомнению зависимость безопасной эксплуатации судна от эффективности управления. Это принимается на всех уровнях, но реально может быть оценено только в высших административных инстанциях, что

совершенно не удивительно, потому что именно в социальном контексте наиболее вероятно возникновение напряжения в отношении вопросов компетентности. К примеру, свежеиспеченный вахтенный помощник, только что получивший диплом или вернувшийся с курсов повышения квалификации, может обнаружить, что методы работы на судне, мягко говоря, не совсем совпадают с буквой последних требований. Сразу происходит несоответствие между внешними обстоятельствами и профессиональной или персональной целостностью, которая требует применения социальных навыков.

Четвертая область, в которой расходятся концепции компетентности, предполагает изучение методов оценки знаний, применяемых администрациями. Экзамены, предполагающие использование уместно простых и четких вопросов для проверки кандидатов, и подразумевающие разработку объективных тестов, которые позволяют каждому начинать с того этапа, который он не прошел, вряд ли возможны в реальности в ближайшее время. Действительность работы в море — это сочетание вероятностей, совпадений и неожиданностей, и именно в такой среде капитан сдает настоящий экзамен на компетентность.

Концепции отличаются друг от друга, обстоятельства работы в море и на берегу также разнятся; нам не известно, проводились ли какие-либо исследования по поводу того, насколько расходятся различные системы оценки. Некоторые данные из докладов по несчастным случаям на море, свидетельствуют о том, что до оптимального единства еще далеко. И следовательно, имеет право на жизнь следующая концепция: «Профессионалом является тот, кто может наилучшим образом выполнить работу именно тогда, когда вовсе не расположен ее делать». На наш взгляд именно этой мыслью следует руководствоваться при определении компетентности на море.

УДК 629.123.03

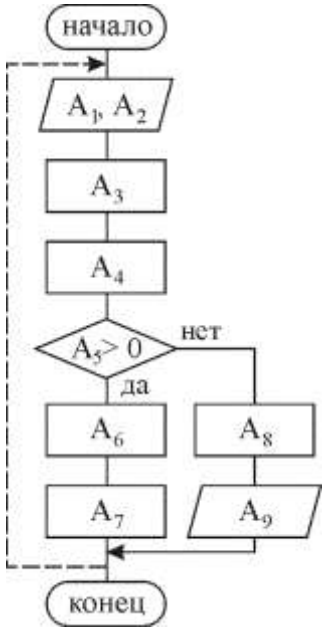
Писклов В.Т.
ОГМА

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ РУЛЕВОГО УСТРОЙСТВА СУДНА-ВЕТРОХОДА

В настоящее время морской флот пополняется судами различного назначения, в энергетический баланс которых введена экологически чистая возобновляемая энергия ветра в качестве основного или дополнительного источника движения. В состав энергетических установок судов с дополнительным ветродвижением входит, кроме главного двигателя (ГД), комплекс технических устройств — вспомогательная ветроэнергетическая установка ВВЭУ, включающая в себя информационно-измерительную систему (ИИС) параметров ветрового потока, ветродвижители (ВД), устройство поворота (УП) комплекса «мачта – парус», систему управления установкой ВД относительно ветрового потока [1].

Анализ возможностей применения на судах вспомогательных ВЭУ (ВВЭУ) позволяет определить следующую стратегию их использования: получение дополнительной движущей силы или получение как дополнительной движущей силы, так и возможности маневрирования (рис. 1, 2). В соответствии с рис. 1 и 2, на которых представлены общие блок-схемы процессов стратегии использования дополнительного ветродвижения, можно сделать следующие выводы:

- основной задачей судовождения судов с ВВЭУ, как и обычных, является обеспечение точного и безопасного управления их движением в соответствии с заданным курсом или выполнением маневра при минимальных эксплуатационных затратах;
- ВВЭУ, входящая в состав судовой энергетической установки (СЭУ), непосредственно влияет на ходкость, управляемость, остойчивость и параметры качки судна;
- эффективность использования дополнительного ветродвиженя связана со штормовыми условиями эксплуатации комплекса судно – ВВЭУ, что, в свою очередь, определяет неустановившиеся режимы работы элементов СЭУ — как главных, так и вспомогательных.



A_1, A_2 — соответственно ввод данных о параметрах ветра и физических величин по частоте вращения ГД, скорости, углу перекладки руля, степени и направлении разворачивания ВД и др.;
A_3 — сглаживание указанных физических величин;
A_4 — расчет выгодности в случае использования ВД;
A_5 — выгодность > 0?;
A_6 — расчет направления и степени разворачивания ВД, угла перекладки руля, выгодной мощности ГД, обеспечивающих максимальную выгодность;
A_7 — команды на ГД, приводы УП комплекса «мачта – парус» и рулевой машины судна;
A_8 — расчет направления и степени разворота ВД, обеспечивающих минимальное сопротивление ветру;
A_9 — команды на привод УП комплекса «мачта — парус»

Рис. 1. Общая блок-схема процесса использования ВВЭУ с целью получения дополнительной движущей силы

Выше была рассмотрена стратегия применения ВВЭУ, а тактикой использования комплекса судно – ВВЭУ, как показал первый опыт, может быть: повышение провозной способности в результате увеличения скорости судна при фиксированной мощности ГД; экономия топлива при сохранении среднерейсовой скорости. Как показал анализ, при разработке метода определения экономичных режимов работы комплекса судно – ВВЭУ необходимо предусмотреть предварительное решение следующих задач:

- выбор оптимального закона управления движением;

- обеспечение управляемости (устойчивость движения на курсе и поворотливость), а также безопасности мореплавания;
- обоснование рациональных режимов совместной работы элементов СЭУ и ВВЭУ.

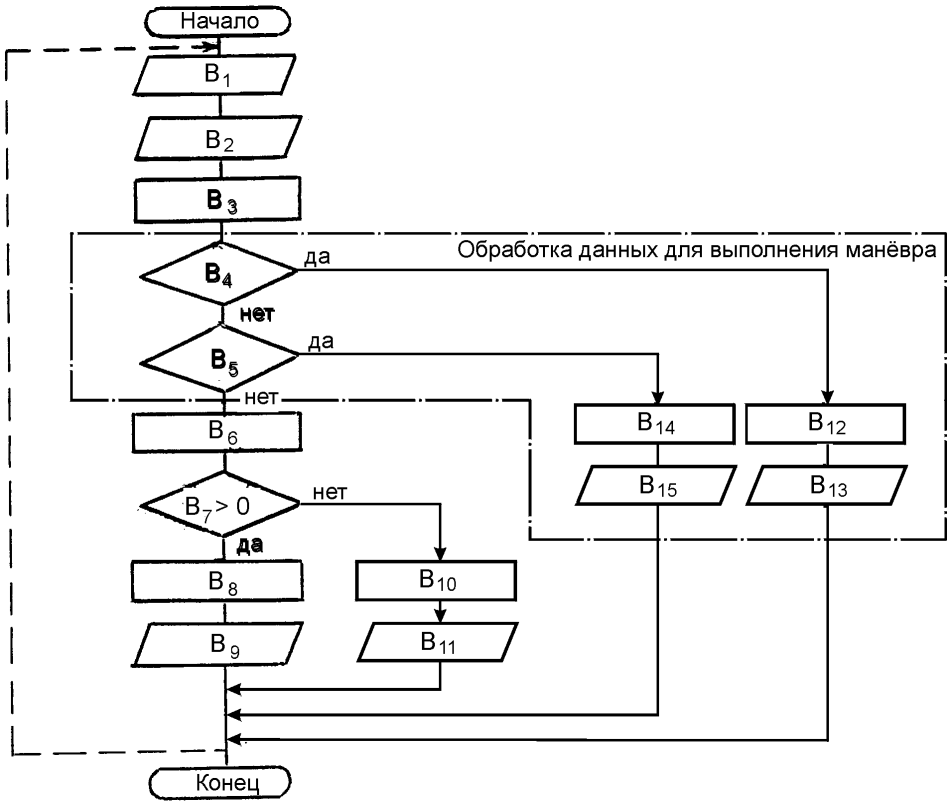


Рис. 2. Общая блок-схема процесса использования ВВЭУ с целью получения дополнительной движущей силы и возможности маневрирования: B_1 — ввод данных о параметрах ветра; B_2 — ввод физических величин, определяющих частоту вращения ГД, скорость, угол перекладки руля, степень и направление разворачивания ВД и другое; B_3 — сглаживание вышеуказанных физических величин; B_4 — необходимо ли срочное уклонение?; B_5 — необходим ли поворотный маневр?; B_6 — расчет выгодности в случае использования ВД; B_7 — выгодность > 0?; B_8 — расчет направления и степени разворачивания ВД, угла перекладки руля, выходной мощности ГД, обеспечивающих максимальную выгодность; B_9 — команды на ГД и приводы УП комплекса «мачта - парус» и рулевой машины судна; B_{10} — расчет направления и степени разворачивания ВД, обеспечивающих минимальное сопротивление ветру; B_{11} — команды на привод УП комплекса «мачта - парус»; B_{12} — расчет направления и степени разворачивания ВД, угла перекладки руля и выходной мощности ГД для срочного уклонения; B_{13} и B_{15} — команды на ГД и приводы УП комплекса «мачта - парус» и рулевой машины судна; B_{14} — расчет направления и степени разворачивания ВД, угла перекладки руля и выходной мощности ГД, эффективных при повороте

При этом важно установить взаимодействие между элементами судового пропульсивного комплекса (ГД – гребной винт – корпус – руль) и ВВЭУ (ИИС-ВД-УП комплекса «мачта-парус») в условиях качки судна на реальном морском волнении [2, 3] .

В общем случае точность (математическое ожидание, дисперсия, автокорреляционная функция) и надежность (вероятность того, что в течение заданного времени боковое отклонение от маршрута не превысит заданный уровень) движения комплекса по выбранному маршруту требуют учета особенностей процесса судовождения: навигационных и гидрометеорологических условий; динамики комплекса; методов контроля за движением и рациональности управляющих воздействий (дисперсии задаваемого курса и его корректировок). Следовательно, рулевое устройства (РУ), в состав которого входит рулевая машина (РМ), румпель и руль с баллером — важное устройство комплекса судно – ВВЭУ, влияющее на стратегию и тактику его использования. В связи с чем, возникает необходимость рассмотрения задачи, связанной с определением влияния режимов работы ВВЭУ на технические и экономические стороны эксплуатации элементов, входящих в состав РУ.

Основным органом управления морских транспортных судов является руль, приводимый в движение приводом РМ. Для повышения маневренности судов большого водоизмещения и некоторых специализированных применяют два или три руля, приводящихся в движение одной или несколькими РМ. Все рули обладают существенным недостатком: не могут обеспечить хорошую маневренность судна при малой скорости движения, что важно при назначении скорости движения комплекса судно – ВВЭУ.

Рассмотрим особенности работы руля судна с ветродвижением. Исследования показали, что на построенных в Японии судах с жесткими складывающимися ВД приходится 0,05…0,15 $м^2$ их рабочей парусности на тонну дедвейта, а обеспечение управляемости судов с ВВЭУ связано с необходимостью увеличения площади пера руля в полтора-два раза. Такие конструктивные изменения повысят величину крутящего момента на баллере РМ и, следовательно, увеличат энерго- и металлоемкость РУ в целом. При оборудовании судов ВВЭУ среднее положение и углы перекладки руля зависят от горизонтального расстояния между центром парусности (ЦП) и центром приложения корпусных сил (ЦПКС). Обычно ЦП и ЦПКС находятся на разных вертикальных осях, что приводит к крену, дрейфу и вращению судна и, в зависимости от их положения, судно уваливается (нос судна отклоняется от ветра) или приводится к ветру (нос судна стремится повернуться к ветру). Пара сил, вызывающих вращение, компенсируется действием руля. В первом случае руль перекладывается на наветренный борт, а во втором — на подветренный. Это приводит к тому, что РМ находится под постоянной нагрузкой и, при определенных условиях, привод РМ будет загружен значительными моментами, снижая, тем самым, эффективность и экономичность использования ВВЭУ, а также ресурс РМ. Метод определения крутящего момента на баллере руля в условиях морского волнения представлен автором в работе [4]. Уменьшить нагрузку на привод РМ можно перераспределением парусности, то есть путем смещения мачт ВД в нос или в корму, однако, это не всегда осуществимо конструктивно.

Одним из ответственных элементов, входящих в состав РУ, является РМ. В настоящее время на морских судах распространение получили электрогидравлические РМ, в состав которых входят: гидравлический рулевой привод; насосный агрегат с насосом регулируемой (переменной) или постоянной подачи объемного принципа действия, предназначенный для питания рабочей жидкостью гидравлического привода; органы распределения рабочей жидкости — для насосов постоянной подачи; система управления органами распределения рабочей жидкости или система управления насосами переменной подачи; система трубопроводов питания, предохранительные клапаны и другие элементы.

Мощности современных РМ значительны, а от их совершенства, качества исполнения и технического состояния зависит экономия или перерасход десятков килограммов топлива за ходовые сутки. Так, например, только за счет мощности холостого хода эквивалентных по параметрам и разных по качеству исполнения гидравлических РМ с моментами на баллере 400 кН·м (с различием в потребляемой мощности на холостом ходу до 1,7…2 кВт), разница в расходах топлива может составлять до 12…14 кг/сутки. Рассмотрим элементы РМ, от эффективности работы которых зависит ее экономичность.

На судах применяют электрогидравлические РМ с плунжерным, лопастным (роторным) и поршневым приводами. Промышленность выпускает плунжерные РМ типизированного ряда для широкого диапазона крутящих моментов — 6,3…4000 кН·м, а применяемое рабочее давление 10…16 МПа. Высокая степень унификации узлов и элементов является достоинством типизированного ряда, включающего 12 типоразмеров электрогидравлических РМ. На базе типизированного ряда с 1986 г. выпускаются двухконтурные РМ, отвечающие «критерию единичного отказа» согласно требованиям Международной конвенции по охране человеческой жизни на море 1974 г. (СОЛАС-74). В гидравлических РМ применяют насосы регулируемой подачи (аксиально- и радиально-плунжерные) разных марок. Основные достоинства плунжерных электрогидравлических РМ — надежность и долговечность работы привода, возможность эксплуатации при различных сочетаниях 4-х цилиндров, а к недостаткам можно отнести — большие потери на трение (низкий механический к.п.д.), большие массогабаритные характеристики при давлениях рабочей жидкости 10…14 МПа.

Отличительным узлом лопастной электрогидравлической РМ является лопастной рулевой привод. Распространенность таких машин связана с их достоинствами: компактность; высокий механический к.п.д.; лопастные приводы передают на баллер руля «чистый» (без изгибающих усилий) крутящий момент; эксплуатация при более низких (сравнительно с плунжерными приводами) давлениях повышает моторесурс главных насосов, как правило, постоянной подачи. Недостатки: объемный к.п.д. приводов падает с ростом рабочего давления и существенно зависит от температуры рабочей жидкости; замена уплотнительных устройств внутренних зазоров связана с полной разборкой, что возможно только в заводских условиях. Как показывают резуль-

таты исследований, при больших углах перекладки руля эффективность работы плунжерного и лопастного приводов примерно одинакова, но при малых углах перекладки (10…15°) преимущество лопастного привода очевидно [5]. Это заключение важно в связи с тем, что транспортные суда при движении заданным (прямым) курсом используют малые углы перекладки руля в течение 80 % ходового времени.

Особенностью поршневой электрогидравлической РМ являются стандартные компактные цилиндры двойного действия (в случае необходимости число цилиндров может быть более двух и их можно разместить в два яруса), которые могут быть размещены в румпельном помещении небольших размеров. Наибольший крутящий момент таких машин — 400 кН·м; давление рабочей жидкости — 16…25 МПа; используются насосы переменной подачи. Отечественная промышленность РМ такого типа не производит.

От РМ требуется безотказная, надежная работа при полных нагрузках и больших углах отклонения руля, но наиболее характерным режимом, с учетом вышеизложенного, будет работа РМ на прямых курсах при малых углах отклонения руля и режимах долевой нагрузки. В этом случае, интерес представляет эксплуатация РМ при перекладках руля в пределах 5..15°, что связано, в свою очередь, с эффективной работой такого их элемента, как насосный агрегат (насос-двигатель). От насосного агрегата зависит время выполнения заданного маневра, которое является основным показателем РМ — оперативности исполнения команды задающего органа.

Выше отмечалось, что современные электрогидравлические РМ укомплектовываются двумя типами насосов — переменной или постоянной подачи объемного принципа действия. В связи с применением ВВЭУ и прогнозированием их режимов работы возникает необходимость в сравнительной оценке технико-эксплуатационных характеристик указанных типов насосов. Так, анализ переходных процессов гидравлической следящей системы с различными типами насосов при перекладках руля показал следующее [5]:

1. Время отработки заданного малого угла для РМ с насосами регулируемой подачи в 2…2,6 раза больше, чем для машин с насосами постоянной подачи. Это объясняется тем, что задаваемая подача первых насосов может меняться в широких пределах: q_{max} — 0, поэтому, для них характерна растянутость процесса развития угла отклонения руля во времени. В связи с чем, при движении судов на заданном прямом курсе у РМ с насосами регулируемой (переменной) подачи возникает необходимость задания больших углов перекладки руля (большей продолжительности маневра) для достижения эффекта, равнозначного эффекту при РМ с насосами постоянной подачи.

2. Для насосов постоянной подачи характерно мгновенное подключение к полостям гидравлического рулевого привода максимальной подачи и ее мгновенное выключение, что позволяет РМ работать со значительно большим к.п.д., чем при постепенном увеличении (уменьшении) подачи. Следовательно, на прямых курсах судна к.п.д. РМ с насосами постоянной подачи будет выше, чем у машин с насосами переменной подачи.

Вместе с этим, сравнительный анализ вопросов ремонтопригодности насосов обоих типов позволил установить следующее: ремонт насосов регулируемой подачи и регулировка их характеристик в судовых условиях, практически, невозможны; для насосов постоянной подачи возможен агрегатный вид их ремонта, так как стоимость таких насосов на порядок ниже стоимости насосов регулируемой подачи.

Из приведенного выше следует, что от эффективности и надежности РМ зависят безопасность мореплавания и экономические показатели судна-ветрохода. Качественный характер протекания процессов в РМ, как источника энергии в РУ и объекта нагружения, а также изменение ее режимных показателей при нагружении должны оцениваться рядом специальных показателей. Эти показатели подбираются таким образом, чтобы оказывать существенное влияние на целевую функцию управления процессом нагружения. Из практики известны показатели переходных и установившихся процессов РМ, характеризующие ее тепловое состояние, механические напряжения, экономичность.

Так, расход топлива на работу РМ за ходовые сутки определится из следующего выражения:

$$B_{\text{рм}} = b_e \cdot Э_{\text{рм}}, \text{ кг/ход. сут.}, \qquad (1)$$

где b_e — удельный расход топлива вспомогательными дизель-генераторами, кг/(кВт·ч); $Э_{\text{рм}}$ — расход энергии на РМ, отнесенный к валу генератора, питающего электродвигатель насоса постоянной подачи, кВт·ч/ход. сут.

В соответствии с тактикой применения ВВЭУ можно сделать вывод, что при оптимизации процесса нагружения РМ формально необходимо решить вопрос совпадения цели управления, заключающейся в обеспечении оптимальной по стоимостным категориям скорости движения комплекса судно-ВВЭУ с оптимальным процессом нагружения. Тогда, если оптимальным считать такой режим, при котором расход энергии на работу РМ на заданных прямых курсах судна-ветрохода, являющихся характерными для тактики использования ВВЭУ, определяется минимальным расходом энергии на рулевой привод, то минимальной должна быть и целевая функция:

$$F(C) = Э_{\text{рм}} = 24 \cdot \frac{N_{\text{хх}} + N_{\text{н}} \cdot \bar{t}_{\text{н}}}{\eta_{\text{эп}}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/ход. сут.}, \qquad (2)$$

где C — цель; $N_{\text{хх}}$ — мощность холостого хода по паспорту РМ, составляющая 8…15 % мощности электродвигателя насоса, кВт; $N_{\text{н}}=Q_{\text{н}}.p_i/(\eta_{\text{н}}\cdot 10^3)$ — мощность насоса для принятого угла отклонения руля, кВт; здесь: $Q_{\text{н}}$ — подача насоса, м^3/с; pi — индикаторное давление в рулевом приводе для принятого угла отклонения, Па; $\bar{t}_{\text{н}} = V \cdot \delta_{\text{р}} \cdot z_{\text{п}} / 2 \cdot Q_{\text{н}} \cdot 60$ — время работы РМ под нагрузкой за ходовой час; здесь: V — объемная постоянная рулевого привода, м^3/град.; $\delta_{\text{р}}$ — значение принятого осредненного угла отклонения

руля от диаметральной плоскости (ДП) судна на прямых курсах, град.; $z_п$ — число пусков РМ в минуту; $\eta_{эп}$ — к.п.д. электропередачи.

Из выражения (2) следует, что минимальное значение расхода энергии на РМ может быть достигнуто при удержании судна-ветрохода на заданном курсе путем небольшого числа перекладок руля на малые углы от ДП судна, то есть при минимальном числе пусков РМ.

На основании вышеизложенного следует, что при обосновании типа РМ судна с ветродвижением предпочтение должно быть отдано механизму, обладающему не только надежностью, простотой, но и имеющему наименьшие массогабаритные характеристики, стоимость и более высокий к.п.д. на рабочих режимах. С практикой постройки судов с ВВЭУ (или дооборудованием традиционных) будет выработано оптимальное соотношение между водоизмещением судна, площадью пера руля и рабочей площадью ВД. Однако, во всех случаях, такая величина оптимального соотношения должна быть исследована на модели и в натурных условиях путем определения: маневренных качеств судна; технико-экономических характеристик элементов СЭУ и ВВЭУ; возможности удержания судна на заданном курсе в реальных условиях эксплуатации; экономической эффективности комплекса судно – ВВЭУ в зависимости от стратегии и тактики его использования. Указанные выводы должны учитываться при разработке программ испытаний судов нового класса, а также их систем управления рабочими процессами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Писклов В.Т. Вспомогательная ветроэнергетическая установка морского судна. – М.: Транспорт, 1993. – 144 с.
2. Писклов В. Т., Заичко С.И Оценка эффективности применения ветроэнергетической установки судна-ветрохода в условиях морского волнения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1999. – № 3. – Одесса: ОГМА. – С. 12-19.
3. Писклов В. Т., Заичко С.И. Оценка эффективности применения дополнительного ветродвижения на рудовозе «Илья Сельвинский» // Состояние и перспективы развития морского транспорта: Сб. докл. на межотр. науч.-практ. конф., посв. 55-летию Украинского Дунайского пароходства. – Измаил - Одесса: ОГМА, 1999. – С. 151-159.
4. Писклов В.Т. Исследование режимов работы судовых рулевых машин в условиях морского волнения: Автореф. … дис. канд. техн. наук. 05.08.05 – Одесса: ОВИМУ, 1980. – 24 с.
5. Судовые вспомогательные механизмы и системы: Учеб. для ВУЗов / В.М. Харин, Б.Г. Дёкин, О.Н. Занько, В.Т. Писклов / Под ред. В.М. Харина – М.: Транспорт, 1992. – 320 с.

УДК 621.577

Радченко Н.И.
УГМТУ им. адм. Макарова

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОПОТРЕБЛЕНИЯ НА РЫБОПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ СУДАХ

Более половины топлива, потребляемого на рыбоперерабатывающих судах, расходуется на производство пара. Благодаря усилиям разработчиков, КПД котлов (0,8 – 0,85 вспомогательных и 0,9 – 0,95 главных) приближается к своему предельному уровню. Борьба идет за доли процентов. Судовые котельные установки давно превратились в комплекс с максимально возможной регенерацией тепла, в котором посредством утилизационных котлов (УК), подогревателей питательной воды и воздуха задействован потенциал, недоиспользованный как в них самих, так и в главном двигателе. Исключение дисперсного режима течения — сухой стенки — благодаря неполному фазовому переходу при кратностях циркуляции больших единицы и разделению фаз в пароводяном коллекторе (ПВК) вспомогательных котлов (ВК) и выносном сепараторе пара (СП) утилизационных обеспечило интенсивную теплопередачу в трубных пучках. На фоне высокой эффективности производства пара ситуация в сфере его потребления выглядит критической.

Уже на этапе проектирования в тепловой нагрузке на холодильники системы сбора конденсата заложены потери тепла с забортной водой, эквивалентные 10 – 15 % затрат на производство пара. Но и эта величина далеко не соответствует действительным потерям. Проведенные на рыболовном консервном траулере типа «Антарктида» испытания показали, что в отводимом от варильника рыбы и сушилки рыбомучной установки (РМУ) пароконденсате содержится 40 – 50 % пара. Испытания подтвердили также предположение о невозможности применения конденсатоотводчиков (КО) после таких крупных потребителей пара, как РМУ, в принципе, поскольку при запирании ими отвода пароконденсата давление пара в ней подскакивало до аварийно опасной для уплотнений величины. Поэтому проектом не предусмотрена установка КО после РМУ. После более мелких и раздробленных на таковые крупных потребителей (теплообменники (ТО) станций подогрева морской воды варильников мяса криля, нагреватели воздуха систем кондиционирования) установлены КО. Применение КО предполагает переохлаждение конденсата. Из-за недостаточно эффективного его отвода от горизонтальных, сравнительно большой длины (1 – 1,5 м) ТО с конденсацией пара как внутри, так и снаружи тесно расположенных в пучке труб (нагреватели морской воды варильников мяса и т.п.) малоподвижный конденсат скапливается в их хвостовой части, занимая большую долю проходного сечения и ограничивая контакт пара с теплопередающей поверхностью на заключительной стадии фазового перехода. Вследствие крайне низких скоростей конденсата $w_{кт}$, в десятки раз меньших скорости воды $w_в$, коэффициент теплоотдачи на его стороне $\alpha_{кт}$ на порядок ниже соответствующей величины на стороне воды,

α_w. Поэтому приходящаяся на завершение фазового перехода (при паросодержаниях x равных 0 – 0,1) и переохлаждение конденсата доля поверхности ТО оказывается весьма существенной, приближаясь в некоторых случаях к 40 – 50 %, при незначительном (около 10 %) количестве передаваемого через нее тепла. Применение регенеративных теплообменников (РТО) типа «труба в трубе» за счет повышения $w_{кт}$ несколько улучшает ситуацию, не меняя ее радикально, поскольку интенсивность теплопередачи в них по-прежнему значительно уступает основному процессу фазового перехода (при x = 0,1 – 1,0) и на РТО приходятся все те же 5 – 10 % основного теплосъема. Но главное − даже использование РТО не исключает выбросы пара в процессе конденсации, подтверждением чего являются постоянные прерывания потока теплоносителя конденсатоотводчиком. Генерируемые КО низкочастотные пульсации опрокидывают фазовый переход из конвективной в низкоинтенсивную гравитационную конденсацию, когда малоподвижный конденсат занимает значительную долю поверхности. Чем ближе к ТО смонтирован КО, тем в большей степени спонтанные выбросы пара, обусловленные гидродинамикой собственно фазового перехода, воздействуют на КО, вызывая его ответную реакцию прерываниями потока. С другой стороны, удаление КО также невыгодно в тепловом отношении, поскольку тогда конденсация пара происходит в конденсатопроводе, т.е. теплота фазового перехода полезно не используется. К тому же на порядки менее интенсивный теплообмен с окружающим воздухом (по сравнению с нагреваемой в ТО средой) приводит к значительному запаздыванию открытия отводящей конденсат линии, что в свою очередь — к переохлаждению и скоплению большого количества конденсата в ТО. Таким образом, как при пульсационной работе, так и при значительном переохлаждении конденсата потребитель представляет собой гибрид собственно ТО, реализующего фазовый переход, и аккумулирующей конденсат хвостовой части трубного пучка. В обоих случаях ТО не выполняет эффективно свою целевую функцию интенсивного теплопереноса. Причиной появления в конденсатопроводе пара является также его проскок из наименее напряженных трубок при неравномерной тепловой нагрузке, например, нагревателей воздуха системы кондиционирования.

Посмотрим, как решается этот вопрос в практике проектирования теплообменников, к примеру, станции подогрева морской воды варильников мяса криля на РКТС «Антарктида». Тепловая нагрузка на РТО выбирается, исходя из подогрева в нем морской воды на 5° С. Соотношение же расходов воды и конденсата примерно 7:1, чему соответствует переохлаждение последнего на 35° С. РТО представляет собой трубу в трубе. При диаметрах наружной и внутренней труб 0,047 и 0,035 м скорость морской воды ($w_w \approx 3$ м/с) в 4 – 5 раз превосходит $w_{кт}$, т.е. последняя определяет теплопередачу в целом. Если чисто гипотетически допустить технологическую возможность выполнения РТО с зазором между трубами 3 мм, то хотя указанное выше соотношение скоростей $w_w/w_{кт}$ уменьшится в 1,5 раза, определяющая роль конденсата по-прежнему сохранится. В самом же ТО завершающая стадия фазового пе-

рехода происходит еще при менее благоприятных в тепловом отношении условиях, поскольку скорость конденсата (из-за больших проходных сечений) почти на порядок меньше, чем в РТО. Это приводит к тому, что проектанты вынуждены применять оребрение на стороне конденсирующегося пара, хотя расчетная интенсивность теплоотдачи при гравитационной конденсации по закону Нуссельта значительно превосходит ее значение на стороне воды. При таком сокрытом под оребрением (степень оребрения 1,5) превышении расчетной величины поверхности принятие еще и 15 %-го запаса свидетельствует о проблеме в проектировании, причем методологического характера. Понятно, что эти 30 – 40 % дополнительной по сравнению с расчетной поверхности как раз и компенсируют крайне низкую интенсивность теплообмена на завершающей стадии фазового перехода.

Таким образом, проблема низкой эффективности паропотребления проявляется в виде парадокса, состоящего в том, что устранение пролетного пара как использованием КО, так и дополнительным развитием поверхности теплообмена с целью его конденсации исключает эффективную работу ТО в принципе. Его разрешение, как и вообще любого парадокса, — в переходе на принципиально отличающийся способ циркуляции пара в потребителе, удовлетворяющий, на первый взгляд, взаимоисключающим требованиям: реализации неполного фазового перехода и отсутствия пролетного пара в отводящем конденсатопроводе. Это возможно путем рециркуляции в ТО пара, т.е. вторичного использования не сконденсировавшегося — пролетного пара.

Принцип интенсификации фазового перехода рециркуляцией не перешедшей в конечное состояние фазы широко используется в сфере производства пара: главные котлы (ГК) с насосной циркуляцией воды (кратность циркуляции n = 4 – 10), ВК и УК (n = 1,25 – 2,5). Пароводяной коллектор ГК и ВК, как и выносной сепаратор пара УК являются обязательными элементами парогенерирующей установки. Проведение аналогии с нею приводит к вполне логичному заключению о необходимости наличия сепаратора как столь же неотъемлемой периферии контура паропотребления.

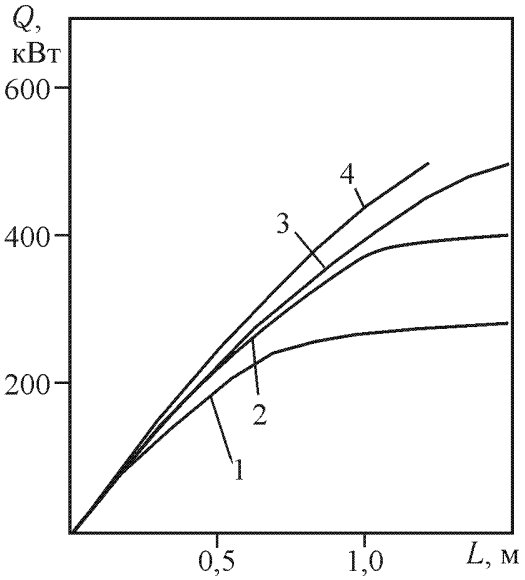


Рис. Зависимость количества отводимого тепла Q от длины L трубного пучка (число труб в пучке равно 30) парового нагревателя воды при скорости воды w_w=1,2 м/с и разных расходах пара $G_п$: 1 — 0,12 кг/с; 2 — 0,19 кг/с; 3 — 0,24 кг/с; 4 — 0,38 кг/с

Рециркуляция позволяет решить проблему не только пролетного пара (например, в случае РМУ с подачей пара в зарубашечное пространство и вращающийся ротор варильника рыбы и сушилки), но и эффективного теплопереноса, поскольку исключаются завершающая стадия фазового перехода (при x близких 0) и охлаждение конденсата, отличающиеся низ-

кой интенсивностью теплообмена (например, в ТО станции нагрева морской воды). В последнем случае обеспечивается беспульсационный режим эксплуатации ТО, поскольку отпадает потребность в КО. В качестве движущей силы для привода циркуляционного устройства может быть использована кинетическая энергия пара высокого давления, т.е. затрачена работа расширения пара от давления на выходе из парогенератора до его величины на входе в ТО, обычно теряемая в дроссельном клапане, а самого устройства — струйный аппарат (инжектор).

На рисунке представлены результаты расчета количества тепла Q, отводимого от конденсирующегося пара к морской воде в ТО варильника мяса криля на РКТС типа «Антарктида», при скорости воды w_w=1,2 м/с и разных расходах пара $G_п$. ТО представляет собой пучок труб длиной L = 1,5 м, продольно обтекаемых конденсирующимся паром. Количество ТО, обслуживающих варильник, равно 4. Крутые начальные участки кривых соответствуют фазовому переходу, когда коэффициент теплоотдачи на стороне двухфазного потока α_a значительно превосходит его величину на стороне морской воды α_w, т.е. теплопередача определяется последней, пологие (хвостовые) участки — охлаждению конденсата при коэффициенте теплоотдачи на его стороне $\alpha_{кт}$, намного меньшем α_w и поэтому определяющим процесс теплопередачи в целом.

Как видно из рисунка, при w_w=1,2 м/с и $G_п$ = 0,12 кг/с количество тепла Q, отводимого от конденсата, составляет примерно 10 % суммарного теплосъема, тогда как поверхность занимает около 50 % всего теплообменного пучка. Такой ТО нельзя отнести к эффективным. С увеличением $G_п$ крутой начальный участок кривых $Q = f(L)$ удлиняется, а пологий хвостовой, наоборот, сокращается. При этом суммарный теплосъем возрастает на 35 % при $G_п$ = 0,19 кг/с и 65 % при $G_п$=0,24 кг/с. Как видно, интенсивный теплоперенос на всей длине L трубного пучка (крутой монотонный характер зависимости $Q = f(L)$ на рисунке) возможен при конденсации без переохлаждения конденсата (пологий хвостовой участок на рисунке при $G_п$=0,24 кг/с отсутствует). Однако, как отмечалось выше, при отсутствии переохлаждения конденсата спонтанные, обусловленные собственно конденсацией выбросы пара вызывают прерывания потока конденсатоотводчиком. Пульсационному режиму работы ТО будет соответствовать характеристика $Q = f(L)$, лежащая значительно ниже: при $G_п$ меньших номинального значения $G_п$ = 0,24 кг/с. При одинаковой продолжительности пребывания КО в положениях «открыто» и «закрыто» осредненный расход составит половину номинального, т.е. 0,12 кг/с. Из сравнения графиков при $G_п$=0,24 кг/с и 0,12 кг/с видно, что применение КО превращает ТО в его гибрид с аккумулятором конденсата. Использование для аккумуляции конденсата трубного пучка из бронзы (после модернизации на РКТ типа «Антарктида» для нагрева морской воды смонтированы ТО из титановых труб) крайне нерационально.

При рециркуляции пара исключаются зоны переохлаждения конденсата (пологий хвостовой участок зависимости $Q = f(L)$ на рисунке) и так же низ-

коинтенсивной завершающей стадии фазового перехода, когда малоподвижный конденсат занимает значительную долю сечения. Характеристика $Q = f(L)$ представляет собой крутой наклонный участок: на рисунке график 4 соответствует кратности циркуляции $n = 1{,}7$ (n — отношение количества подаваемого в потребитель пара к расходу острого пара на инжектор).

Установка СП после потребителя пара (группы потребителей) несомненно приводит к возрастанию габаритов, но, во-первых, это не может служить основанием для передачи одной из функций СП — аккумуляции конденсата — дорогостоящему трубному пучку потребителя, причем отсутствие в последнем случае другой функции — сепарации пара — вызывает необходимость применения КО со всеми негативными последствиями, а во-вторых, уместно проведение аналогии с парогенерирующим комплексом. Вполне логичным было бы сравнить соотношение объемов СП (ПВК для ВК и СП для УК) и теплопередающих поверхностей в сферах производства и потребления пара (в последнем случае – согласно выдвинутой концепции при неполной конденсации). Однако при этом необходимо введение поправочных коэффициентов, так как прямое сопоставление не вполне корректно по следующим причинам:

1. Поскольку с уменьшением давления до соответствующего потребителям диапазона удельные объемы пара, а с ними и габариты СП значительно возрастают, то в качестве базового варианта при сравнении следовало бы брать ВК низкого давления (примерно 0,3 МПа). Следует отметить, что парогенераторная установка, как имеющая сравнительно большую агрегатную мощность, находится в выигрышной ситуации. Поэтому применение СП, использующих только гравитационный принцип сепарации, может быть оправдано для крупных потребителей пара, к примеру, РМУ или группы мелких. С другой стороны, для последних возможно использование более эффективных, чем гравитационный, способов сепарации, заимствованных у всевозможных малогабаритных ловушек и т.п. Поскольку с уменьшением давления отношение плотностей жидкой и паровой фаз и определяемая ним эффективность сепарации повышаются, то в сфере паропотребления имеются большие потенциальные возможности совершенствования сепараторов.

2. Минимальная кратность циркуляции n в котлах жестко связана с кризисом теплообмена второго рода, определяющим во многом безопасную их эксплуатацию, и должна быть достаточной, чтобы обеспечить значения паросодержания на выходе x_2 ниже граничных $x_{гр}$ перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному (сухой стенке) режиму, убывающих с увеличением давления. В случае же конденсации достаточно исключить завершающую стадию фазового перехода ($x_2 = 0 – 0{,}1$), т.е. требуются намного меньшие кратности: $n = 1/(1 – x_2) \approx 1{,}1$.

Пар давлением близким потребителям вырабатывают котлы КВА 0,25/3 (0,3 МПа) и КВА 0,63/5 (0,5 МПа), для которых отношение объема ПВК и парообразующей поверхности V/F (назовем его компактностью) равно соответственно 0,2 и 0,1 м. В случае эксплуатации станции подогрева морской воды со-

вместно с СП это отношение составляет примерно 0,05 м. Однако вывод о том, что потребители с сепаратором в 2 – 4 раза превосходят котлы по компактности, был бы неправомерным, поскольку производительность КВА 0,25/3 и 0,63/5 почти во столько же раз меньше потребляемого станцией количества пара. С увеличением же агрегатной мощности указанное соотношение будет снижаться, приближаясь к соответствующей потребителям величине. Но заключение о целесообразности комплектации потребителей пара сепараторами с учетом даже возрастания суммарных габаритов сделать можно. Сокращение же на 30 – 40 % трубного пучка либо такое же увеличение теплосъема с прежней поверхности является весомым аргументом в пользу предлагаемого решения проблемы низкой эффективности паропотребления.

Рециркуляция пара в потребителях равнозначна их переводу на комбинированную систему пароснабжения с использованием преимуществ открытого и закрытого ее типов. В частности, локализация циркуляции делает менее жесткой зависимость потребителей не только от парогенерирующего контура, но и друг от друга: при повышенной тепловой нагрузке на одни потребители дефицит пара сказывается на остальных в меньшей степени. Замыкание циркуляции на потребителя или их группу позволяет использовать теплоноситель со сторонними примесями, наличие которых возможно при неплотности теплообменного технологического оборудования, например, РМУ, т.е. сократить подпитку котлов. Такая децентрализация путем перераспределения нагрузки между сепараторами потребителей, с одной стороны, и теплым ящиком и холодильниками в системе сбора конденсата, с другой, обеспечивает сокращение тепловых выбросов, способствуя экологическому восстановлению водной среды.

Циркуляция инжектором приведена как наиболее простой способ, не требующий, помимо связанных с установкой СП, каких-либо заметных капитальных затрат. Благодаря малой трудоемкости, перевод на нее действующих систем возможен в весьма сжатые сроки межрейсовых текущих ремонтов. В перспективе же в качестве рециркулирующих пар устройств желательным было бы применение нагнетателей с автономным, например, электроприводом. Это значительно расширило бы возможности регенерации тепла, включая и случаи низкого давления острого пара.

Дополнительный импульс получат производства, задействованные в выпуске соответствующего оборудования. Потребители пара, как, например, РМУ, станции подогрева, должны поставляться в комплекте с СП, использующими эффективные принципы сепарации. Масштабы применения автономных нагнетателей пара должны быть доведены до уровня, к примеру, вытяжных вентиляторов, воздуходувок и т.п. В то же время некоторое техническое усложнение контуров потребления пара предъявит повышенные требования к квалификации обслуживающего персонала, а значит, будет задействован потенциал всей системы его подготовки, включая высшую школу.

УДК 534.013

Родин П.Т., Мельников Б.П., Харитонов А.В.
ОГМА, УДАСКО, Морской Регистр

РАСЧЕТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДОВ В МАТРИЧНОЙ ФОРМЕ

Применяемые в настоящее время методы расчетов крутильных колебаний валопроводов Хольцера-Толле [1], Баранова [2] и Терских [3] ограничены в своих возможностях и не в полной мере используют достижения научно-технического прогресса в области электронных вычислительных машин. Наличие машинных программ у современных ЭВМ для матричных методов расчета [4] и метода конечных элементов делают эти методы более перспективными для применения в расчетах судовых конструкций [5]. Для расчетов крутильных колебаний валопроводов судовых дизельных установок, состоящих из сосредоточенных масс, связь между которыми дискретна по своей физической сущности и с ограниченным числом степеней свободы, более предпочтительным является матричный метод расчета по сравнению с методом конечных элементов.

Для расчета крутильных колебаний валопроводов судовых дизельных установок в данной работе использованы матрицы в комплексно-безразмерной форме. Для составления матриц применены безразмерно-комплексные величины «Метода цепных дробей» В.П. Терских [6].

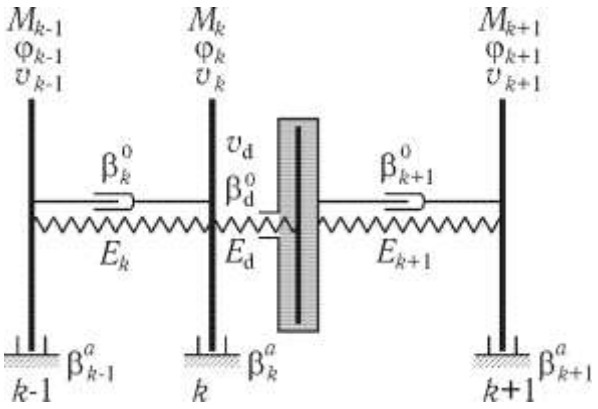


Рис. 1

На рис. 1 приведен участок дискретной колебательной системы валопровода, обладающий всеми видами сопротивлений (демпфирующими, упругими и инерционными), при этом демпфирующие моменты пропорциональные скорости колебаний имеются на всех дискретных массах (абсолютное демпфирование) и пропорциональные разности скоростей масс на всех участках между массами (относительное демпфирование). Возмущающие моменты приложены к каждой массе системы, и к k-й массе присоединен демпфер комбинированного типа.

Дифференциальные уравнения вынужденных крутильных колебаний для k-й массы системы и демпфера имеют вид:

$$v_k\ddot{\varphi}_k + \frac{\varphi_k - \varphi_d}{E_d} + \beta_d^0\left(\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_d\right) + \beta_k^a\dot{\varphi}_k - F_k + F_{k+1} = M_k; \qquad (1)$$

$$v_d\ddot{\varphi}_d - \frac{\varphi_k - \varphi_d}{E_d} - \beta_d^0\left(\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_d\right) = 0, \qquad (2)$$

где: v_k, E_k — момент инерции k-й массы и податливость k-го участка; v_d, E_d — момент инерции маховика демпфера и податливость его упругой связи с системой валопровода; β_k^a — коэффициент абсолютного демпфирования k-й массы; β_k^0, β_d^0 — коэффициенты относительного демпфирования k-го участка и демпфера; φ_k, φ_d — угловые перемещения k-й массы и маховика демпфера; F_k, F_{k+1} — крутящие моменты на k-м и k+1-м участках:

$$F_k = \frac{\varphi_{k-1} - \varphi_k}{E_k} + \beta_k^0 \left(\dot{\varphi}_{k-1} - \dot{\varphi}_k\right) = 0; \tag{3}$$

$$F_{k+1} = \frac{\varphi_k - \varphi_{k+1}}{E_{k+1}} + \beta_{k+1}^0 \left(\dot{\varphi}_k - \dot{\varphi}_{k+1}\right) = 0; \tag{4}$$

$M_k = \overline{M}_k e^{j\tau\sqrt{\Delta}}$ — комплексный возмущающий момент; e, i, τ, $\sqrt{\Delta}$ — основание натуральных логарифмов, мнимая единица, безразмерное время, безразмерная частота колебаний.

Решения уравнений (1) и (2) имеют вид

$$\begin{aligned} \varphi_k &= \overline{A}_k e^{j\tau\sqrt{\Delta}}; \\ \varphi_d &= \overline{A}_d e^{j\tau\sqrt{\Delta}}. \end{aligned} \tag{5}$$

Откуда угловые скорости и ускорения k-й массы и массы маховика демпфера будут равны:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_k &= i\sqrt{\Delta}\overline{A}_k e^{j\tau\sqrt{\Delta}}; \\ \dot{\varphi}_d &= i\sqrt{\Delta}\overline{A}_d e^{j\tau\sqrt{\Delta}}; \end{aligned} \tag{6}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_k &= -\Delta\overline{A}_k e^{j\tau\sqrt{\Delta}}; \\ \ddot{\varphi}_d &= -\Delta\overline{A}_d e^{j\tau\sqrt{\Delta}}. \end{aligned} \tag{7}$$

Из выражений (6) и (7) следует, что

$$\frac{\ddot{\varphi}_d}{\ddot{\varphi}_k} = \frac{\overline{A}_d}{\overline{A}_k}. \tag{8}$$

С учетом отношения (8) уравнение (1) после преобразований будет иметь вид

$$\left(v_k + v_d \frac{\overline{A}_d}{\overline{A}_k}\right) \cdot \ddot{\varphi}_k + \beta_k^a \dot{\varphi}_k - F_k + F_{k+1} = M_k. \tag{9}$$

Из выражений (5) - (7) из уравнения (2) найдем отношение амплитуд

$$\frac{\overline{A}_d}{\overline{A}_k} = \frac{\dfrac{1}{\overline{E}_d} + i\sqrt{\Delta}\beta_d^0}{\dfrac{1}{\overline{E}_d} + i\sqrt{\Delta}\beta_d^0 - \Delta\nu_d}. \tag{10}$$

Уравнение (9) с учетом отношения амплитуд (10) примет вид

$$\nu_k^э\ddot{\varphi}_k + \beta_k^э\dot{\varphi}_k - F_k + F_{k+1} = M_k. \tag{11}$$

где: $\nu_k^э$ — эквивалентный момент инерции k-й массы:

$$\nu_k^э = \nu_k + \nu_d \frac{\dfrac{1}{E_d}\left(\dfrac{1}{E_d} - \Delta\nu_d\right) + \left(\sqrt{\Delta}\beta_d^0\right)^2}{\left(\dfrac{1}{E_d} - \Delta\nu_d\right)^2 + \left(\sqrt{\Delta}\beta_d^0\right)^2}; \tag{12}$$

$\beta_k^э$ — эквивалентный коэффициент демпфирования k-й массы:

$$\beta_k^э = \beta_k^d + \beta_k^a; \tag{13}$$

β_k^d — коэффициент демпфирования k-й массы из-за демпфера:

$$\beta_k^d = \frac{\Delta^2\beta_d^0\nu_d^2}{\left(\dfrac{1}{E_d} - \Delta\nu_d\right)^2 + \left(\sqrt{\Delta}\beta_d^0\right)^2}. \tag{14}$$

При замене в выражении (3) и уравнении (11) значения величин их амплитудами найдем комплексные амплитуды крутящих моментов на k-м и k+1-м участках системы:

$$\overline{F}_k = \overline{A}_{k-1} - \overline{A}_k \frac{1}{\overline{E}_k}; \tag{15}$$

$$\overline{F}_{k+1} = \Delta\overline{\nu}_k\overline{A}_k + \overline{F}_k + \overline{M}_k, \tag{16}$$

где: $\dfrac{1}{\overline{E}_k}$ — комплексная жесткость k-го участка:

$$\frac{1}{\overline{E}_k} = \frac{1}{E_k} + i\sqrt{\Delta}\beta_k^0; \tag{17}$$

$\overline{\nu}_k$ — комплексный момент инерции k-й массы:

$$\overline{\nu}_k = \nu_k^э - i\frac{\beta_k^э}{\sqrt{\Delta}}. \tag{18}$$

Для дискретной колебательной системы амплитуды колебаний k-й массы непосредственно слева $\overline{A}_k^{\text{н}}$ и справа от нее $\overline{A}_k^{\text{к}}$ равны между собой, такими же свойствами обладают и амплитуды крутящих моментов непосредственно справа от k-й массы $\overline{F}_k^{\text{к}}$ и слева от k+1-й массы $\overline{F}_{k+1}^{\text{н}}$. Эти свойства граничных точек дискретной системы представим в следующем виде:

$$\begin{aligned} \overline{A}_k &= \overline{A}_k^{\text{н}} = \overline{A}_k^{\text{к}}; \\ \overline{F}_{k+1} &= \overline{F}_k^{\text{к}} = \overline{F}_{k+1}^{\text{н}}. \end{aligned} \tag{19}$$

При новых обозначениях величин (19) амплитуды колебаний массы и крутящего момента для k+1-го участка в соответствии с выражениями (15) и (16) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \overline{F}_k^{\text{к}} &= \Delta\overline{\nu}_k\overline{A}_k^{\text{н}} + \overline{F}_k^{\text{н}} + \overline{M}_k; \\ \overline{A}_{k+1}^{\text{н}} &= \overline{A}_k^{\text{к}} - \overline{E}_{k+1}\overline{F}_k^{\text{к}}. \end{aligned} \tag{20}$$

Объединяя выражения (19) и (20) для k+1-го участка в две пары уравнений

$$\begin{aligned} \overline{A}_k^{\text{к}} &= \overline{A}_k^{\text{н}}; \\ \overline{F}_k^{\text{к}} &= \Delta\overline{\nu}_k\overline{A}_k^{\text{н}} + \overline{F}_k^{\text{н}} + \overline{M}_k. \end{aligned} \tag{21}$$

$$\begin{aligned} \overline{A}_{k+1}^{\text{н}} &= \overline{A}_k^{\text{к}} - \overline{E}_{k+1}\overline{F}_k^{\text{к}}; \\ \overline{F}_{k+1}^{\text{н}} &= \overline{F}_k^{\text{к}}. \end{aligned} \tag{22}$$

и представим их в матричной форме:

$$\overline{\mathbf{X}}_k^{\text{к}} = \overline{\mathbf{m}}_k\,\overline{\mathbf{X}}_k^{\text{н}}; \tag{23}$$

$$\overline{\mathbf{X}}_{k+1}^{\text{н}} = \overline{\mathbf{w}}_{k+1}\,\overline{\mathbf{X}}_k^{\text{к}}, \tag{24}$$

где: $\overline{\mathbf{m}}_k$ и $\overline{\mathbf{w}}_{k+1}$ — комплексные безразмерные переходные матрицы k-й массы и k+1-го участка; $\overline{\mathbf{X}}_k^{\text{к}}$ — конечный комплексный безразмерный вектор-состояния k-й массы; $\overline{\mathbf{X}}_k^{\text{н}}$ и $\overline{\mathbf{X}}_{k+1}^{\text{н}}$ — начальные безразмерные комплексные векторы-состояния k-й и k+1-й масс.

В соответствии с принятыми обозначениями (19) и выражениями (23) и (24) на рис. 2 приведен участок дискретной системы при расчете колебаний с помощью переходных матриц и векторов-состояния. На основании полученных закономерностей в уравнениях (23) и (24) можно конечный вектор состояния k+1-й массы $\overline{\mathbf{X}}_{k+1}^{\text{к}}$ выразить через начальный вектор-состояния k-1-й массы $\overline{\mathbf{X}}_{k-1}^{\text{н}}$ с нахождением всех промежуточных векторов-состояния, необходимых при расчетах крутильных колебаний:

$$\overline{X}^{\text{к}}_{k+1} = \overline{m}_{k+1}\,\overline{w}_{k+1}\,\overline{m}_{k}\,\overline{w}_{k}\,\overline{m}_{k-1}\,\overline{X}^{\text{н}}_{k-1}. \qquad (25)$$

Для выполнения числовых расчетов необходимо комплексные величины переходных матриц и векторов-состояния разложить на вещественные и мнимые части:

$$\begin{aligned}
&\overline{A}_k = A_k + iA_k^*;\\
&\overline{F}_k = F_k + iF_k^*;\\
&\overline{M}_k = M_k + iM_k^*;\\
&\overline{v}_k = v_k^{\text{э}} + i\,\frac{\beta_k^{\text{э}}}{\sqrt{\Delta}};\\
&\overline{E}_{k+1} = E_{k+1}^d + iE_{k+1}^i,
\end{aligned} \qquad (26)$$

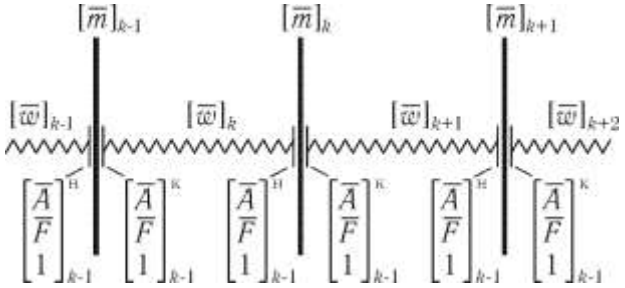


Рис. 2

где E_{k+1}^d и E_{k+1}^i равны:

$$E_{k+1}^d = \frac{E_{k+1}}{1 + \left(\sqrt{\Delta}\beta_{k+1}^0 E_{k+1}\right)^2}; \qquad (27)$$

$$E_{k+1}^i = \frac{\sqrt{\Delta}\beta_{k+1}^0 E_{k+1}^2}{1 + \left(\sqrt{\Delta}\beta_{k+1}^0 E_{k+1}\right)^2}. \qquad (28)$$

Тогда после промежуточных преобразований переходные матрицы масс, участков между массами и векторы-состояния в граничных сечениях вблизи дискретных масс будут иметь следующий вид:

$[m]_k$ — безразмерная переходная матрица k-й массы

$$\overline{m}_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0\\ \Delta v^{\text{э}} & \sqrt{\Delta}\beta^{\text{э}} & 1 & 0 & M\\ -\sqrt{\Delta}\beta^{\text{э}} & \Delta v^{\text{э}} & 0 & 1 & M^*\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_k; \qquad (29)$$

$[w]_{k+1}$ — безразмерная переходная матрица k+1-го участка

$$\overline{w}_{k=1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -E^d & -E^i & 0\\ 0 & 1 & E^i & -E^d & 0\\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_{k+1}; \qquad (30)$$

$\overline{X}^{\text{к}}_{k}$ и $\overline{X}^{\text{н}}_{k}$ — безразмерные конечный и начальный векторы-состояния k-й массы:

$$\vec{X}_{k}^{\,\text{к}} = \begin{bmatrix} A \\ A^{*} \\ F \\ F^{*} \\ 1 \end{bmatrix}_{k}^{\text{к}}; \qquad \vec{X}_{k}^{\,\text{н}} = \begin{bmatrix} A \\ A^{*} \\ F \\ F^{*} \\ 1 \end{bmatrix}_{k}^{\text{н}}; \tag{31}$$

$\vec{X}_{k+1}^{\,\text{к}}$ и $\vec{X}_{k+1}^{\,\text{н}}$ — безразмерные конечный и начальный векторы-состояния k+1-й массы:

$$\vec{X}_{k+1}^{\,\text{к}} = \begin{bmatrix} A \\ A^{*} \\ F \\ F^{*} \\ 1 \end{bmatrix}_{k+1}^{\text{к}}; \quad \vec{X}_{k+1}^{\,\text{н}} = \begin{bmatrix} A \\ A^{*} \\ F \\ F^{*} \\ 1 \end{bmatrix}_{k+1}^{\text{н}}; \tag{32}$$

При расчетах крутильных колебаний судовых валопроводов известно, что крутящие моменты на участках до первой массы и за последней массой равны нулю. Поэтому при расчетах вынужденных крутильных колебаний при известных элементах переходных матриц и частоте возмущающего момента задаются пробными значениями амплитуд колебаний первой массы в начальном векторе-состояния и добиваются того, чтобы амплитуды крутящего момента за последней массой в конечном векторе-состояния были равны нулю.

Абсолютные значения амплитуд колебаний масс и крутящих моментов между массами определяются модулями этих величин из векторов-состояния:

$$|A|_{k} = \sqrt{A_{k}^{2} + A_{k}^{*2}}; \quad |F|_{k} = \sqrt{F_{k}^{2} + F_{k}^{*2}}. \tag{33}$$

Все частные случаи расчетов крутильных колебаний (демпфированных, недемпфированных и свободных колебаний) линейных и разветвленных схем валопроводов охватываются уравнением (25) при их линейной трактовке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лурье И.А. Крутильные колебания в дизельных установках. – М.-Л.: Военмориздат, 1940. – 220 с.
2. Кожешник Я. Динамика машин: Избранные статьи / Пер. с чеш. – М.: Машгиз, 1961. – 424 с.
3. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. – Л.: Судостроение, 1969-1970. – Т. 1-4.
4. Бурман З.И., Артюхин Г.А., Зархин Б.Я. Программное обеспечение матричных алгоритмов и метода конечных элементов в инженерных расчетах. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
5. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. – М.: Машиностроение, 1978-1981.
6. Терских В.П. Метод цепных дробей. – Л.: Судпромгиз, 1955. – Т. 1-2.

УДК 621.896:621.829

Сагин С.В., Поповский Ю.М., Бордан Д.Ф.
ОГМА

СВЯЗЬ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ И ОПТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ПРОТИВОИЗНОСНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГРАНИЧНЫХ СМАЗОЧНЫХ СЛОЁВ

Износостойкость узлов трения зависит, в основном, от способности смазок формировать устойчивый граничный слой — свойство смазки, называемое в некоторых случаях «маслянистостью». Это свойство зависит не только от характеристик самого смазочного материала, но и в значительной мере от поверхности, на которой формируется граничный смазочный слой. Так, в зависимости от типа смазки и подложки его толщина может колебаться в пределах 1 – 20 мкм. Наибольшие значение при этом относятся к специальным смазочным материалам, включающим в свой состав разного рода полярные органические или неорганические соединения.

Определение толщины граничного слоя, которая является одной из основных характеристик, определяющей его прочность и способность оказывать сопротивление нормальным нагрузкам, можно производить рядом способов. Первоначально о толщине слоя судили по граничной вязкости, которую в свою очередь определяли методом сдувания [1], однако эта методика сложна и в большинстве случаев не применима.

Наибольшее распространение получили оптические и электрические методы определения характеристик граничного смазочного слоя, отличающиеся относительной простотой эксперимента и быстротой получения результатов.

Ряд авторов [2] проводил исследования граничных слоёв путем снятия статических вольтамперных характеристик. Конечной целью такого эксперимента являлось измерение толщины граничных слоёв в узлах, заведомо работающих в режиме граничной смазки. При этом сопоставление толщины слоя с величиной шероховатости производилось с целью получения критериев разрушения граничного слоя.

Установленные полупроводниковые свойства граничных слоёв смазки навели на мысль о целесообразности использования методов, применяемых при исследовании проводников. Одним из таких методов был метод снятия динамических вольтамперных характеристик в переменном электрическом поле [3]. Преимущество переменного поля перед постоянным заключается в том, что первое не оказывает на граничный слой ориентирующее влияние, которое к тому же существенно затрудняет проведение эксперимента.

Особое состояние жидкой фазы граничного смазочного слоя, близкое к жидкокристаллическому, позволило для исследования характеристик смазочного материала применять и другие методы (определение оптической анизотропии граничного смазочного слоя, определение его диэлектрической проницаемости и др. [4, 5]).

Так при исследовании электрических свойств граничных смазочных слоёв было установлено, что электросопротивление граничных слоев уменьшается во времени, что является следствием насыщения слоя ионами.

Оптические методы изучения характеристик граничных слоев основаны на возникновении в них ориентационной упорядоченности молекул, приводящей к появлению оптической анизотропии.

Однако все разработанные методики могут применяться только при лабораторных испытаниях, поэтому в задачу работы входило обосновать более простую методику экспрессного определения износостойкости граничных смазочных слоёв и связать полученные при этом результаты с аналогичными, полученными по иным известным методикам.

Определение корреляционной взаимосвязи между электрической прочностью граничного смазочного слоя (значением пробивного напряжения) и его механической прочностью производилось следующим образом. К граничному смазочному слою фиксированной толщины (d_s = 2 мкм) прикладывалось постоянное напряжение, возраставшее со скоростью 2 В/с, а момент электрического пробоя слоя фиксировался по резкому возрастанию силы тока. Разрядный промежуток был ограничен балластным сопротивлением, препятствовавшим возникновению лавинного разряда, который приводил к разогреванию слоя, деструкции молекул смазки и возникновению в нём проводящих каналов.

Электроды — сфера (∅ 3 мм) и плоскость — были выполнены из стали, а величина разрядного промежутка устанавливалась и контролировалась микроскопическим устройством с точностью ±0,1 мкм.

Между отдельными измерениями электроды тщательно очищались от проводящих загрязнений промывкой растворителями и полировались. Разброс значений пробивного напряжения в последовательных опытах не превышал 7 В.

Измерения износа проводились склерометрическим методом. На стальную пластину резцом (твёрдосплавным или алмазным) при фиксированном значении прижимающей силы (давление ~10^6 МПа) наносились царапины, геометрические параметры которых далее определялись оптическим методом на микроинтерферометре МИИ-4. Мерой износа была принята площадь поперечного сечения царапины износа, которая измерялась с точностью 0,08 мкм^2. В табл. 1 приведены результаты измерений электрической прочности и износа для различных смазочных материалов.

Как видно из табл. 1, существует корреляционная взаимосвязь между пробивным напряжением и износостойкостью граничных смазочных слоёв для различных смазочных материалов.

Далее этим методом было проверено существование такой взаимосвязи для серии смазочных материалов, выполненных на основе базового масла (вазелинового) с различной концентрацией поверхностно-активной присадки «Гретерин» (0,1 ÷ 1%).

Таблица 1 — Корреляционная взаимосвязь между износом, пробивным напряжением и толщиной граничного смазочного слоя

Тип смазочного материала	Электрическая прочность, В	Величина износа, мкм^2	Толщина граничного слоя, мкм
Масло МГ8Г	100 ± 3,2	0,64 ± 0,017	14,4 ± 0,2
Вазелиновое масло (чистое)	116 ± 9,0	1,19 ± 0,024	9,8 ± 0,2
Вазелиновое масло с органической присадкой «Гретерин»	118 ± 7,4	1,32 ± 0,194	10,2 ± 0,1
Вазелиновое масло с присадкой олеиновой кислоты	122 ± 8,0	1,6 ± 0,077	10,6 ± 0,177

Ранее [4] было показано, что для этих смазочных материалов концентрационная зависимость износа и степени ориентационной упорядоченности не является монотонной, а имеет ряд экстремумов, соответствующих повышенной (или пониженной) износостойкости при определённых концентрациях присадки. Такая зависимость может быть предположительно пояснена перестройкой мицеллярной структуры присадок, концентрационным переходом от сферических мицелл к цилиндрическим и далее к ламеллярным.

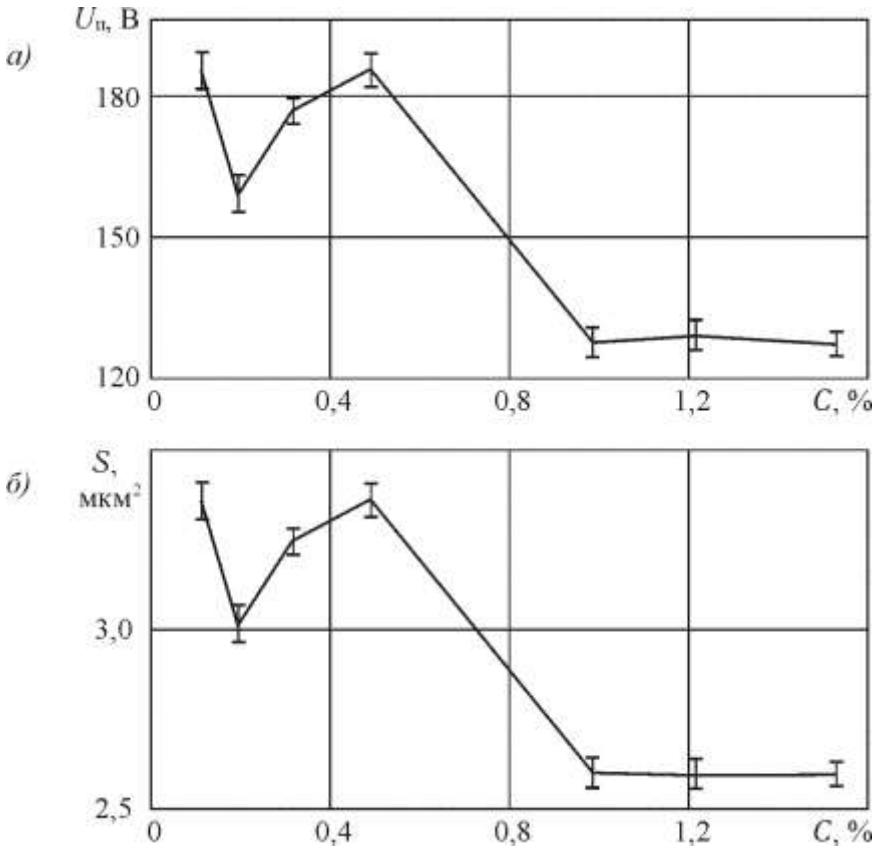


Рис. 1. Зависимость пробивного напряжения $U_п$ (*а*), и износа S (*б*) от концентрации присадки C

На рис. 1 показаны концентрационные зависимости пробивного напряжения (*а*) и износа (*б*) для этих смазочных материалов, которые также являлись немонотонными, а положения экстремумов совпадали с полученными ранее в [4]. Результаты указанной и настоящей работ также приведены в табл. 1.

Для выяснения физической природы установленной в работе корреляционной взаимосвязи между износом и пробивным напряжением были проведены предварительные измерения зависимости значения напряжённости пробивного электрического поля $E_{пр}$ от толщины граничного слоя d. На рис. 2 показана зависимость $E_{пр} = f(d)$ для вазелинового масла с 1 % присадки «Гретерин». Как видно из рис. 2, пробивная напряженность возрастает при утоньшении смазочного слоя, а затем резко падает при малых его толщинах. Возрастание $E_{пр}$ связано с наличием объёмного (ионного) заряда у электродов, а понижение $E_{пр}$ в области малых толщин, по-видимому, может быть объяснено повышенной проводимостью ориентационно упорядоченной части граничного смазочного слоя, что облегчает развитие начальных стадий лавинной ионизации разрядного промежутка.

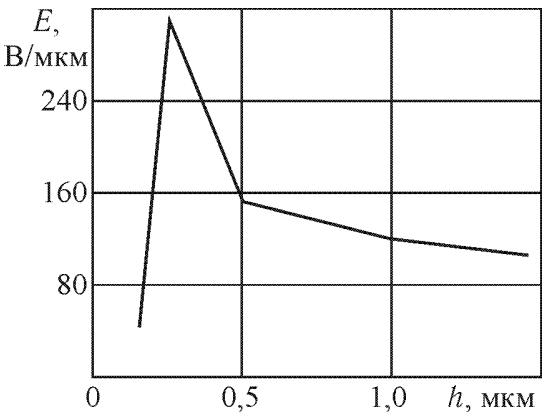


Рис. 2. Зависимость пробивной напряженности электрического поля E от толщины граничного смазочного слоя h (вазелиновое масло + 1 % «Гретерина»)

По нашему мнению, метод оценки смазочных материалов по значению пробивного напряжения (при фиксированном разрядном промежутке) может быть рекомендован для оценки противоизносных характеристик смазочных материалов в производственных и лабораторных испытаниях, а его результаты достаточно хорошо коррелируют с результатами, полученными с использованием ранее разработанных методов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Изд. АН СССР, 1963. – 472 с.
2. Снитковский М.М., Силаев И.И. Мезоморфность граничных слоёв некоторых углеводородов. // Судовые машины и механизмы. – Вып. 2. – Одесса: ОИИМФ, 1968. – С. 159-164.
3. Дерягин Б.В., Снитковский М.М. Юрьев В.Н. Копельман В.А. Вольтамперная характеристика тонких слоёв и её применение к оценке смазочной способности. // Поверхностные силы в тонких плёнках и устойчивость коллоидов. – М.: Наука, 1974. – С. 35-38.
4. Поповский Ю.М., Сагин С.В., Гребенюк М.Н., Терегеря В.В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения // Вестник машиностроения, 1996. – № 9. – С. 7-11.
5. Хоменко В.А., Ганцевич И.Б., Хандельсман Ю.М. О влиянии модифицирования поверхности металла и керамики на структуру граничного слоя слабополярной жидкости // Тез. докл. VIII Всесоюз. конф. по коллоидной химии. – Ташкент, 1983. – С. 47.

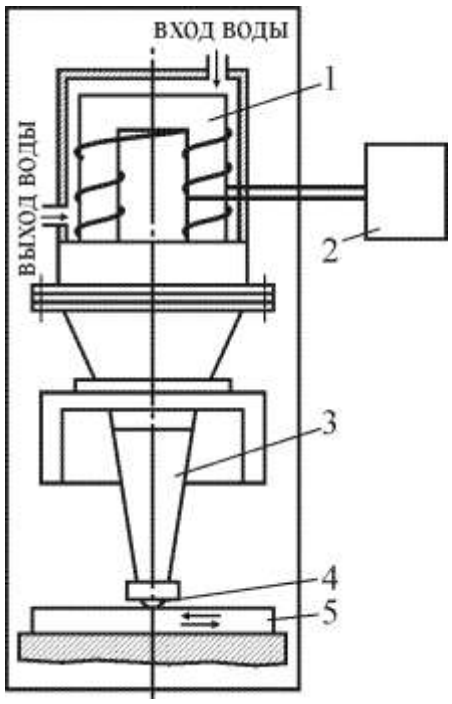
УДК 629.12

Севрюков В.В.
Министерство транспорта Украины

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ДЛЯ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ УДАРНОЙ ОБРАБОТКИ СУДОВЫХ ДЕТАЛЕЙ И СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Магнитострикционные преобразователи предназначены для преобразования энергии электромагнитных волн в механические колебания ударных элементов, с помощью которых производится деформационная обработка деталей и сварных конструкций. Преобразование электрической энергии в энергию механических колебаний высокой частоты основано на использовании магнитострикционного эффекта. Эффективность деформационного упрочнения зависит от совершенства колебательной системы магнитостриктора.

В настоящее время отсутствуют инженерные методы расчета магнитострикционных преобразователей. Это объясняется тем, что метод ультразвуковой ударной обработки сравнительно новый, и до сих пор нет надежных методов расчета требуемых параметров излучателей, а также их потерь при обработке деталей. Потери в излучателе обычно выявляются только в процессе такой обработки.



1 — магнитострикционный преобразователь; 2 — ультразвуковой генератор; 3 — волновод (трансформатор амплитуды); 4 — ударный элемент (шарик); 5 — обрабатываемая деталь

Рис. 1. Колебательная система, применяемая для ультразвуковой обработки

Опыт изготовления колебательных систем (рис. 1) для технологического оборудования показывает, что производительность ультразвуковой ударной обработки существенно зависит от технологии изготовления колебательной системы. Как показала практика, колебательные системы одной и той же

конструкции, изготовленные с незначительными отклонениями от нормального технологического процесса, могут значительно отличаться по техническим показателям, в частности, по амплитуде колебаний, которая оказывает наиболее существенное влияние на процесс упрочнения.

Среди многочисленных факторов, влияющих на характеристики колебательных систем, являются:

- термообработка, осуществляемая с целью создания определенной текстуры пермендюра;
- изоляция пластин в пакете;
- пайка, осуществляемая с целью надежного соединения магнитострикционного пакета (активного элемента) с акустическим трансформатором (волноводом).

При нарушении технологии термообработки структура пермендюра становится крупнозернистой [1]. Пластины активного элемента после изгиба на угол более 15° ломаются [2].

Отжиг пермендюра в вакууме способствует образованию равновесной мелкозернистой структуры, представляющий однофазный равновесный твердый раствор.

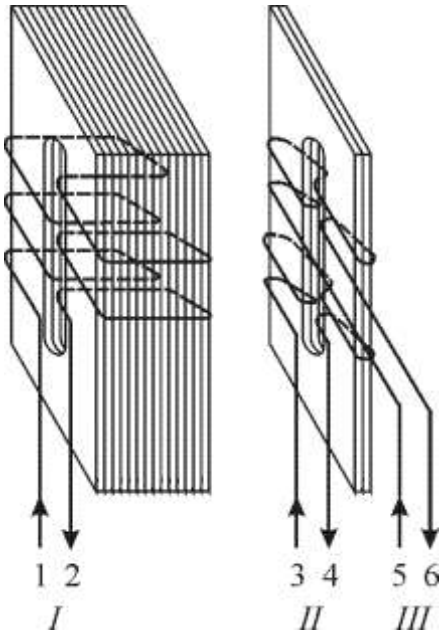


Рис. 2. Пакеты с набором пластин пермендюра, обмотками активного элемента (*I*), обмотками подмагничивания (*II*) и обмотками акустической обратной связи (*III*)

Для уменьшения потерь потребляемой мощности, пластины пермендюра в пакете (рис. 2) надежно изолируются друг от друга. Поскольку в обычных условиях при термическом оксидировании оксидная пленка у пермендюра не образуется, изоляция между пластинами создается за счет покрытия пластин в пакете эпоксидной смолой или клеем БФ-2 с последующей полимеризацией. Наличие клея между пластинами пермендюра способствуют некоторому снижению активности массы пакета за счет инертной массы эпоксидного клея. Кроме того, вследствие динамического характера работы колебательной системы, хрупкий закристаллизованный клей разрушается и вымывается проточной водой, которая используется для охлаждения магнитопровода.

Очень часто при длительной работе магнитострикционного преобразователя, в зависимости от интенсивности эксплуатации, пластины пермендюра оказываются без изоляции. В этом случае технические возможности колебательной системы резко снижаются за счет потерь на вихревые токи. Для улучшения работоспособности пластин и исключения вышеуказанных недостатков разработан технологический процесс оксидирования пластин пермендюра.

Для получения оксидной изоляционной пленки на пермендюровых пластинах производится их термическое оксидирование в среде кислородосодержащей соли. Экспериментально установлено, что оксидная пленка с величиной сопротивления свыше 10 кОм. является достаточной защитой для обеспечения надежной работы магнитострикторa.

Большое влияние на работоспособность колебательной системы оказывает надежность соединения пакета-преобразователя с акустическим трансформатором, что обеспечивается пайкой (рис. 3) припоем ПСр-40.

Обычно пайка осуществляется в электропечах. В печи осуществляется объемный прогрев колебательной системы до полного расплавления припоя. По истечении 40-45 мин прогретая колебательная система извлекается из печи и остывает на воздухе.

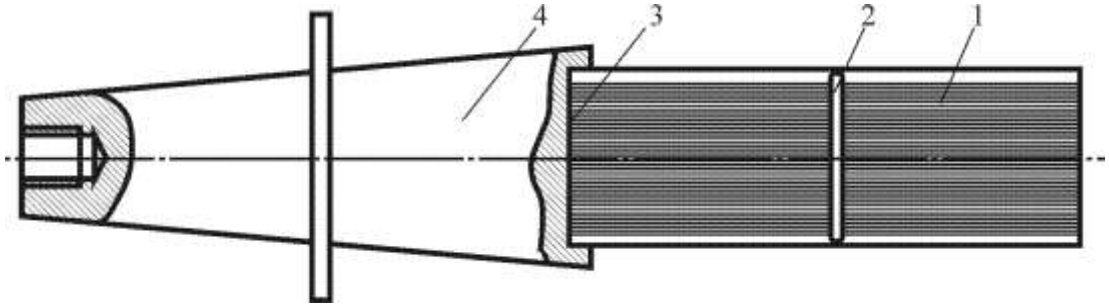


Рис. 3. Пакет преобразователя (активный элемент) с акустическим трансформатором: 1 — преобразователь (пакет пластин пермендюра); 2 — крепежная перемычка; 3 — место пайки; 4 — трансформатор упругих колебаний

При таком способе пайки практически невозможно получить качественное соединение из-за неравномерного расплавления припоя: по периферийной части припой уже расплавился и вытекает, а в центре температура значительно ниже и не достигла температуры плавления припоя. В паяном соединении образуются газовые пузырьки, пустоты и неприпаи.

Кроме того, до пайки пермендюровые пластины проходят отжиг для получения равновесной мелкозернистой структуры, обеспечивая необходимую амплитуду колебаний. Одним из условий получения специальной мелкозернистой структуры является ступенчатое снижение температуры от 50° до 100° С в час.

В процессе пайки в шахтной печи колебательная система прогревается до температуры плавления припоя ПСр-40, т.е. до 700° С, а затем охлаждается на воздухе. Такой режим повторного нагрева и охлаждения изменяет структуру пермендюра, что в свою очередь снижает технические показатели колебательной системы.Для устранения указанных недостатков в работе [3] приводятся данные о разработке специального стенда для пайки колебательных систем преобразователей.

Особенностью технологического процесса пайки является обеспечение строгого контроля температуры прогрева зоны пайки и озвучивание зоны пайки от ультразвукового генератора.

Для контроля температуры используется термопара, которая через автоматическое устройство связана с источником питания установки ТВЧ таким образом, что при повышении температуры выше температуры плавления припоя, питание установки отключается. При снижении температуры автоматически происходит включение и выключение питания индуктора. К моменту расплавления припоя включаются на 40-60 с ультразвуковые колебания от ультразвукового генератора УЗГ 5-1,6 для ультразвукового воздействия зоны пайки.

Процесс пайки считается законченным, когда пакет пермендюра пайки начинает вращаться на штифте за счет механического сопротивления от трения в зоне пайки, т.е. когда припой полностью расплавился. Наложение ультразвуковых колебаний в момент плавления припоя обеспечивает равномерное расплавление припоя и исключает возможность образования газовых пор, пустот и непропаев.

Использование систем на ТВЧ обеспечивает ограничение температуры пакета в месте пайки, исключает перегрев, что сохраняет оптимальную структуру пермендюра, полученную при первичном обжиге.

Использование приведенной выше технологии пайки активного элемента с волноводом повышает качество соединения, а также способствует увеличению амплитуды колебаний, а следовательно, и производительности ультразвуковой ударной обработки, срока службы узла «активный элемент-волновод».

Для широкого применения ультразвуковых технологий в судостроительной и судоремонтной промышленности требуются мощные ультразвуковые магнитострикционные преобразователи, создание которых возможно при применении достаточно работоспособных магнитострикционных материалов (никеля и сплавов типа 49К2Ф на основе кобальта и железа).

Из-за дефицита вышеуказанных материалов в настоящее время ведется поиск новых магнитострикционных материалов, обладающих повышенными магнитострикционными свойствами и дешевизной.

Как известно, сплавы системы Fe-Al, содержащие 8 % железа и 14 % алюминия, обладают исключительно удачным сочетанием электромагнитных и магнитострикционных свойств. Однако применение этих сплавов ограничено из-за низкой технологической пластичности при холодном деформировании. Это препятствует изготовлению холоднокатаных лент из катаных сплавов, которые имеют также невысокие значения магнитострикции насыщения (до $35 \cdot 10^{-6}$) [4].

Повышение магнитострикции в железоалюминиевых сплавах оказалось возможным за счет создания текстуры типа $\{\mathrm{IID}\}\langle 001\rangle$, при которой текстурованный металл в направлении прокатки будет иметь наивысшее значение константы магнитострикции. Эта возможность была реализована авторами работы [5]. Изготовлена в промышленных условиях холоднокатаная

лента из железоалюминиевого сплава с высокой магнитострикцией. При этом значение модуля упругости материала достигло $1{,}8 \cdot 10^5$ МПа.

Наилучшими свойствами магнитострикции обладают пластины толщиной 0,2 мм. При уменьшении толщины до 0,1 мм увеличиваются потери в клеевом соединении, а при толщине 0,4 мм увеличиваются потери на токи Фуко.

Наивысшее значение амплитуды (30-40 мкм) достигнуто при испытании опытного образца на частоте 20 кГц. Преобразователь имеет малый уровень механических и электрических потерь, которые не превышают потери на аналогичных преобразователях из железокобальтового сплава 49К2Ф, позволяет получить большую амплитуду механических колебаний, с широкими энергетическими показателями. Все это свидетельствует о больших возможностях применения холоднокатаной ленты из железоалюминиевых магнитострикционных преобразователей.

Что касается габаритов колебательных систем, то они выполняются, как правило, двухполуволновыми, что диктуется необходимостью сохранения малых габаритов преобразователей для ручной и механической деформационной обработки деталей.

Первая полуволна представляет собой активный элемент (магнитопровод), вторая — концентратор колебательной скорости с присоединенным к нему ударным элементом (инструментом).

В универсальном оборудовании крепление колебательной системы ориентируется в корпусе преобразователя по посадочному пояску. Такое крепление не обеспечивает достаточной жесткости и соосности ее креплений в корпусе преобразователя, что в свою очередь сказывается на точности обработки.

Эти недостатки легко устраняются креплением колебательной системы в пределах второй полуволны, в узловой плоскости, но в данном случае и теряется возможность смены концентратора. Поэтому метод крепления в узловой плоскости концентратора может использоваться только в специальных ультразвуковых преобразователях малой мощности, рассчитанных на работу одним инструментом.

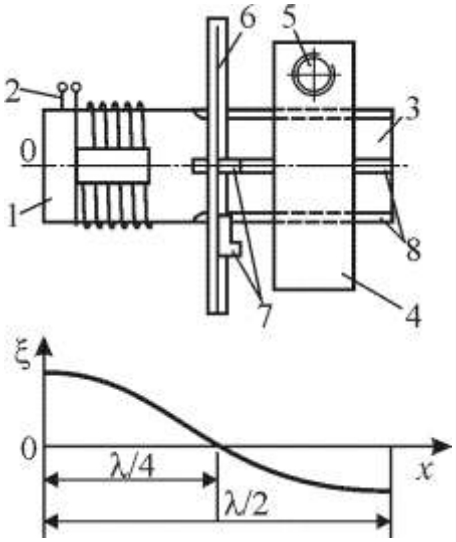
В преобразователях большой мощности в колебательную систему вводится третий полуволновой элемент (сменный концентратор), согласуемый с присоединенным инструментом.

Как известно, существующие типы магнитострикционных преобразователей имеют один общий недостаток — наличие фиксированной частоты собственных механических колебаний и не поддаются регулировке. Поэтому, для обеспечения эффективной работы преобразователя частота электрических колебаний, полученная в звуковом генераторе, должна быть подстроена под фиксированную частоту колебаний преобразователя. В этом случае обеспечивается резонансный режим возбуждение магнитострикционного преобразователя.

Исследование работоспособности активного элемента показало, что в первоначальный момент работы преобразователя (системы «активный элемент-волновод») легко устанавливается резонансный режим. Однако при длительной работе преобразователя система выходит из резонанса по причине снижения частоты собственных колебаний активного элемента. Причиной этого является снижение жесткости, из-за образования трещин в пластинах пермендюра [6]. Для эффективности возбуждения системы «активный элемент-волновод» необходима плавная регулировка резонансной частоты преобразователя.

Авторами работы [7] разработана новая конструкция магнитострикционного преобразователя с плавно перестраиваемой резонансной частотой.

На рис. 4 приведена схема магнитострикционного преобразователя плавно перестраиваемой частотой эпюра смещения система в направлении продольной оси преобразователя.



1 — магнитопровод; 2 — обмотка возбуждения; 3 — волновод; 4 — клемма; 5 — клеммный болт; 6 — фланцевая опора; 7 — фиксаторы; 8 — пазы

Рис. 4. Схема колебательной системы и эпюра смещения системы вдоль оси [6]

Система «активный элемент – волновод» состоит из магнитопровода 1, изготовленного из магнитострикционного материала, обмотки возбуждения 2, волновода 3 жестко припаянного к активному элементу (магнитопровода), клеммы 4 с болтом 5 фланцевой опоры 6, соединенной с волноводом резьбой, фиксатора 7, входящего в пазы 8 волновода.

Магнитопровод (активный элемент) и волновод вследствие их жесткого паянного серебреным припоем ПСр-40 соединения образуют единую систему, работающую в режиме полуволнового стержня и имеющую одну узловую плоскость, фиксируемую фланцевой опорой 6.

Магнитострикционный преобразователь [6] работает по следующей схеме. Электрические колебания от ультразвукового генератора поступают в обмотку возбуждения 2 (см. рис. 4) и вызывают механические колебания в оси системы преобразователя с той же частотой. Частота электрических колебаний ультразвукового генератора легко регулируется. При ее совпадении

с частотой продольный колебаний системы «активный элемент-волновод» наступает резонансный режим колебаний, при котором работа магнитострикционного преобразователя обеспечивает максимальную амплитуду колебаний.

По мере рассогласования резонансных частот преобразователя и присоединенной к нему резонансной системы ослабевают затяжку клеммного болта с мелкой резьбой 5, перемещают вдоль волновода 3 клемму 4 и вновь фиксируют клеммным болтом 5. После того, фланцевую опору 6 освобождают фиксатором 7, выводят из пазов 8 и устанавливают ее в новое положение узла смещений.

Величину такого перемещения определяют расчетным путем [7], либо экспериментально-расчетным путем определяют новую резонансную частоту и координату узлового сечения.

В новом положении фланцевой опоры 6 фиксаторы 7 опять вводят в продольные пазы 8 на волноводе 3.

Проверяют согласование частот преобразователя и присоединенной к нему специальной системы при новом положении клеммы 4, а также величины амплитуды колебаний торца волновода в месте присоединенной к нему специальной системы. Изменяют также частоту электрических колебаний ультразвукового генератора, согласуя ее с частотой колебаний системы «активный элемент-волновод» при новом расположении клеммы 4 и фланцевой опоры 6.

При поверхностном деформационном упрочнении применяются два способа передачи ультразвуковых колебаний в изделие. При первом способе деформационный элемент жестко связан с волноводом (припаян к волноводам), и он применяется в основном для упрочнения поверхностного слоя и обеспечения высокого класса частоты поверхности. В качестве ударного элемента используются шарики диаметром 3-4 мм (см. рис. 1).

При втором способе деформирующий элемент не присоединяется к торцу волновода и не имеет с ним жесткой связи. Упрочняющий шарик, изготовленный из стали ШХ 15, прижимается к торцу волновода, с помощью плоской пружины с определенным усилием.

Отличительной способностью данного способа является то, что относительно малая масса деформирующего элемента не оказывает существенного влияния на резонансную частоту излучателя, и процесс обработки происходит без выхода системы из резонанса. Это преимущество и позволяет отдать предпочтение второму способу.

Учитывая указанное преимущество второго способа, авторами работы [8] разработан многобойковый метод упрочнения с помощью игольчатых ударников. Рабочий инструмент состоит из преобразователя с концентратором колебательной скорости, рабочего органа в виде обоймы, в которую вставлены деформирующие элементы (рис. 5), выполненные в виде коротких (18-22 мм) стержней диаметром 3-4 мм. В обойме, выполненной в форме П-образного стакана, в его торце, расположены цилиндрические отверстия, в

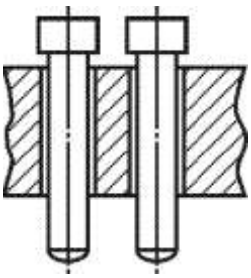


Рис. 5. Деформирующие элементы в пазах обоймы

которые устанавливаются деформирующие элементы. Игольчатые ударники совершают высокочастотные (18-27 кГц) колебания между торцом волновода и обрабатываемой поверхностью, позволяет увеличить силу удара за счет кинетической энергии массы иглы, концентрировать энергию удара на меньшей площади и более глубоко деформировать обрабатываемое изделие, по сравнению с обкаткой роликами либо другими методами силового воздействия.

Способ обладает высокой эффективностью и позволяет упрочнять крупногабаритные гребные валы после восстановления их наплавкой [9, 10] и сварные конструкции [11].

Учитывая описанные выше возможные варианты повреждения пластин пермендюра, возникает необходимость в постоянном контроле амплитуды колебаний, которая уменьшается по мере повреждений активного элемента (магнитопровода) колебательной системы.

Для контроля амплитуды колебаний торца волновода может использоваться устройство, представленное на рис. 6.

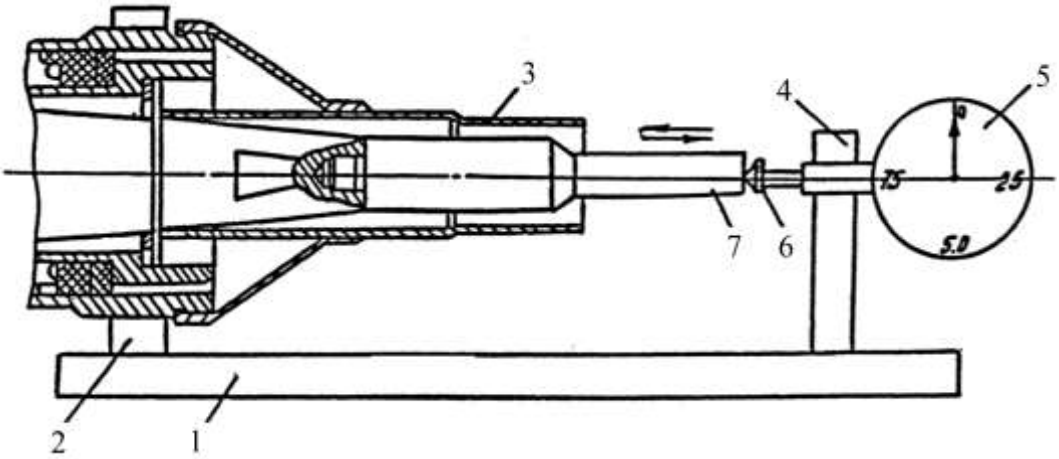


Рис. 6. Устройство для контроля амплитуды колебаний торца волновода: 1 — опорная плита; 2 — кронштейн; 3 — корпус преобразователя; 4 — кронштейн для крепления индикатора; 5 — индикатор часового типа; 6 — ножка индикатора; 7 — волновод

Для замера амплитуды используется индикатор часового типа, который подводится к торцу волновода и устанавливается так, чтобы при касании ножки индикатора стрелка на шкале отсчитывала нулевое показание.

После установки индикатора включается ультразвуковой индикатор и производится согласование частот генератора и преобразователя. Регулированной частоты добиваются максимальной амплитуды колебаний торца волновода, а следовательно, и амплитуду колебаний ударных элементов.

Следует отметить, что применение совершенных колебательных систем, обладающих высокой надежностью в процессе длительной эксплуатации, позволит успешно использовать метод ультразвуковой ударной обработки

для повышения несущей способности ответственных судовых деталей и сварных конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Ангелов Г.С. и др. Применение ультразвука в промышленности. – М.: Машиностроение, 1975. – 240 с.
2. Прокопенко Г.И., Лягун Т.А. Исследование режимов поверхностного упрочнения с помощью ультразвука // Физика и химия обработки материалов. – 1977. – № 3. – С. 91-95.
3. Кустышева С.А. Совершенствование технологии процесса изготовления магнитострикционных колебательных систем // Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. «Новые разработки в области ультразвуковой техники и технологии и опыт их применения в машиностроении». – Новосибирск, 1989.
4. Карр В. Магнитострикция. Магнитные свойства металлов и сплавов. // Пер. с англ. / Под ред. М. Вонсовского. – М.: Иностранная литература, 1961. – С. 267-328.
5. Киршин А.И., Калугин А.С., Кратыш Г.С. Свойства холоднокатанной ленты из железоалюминиевого сплава и её применение в новых ультразвуковых преобразователях // Тез. докл. Всесоюз науч.-техн. конф. «Новые разработки в области ультразвуковой техники и технологии и опыт их применения в машиностроении». – Новосибирск, 1989. – С. 170-171.
6. Петренко А.И., Андрейча Ю.А., Шевчук А.Д. Магнитострикционный преобразователь с плавно перестраиваемой резонансной частотой // Проблемы прочности. – 1988. – № 11. – С. 120-124.
7. А. с. СССР. Магнитострикционный преобразователь / А.И. Петренко, Н.А. Цыба (СССР). – № 938459. Опубл. 15.06.82. Бюл. № 22.
8. А. с. СССР. Ультразвуковая головка для деформационного упрочнения релаксационной обработки / Е.Ш. Статников и др. – № 472782. Бюл. № 21.
9. Кравцов Т.Г. и др. Повышение сопротивления усталости направленных валов ультразвуковой ударной обработкой // Автоматическая сварка. – 1986. – № 11. – С. 14 –19.
10. Кравцов Т.Г., Рыжов Н.Ф. Ультразвуковое ударное упрочнение направленных гребных валов // Судоремонт рыбной промышленности. – 1986. – № 60. – С. 20-23.
11. Михеев П.П. и др. Повышение сопротивления усталости сварных узлов из труб ультразвуковой ударной обработкой // Автоматическая сварка. – 1992. – № 11-12. – С. 32-35.

УДК 621.421.74.002

Сторожев В.П.
ОГМУ

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ И ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Прогнозирование отказов является важной задачей с точки зрения технического обслуживания (ТО) и обеспечения запасными частями. Знание законов распределения времени безотказной работы деталей ЦПГ позволяет обоснованно планировать периодичность ТО и снабжение запчастями. В качестве главных судовых двигателей применяют малооборотные двигатели типа ДКРН, Зульцер и МАН различных модификаций. Крышки цилиндров работают в условиях знакопеременных нагрузок, высоких давлений и температур. В результате этого они подвергаются различного рода повреждениям. Материалом крышек цилиндров служат стали марок 15Л, 20Л, 25Л, 35Л, 20ХМЛ, 30ХМЛ либо чугуны СЧ24, СЧ28 и др.

Причинами выхода из строя крышек цилиндров являются высокие термические напряжения, которые совместно с механическими нагрузками приводят к появлению усталостных трещин. Отложения накипи на охлаждаемых поверхностях существенно ухудшают теплопередачу. Происходит выгорание днища, появление трещин, крышки цилиндров подвергаются также коррозионному износу. Прогоранию и появлению трещин в крышке цилиндра способствует коррозия полости охлаждения и камеры сгорания [1, 2].

Выхлопные клапаны работают при высоких температурах в среде сильно корродирующих продуктов сгорания. На выпускной клапан воздействуют значительные знакопеременные нагрузки. В результате воздействия механических и тепловых нагрузок на притирочной поверхности выпускных клапанов появляется усталостные трещины, происходит разрушение и выкрашивание наплавленного слоя металла, не только на тарелке клапана, но и на верхней части штока, изнашивается направляющая поверхность штока, выгорает торцевая часть клапана. В результате возвратно-поступательного движения происходит износ поверхности штока клапана и направляющей втулки. Исходя из условий работы, для изготовления выпускных клапанов применяют специальные жаропрочные стали, которые обладают стойкостью к коррозии, имеют высокую ударную вязкость, достаточную теплопроводность и соответствующие прочностные характеристики. Это легированные стали, в состав которых входят хром, никель, молибден, вольфрам [3].

Потеря работоспособности крышек цилиндров и выпускных клапанов происходит с различной скоростью в зависимости от режимов работы двигателей, характера изнашивания и различных повреждений.

В результате обобщения проведенных нами исследований на большом количестве крышек цилиндров (133 шт.) и выпускных клапанов (158 шт.) двигателей ДКРН 74/160, ДКРН 50/110, Зульцер RD 76 и RD 90, МАН

KZ 57/80 и MAH KZ 70/120 обобщены и определены наиболее характерные дефекты (табл. 1).

Таблица 1 — Характерные дефекты крышек цилиндров и выпускных клапанов малооборотных дизелей

Дефекты деталей ЦПГ	ДКРН		Зульцер		MAH		Всего
	шт.	%	шт.	%	шт.	%	шт.
Крышки:							
износ	11	20	5	14	11	26	
трещины	17	32	25	67	27	62	
прогар	15	28	7	19	5	12	
Всего	53	100	37	100	43	100	133
Клапаны:							
износ	99	63	–		–		
трещины	34	22	–		–		
прогар	25	15	–		–		
Всего	158	100	–		–		158

Как видно из таблицы, у крышек цилиндров двигателей ДКРН трещины появляются реже, чем у двигателей Зульцер и MAH, и обычно располагаются в перемычках между отверстиями для установки стаканов выпускных клапанов и форсунок. В период эксплуатации в крышках цилиндров двигателей MAH образуются сквозные трещины. Трещины образуются через 3500 – 8500 ч. работы двигателя. Основными их причинами являются некачественный металл и неравномерная жесткость на отдельных участках крышки. Основными дефектами крышек цилиндров двигателей Зульцер являются выгорание поверхности днища со стороны камеры сгорания и появление трещин. Основными рабочими поверхностями выпускных клапанов двигателей, изнашивающимися в процессе эксплуатации и подлежащими восстановлению, являются уплотнительный поясок тарелки, торец и цилиндрическая поверхность штока.

Средняя наработка на отказ восстановленных крышек цилиндров вышеуказанных типов двигателей составляет 10… 12 тыс. ч., что соответствует 85% средней наработки новых крышек цилиндров. Средняя наработка на отказ восстановленных выпускных клапанов двигателей ДКРН составляет 8000 тыс. ч., что соответствует уровню 80 % средней наработки новых выпускных клапанов.

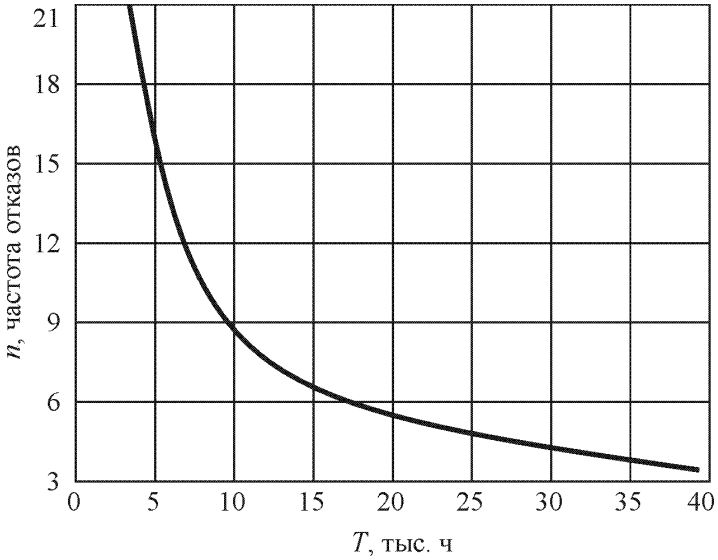


Рис. 1. Зависимость износа выпускного клапанов двигателя ДКРН 74/160 от наработки

Ниже приведены результаты обработки статистических данных о времени безотказной работы выхлопных клапанов (70 шт.) двигателя ДКРН 74/160 и крышек цилиндров (45 шт.) двигателей ДКРН, (48 шт.) двигателей Зульцер и (42 шт.) двигателей МАН. На рис. 1 представлена зависимость отказов выпускных клапанов двигателей ДКРН 74/160 от наработки.

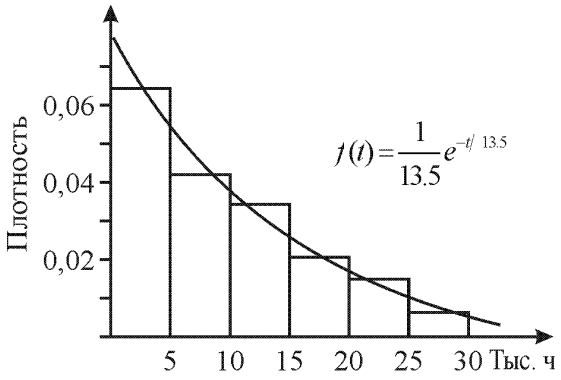


Рис. 2. Вероятность плотности распределения времени безотказной работы выхлопных клапанов двигателя ДКРН

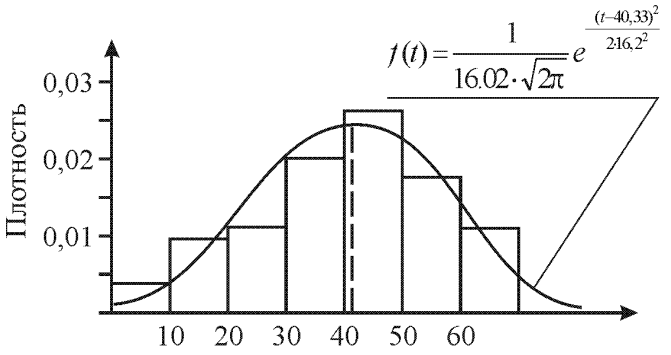


Рис. 3. Гистограмма и теоретическая плотность распределение времени безотказной работы крышек цилиндров двигателя ДКРН

Как следует из результатов обработки статистического материала, представленных на рис 2-4, распределение времени безотказной работы крышек цилиндров всех типов двигателей соответствует нормальному закону распределения, а выпускных клапанов двигателей ДКРН — показательному. Наименьшее среднее значение времени безотказной работы среди трех типов двигателей имеют крышки цилиндров двигателей МАН.

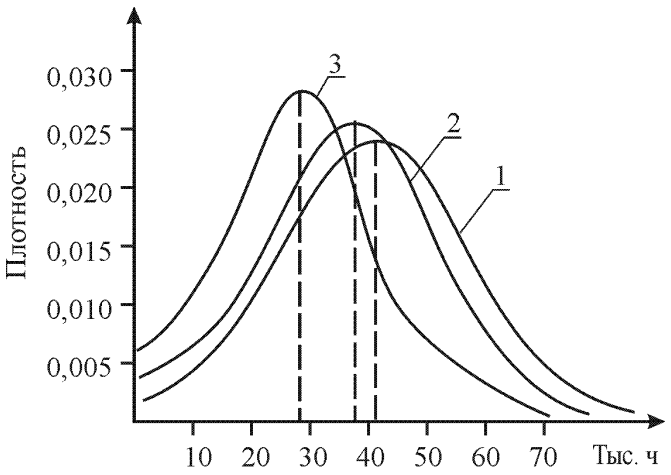


Рис. 4. Сравнение теоретических кривых распределения времени безотказной работы крышек 1 — ДКРН; 2 — RD; 3 — МАН

Исследования проводились на указанных типах двигателей, так как они в преобладающем числе случаев применяются на судах в качестве главных силовых установок. По более современным моделям и типам двигателей пока нет достаточного количества статистических данных. Эти исследования могут служить базой для прогнозирования работоспособности деталей ЦПГ других моделей и типов двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беньковский Д.Д., Сторожев В.П., Кондратенко В.С. Технология судоремонта: Учеб. для ВУЗов / Под общ. ред. В.П. Сторожева. – М.: Транспорт, 1986. – 286 с.

2. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1986. – 192 с.
3. Крылов Е.И. Ремонт дизелей морских судов: Справочник. – М.: Транспорт, 1987, – 302 с.

УДК 621.431.74

Суворов П.С.
УДП

УПРАВЛЕНИЕ НАГРУЖЕНИЕМ ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ РАЗВОРОТЕ ЛОПАСТЕЙ ВИНТА РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА

Режим нагружения дизеля моментом сопротивления, создаваемым винтом регулируемого шага ВРШ характеризуется временной зависимостью изменения момента сопротивления винта при развороте его лопастей. Эта зависимость должна учитывать динамические характеристики системы дистанционного автоматического управления (ДАУ) и гидродинамическими показателями гребного винта.

На транспортных судах для разворота лопастей ВРШ используются преимущественно гидравлические приводы с винтовыми насосами, подача которых практически не зависит от противодавления в силовом сервомоторе. При больших перестановочных усилиях для регулирования подачи масла в силовой сервомотор могут использоваться гидроусилители, которые получили название вспомогательных сервомоторов.

На рис. 1 приведена обобщенная структурная схема системы управления ВРШ. Эта схема позволяет проанализировать характер перемещения лопастей винта при изменении положения рукоятки управления шагом на пульте ЦПУ или мостика; на ней выделено три контура, которые выполняют следующие функции:

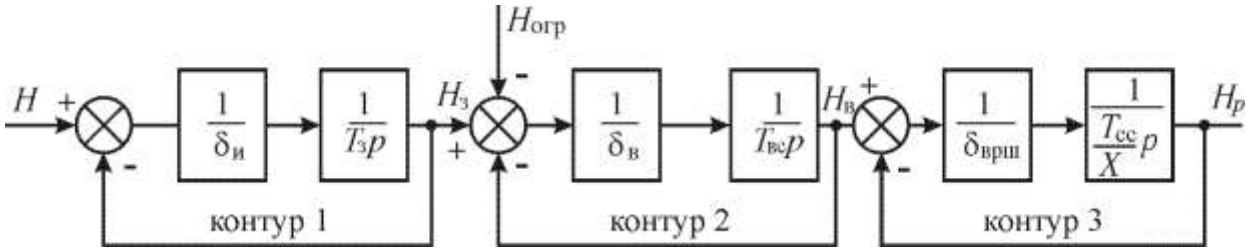


Рис. 1. Обобщающая структурная схема системы управления винтом регулируемого шага: H — сигнал от рукоятки управления; $\delta_и$ — неравномерность измерителя хода рукоятки; $T_з$ — постоянная времени замедлителя сигнала от рукоятки управления; $H_з$ — сигнал задания шага винта; $H_{огр}$ — сигнал ограничителя нагрузки шага винта; $\delta_в$ — неравномерность клапана, регулирующего подачу масла во вспомогательный сервомотор; $\delta_{ВРШ}$ — неравномерность клапана (золотника), регулирующего подачу масла в силовой сервомотор; $T_{с.с}$ — время силового сервомотора при включении одного винтового насоса; x — количество включенных винтовых насосов

Контур 1 обеспечивает замедление сигнала от рукоятки управления в случае ее резкого перемещения. Этот контур характеризуется относительно малым значением неравномерности измерителя хода рукоятки ($\delta_ц < 0,05$) и временем замедления (постоянной времени интегрального звена) сигнала порядка 10 с. Благодаря таким параметрам, при резком перемещении рукоятки управления (быстром изменении сигнала H) сигнал на выходе контура $H_з$ будет близким к линейно-изменяющемуся. В частном случае в системе ДАУ может отсутствовать замедлитель хода рукоятки управления. Тогда в математической модели сигнал $H_з$ принимается равным сигналу H.

Контур 2 обеспечивает сравнение сигнала задания шага винта $H_з$ с сигналом ограничителя нагрузки $H_{огр}$ (при отключенном ограничителе нагрузки сигнал $H_{огр} = 0$). Разбаланс сигналов преобразуется в пропорциональное перемещение вспомогательного сервомотора $H_{вс}$. Этот контур также характеризуется малым значением неравномерности управляющего клапана ($\delta_в < 0,04$) и временем вспомогательного сервомотора $T_{вс}$ порядка 1 с. (под временем вспомогательного сервомотора понимается время его перемещения из нулевого положения в одно из крайних положений). В частном случае при отсутствии вспомогательного сервомотора сигнал $H_{вс}$ принимается равным разности сигналов $H_з$, и $H_{огр}$.

Контур 3 обеспечивает перемещение лопастей гребного винта. В нем также используется управляющий клапан (золотник) с малой неравномерностью ($\delta_{ВРШ} < 0,02$). Поэтому в переходных режимах силовой сервомотор перемещается по практически линейному закону. Под временем силового сервомотора условно понимается время его перемещения из нулевого положения в одно из крайних при условии включения одного винтового насоса. Действие второго насоса учитывается коэффициентом x, который показывает, что в случае работы двух насосов время силового сервомотора уменьшится вдвое. Время $T_{сс}$ ориентировочно равно 10 с.

В рассмотренной структурной схеме не учитывается нечувствительность во всех контурах системы управления; это объясняется тем, что контур 1 реализуется электронными средствами, которые имеют крайне незначительную нечувствительность, в контуре 2 обычно применяется вибрационная линеаризация, которая «сглаживает» влияние нечувствительности, а в конуре 3 нечувствительность близка к нулю.

Для моделирования нагружения дизеля разворотом лопастей ВРШ необходимо предусмотреть алгоритм формирования сигнала ограничения нагрузки $H_{огр}$.

Если исследуются экстренные маневренные режимы нагружения дизеля, то при их моделировании можно учесть [1], что ограничитель нагрузки вступает в действие с существенным запозданием после возникновения тепловых перегрузок в дизеле. Поэтому на «основном» этапе нагружения, который представляет наибольший интерес для анализа рабочих процессов в дизеле, сигнал $H_{огр}$ можно полагать равным нулю. На других режимах нагружения

сигнал $H_{огр}$ может быть рассчитан по зависимостям, рекомендованным в работе [2].

Управление нагружением главного судового дизеля разворотом лопастей ВРШ предусматривает, прежде всего, определение момента сопротивления от шага гребного винта.

Момент сопротивления гребного винта $M_р$ в общем случае определяется по формуле

$$M_р = \rho D_р^5 K_2 n_{ps}^2,$$

где $D_р$ — диаметр гребного винта, м; n_{ps} — частота вращения гребного винта в секунду,

Коэффициент K_2 удобно определять через универсальный коэффициент $K_{2у}$ и универсальную поступь гребного винта $\lambda_у$.

$$K_2 = \frac{K_{2у}}{1 - \lambda_у^2}, \quad (1)$$

где

$$\lambda_у = \frac{v_р}{\sqrt{v_р^2 + n_{ps}^2 D_р^5}}; \quad (2)$$

$v_р$ — расчетная скорость поступательного движения винта, м/с.

Для универсального коэффициента момента $K_{2у}$ имеется номограмма, справедливая для четырехлопастных винтов.

При нагружении дизеля на швартовых $v_р = 0$ и расчет коэффициента K_2 упрощается.

Для практических расчетов целесообразно иметь упрощенные модели изменения нагрузки на дизель при развороте лопастей ВРШ. Эти модели можно комплектовать из двух модулей. Первый модуль должен определять изменение шага гребного винта при перемещении рукоятки управления, а второй модуль — нагрузку на дизель в зависимости от шага гребного винта.

Как обосновано в [2], в первом модуле (для упрощенной модели) можно допустить отсутствие влияния ограничителя нагрузки. Кроме того, если ставится задача исследовать экстренные режимы нагружения, то можно полагать, что оператор перемещает рукоятку управления без рывков с достаточно большой скоростью. Это означает, что сигнал $H_з$ будет изменяться по линейному закону, что вызовет практически линейное изменение шага винта $H_р$.

В подтверждение изложенного на рис. 2 показано экспериментальное изменение шага винта теплохода «Иван Прохоров» [12] при мгновенном перемещении рукоятки управления из нулевого положения в положение 4,0 усл. ед. (при работающем двигателе) и из нулевого положения в положение 10,0 усл. ед. (при остановленном двигателе) положению рукоятки 10 усл. ед. соответствует максимальное шаговое отношение винта

1,53 отн. ед., а положению 9,0 усл. ед. — шаговое отношение номинальной мощности двигателя 1,38 отн. ед.

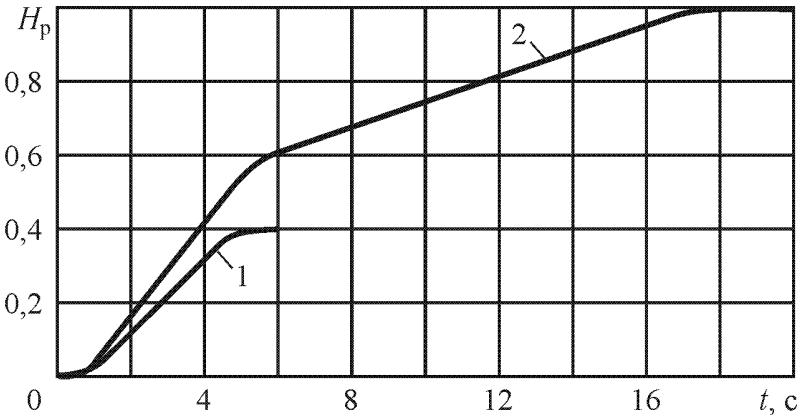


Рис. 2. Изменение шага гребного винта т/х «Иван Прохоров» при мгновенном перемещении рукоятки управления: 1 — рукоятка перемещения из положения 0 в положение 4,0 усл. ед.; 2 — рукоятка перемещения из положения 0 в положение 10,0 усл. ед.

Перегиб на линии 2 объясняется наличием в системе замедлителя сигнала от рукоятки управления. Этот замедлитель должен включаться при относительном шаге винта, большем 0,4. Однако фактически замедлитель включился при относительном шаге 0,58. Такое рассогласование возникает из-за того, что в момент подключения ограничителя его выходной сигнал за первые 4 с. переходного процесса успевает увеличиться до значения, соответствующего шагу 0,58. Дальнейшее изменение шага происходит в полном соответствии с действием ограничителя. Несоответствие фактического включения ограничителя паспортному значению является конструктивной недоработкой системы управления и не противоречит предложенной математической модели.

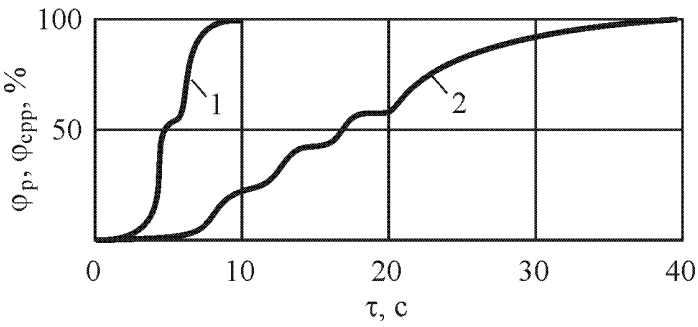


Рис. 3 Функциональная зависимость шага винта при резком перемещении рукоятки управления: 1 — перемещение рукоятки $\varphi_р$; 2 — изменение шага винта $\varphi_{срр}$

На рис. 3 показаны экспериментальные данные изменения шага винта на т/х «Измаил» при мгновенном перемещении рукоятки управления из нулевого положения в положение полного хода при работающем двигателе. Данная временная зависимость имеет нелинейность, которая обусловлена наличием системы управления нелинейных блоков. Однако в практических расчетах нагружения двигателя шаг винта изменяется в неполном диапазоне хода поэтому вполне допустимо полагать его изменение во времени линейным.

Для формирования второго модуля упрощенной модели по формуле (1) определяются зависимости коэффициента K_2 от шага винта. В диапазоне универсальной поступи $\lambda_у$ от –0,25 до +0,20 все зависимости «укладываются» в зону, показанную на рис. 4. Такой малый разброс зависимостей позволяет аппроксимировать полученную зону степенным выражением, которое

может быть рекомендовано для упрощенных расчетов. Степенное выражение, рассчитанное на ЭВМ методом регрессионного анализа, имеет вид

$$K_{2y} = \begin{cases} 0{,}002 + 0{,}045...0{,}050\left(\dfrac{H}{D}\right)^{1{,}81}, & \text{при } \dfrac{H}{D} > 0 \\ 0{,}002 + 0{,}045...0{,}048\left(\dfrac{H}{D}\right)^{1{,}71}, & \text{при } \dfrac{H}{D} < 0 \end{cases} \qquad (3)$$

Меньшие значения коэффициента перед (H/D) соответствуют нижней кривой (см. рис. 4).

Таким образом, в упрощенных расчетах для оценки нагружения дизеля можно использовать (в относительных переменных) простую зависимость момента нагружения

$$\overline{M}_{\text{p}} = \overline{H}^{1{,}8}, \qquad (4)$$

учитывая при этом, что частота вращения валя дизеля постоянна.

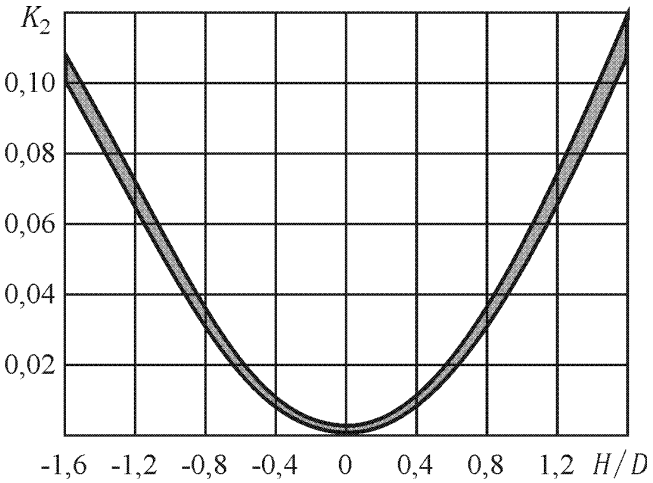


Рис. 4. Зависимость коэффициента момента от шага винта H/D

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карпов Л.Н., Суворов П.С. Обеспечение ресурса и качества эксплуатации судовых дизелей // Мор. транспорт. Экспресс–информ. Сер. «Техн. эксплуатация флота». – 1994. – Вып. № 9 (821). – С. 1-44.
2. Горб С.И. Эффективность устройств защиты судового малооборотного дизеля от тепловых перегрузок // Двигателестроение. – 1990. – № 5. – С. 28, 35-38.

УДК 627.386.6

Сурин С.М., Мельник Е.Н., Мельник А.Н., Ромашко В.Н.
ОГМА

ДИНАМИКА ОСАЖДЕНИЯ ИОНОВ ЖЕСТКОСТИ ФОСФАТАМИ В КОТЛЕ

Обработка воды на морских судах ведется индивидуально котельным механиком. По мере сокращения численного судового персонала требуется большую часть повседневной работы переводить на процессоры. Например, можно автоматизировать всю водообработку на судне. При этом можно ограничить работу персонала в данной области визуальным контролем показа-

телей качества воды непосредственно в ЦПУ во время несения вахты или в каюте при безвахтенном обслуживании энергетической установки (ЭУ).

Для решения задачи автоматизации водоподготовки следует знать динамику состава водных сред (котельной и питательной воды) в процессе эксплуатации котла. Поэтому решение задачи динамики котельных вод в настоящее время актуально.

Все фирмы, выпускающие химсредства для морских судов, предусматривают обработку воды фосфатами для предотвращения накипеобразования. Реакция связывания жесткости фосфатами идет следующим образом:

$$10CaCO_3+6Na_3PO_4+2NaOH\rightarrow Ca_{10}(PO_4)_6(OH)_2+10Na_2CO_3; \quad (1)$$

$$Na_2CO_3+H_2O\leftrightarrow NaOH+NaHCO_3, \quad (2)$$

т. е., на осаждение 400 г Са необходимо 570 г ионов фосфата и 34 г ионов ОН (1). При этом дополнительно образуется 170 г щелочи за счет гидролиза соды (2).

Физическая модель осаждения жесткости фосфатами представляется следующей. Как только питательная вода, содержащая ионы жесткости, попадает в котел, где есть избыток фосфатов и щелочи, переходит в шлам. Растворимость шламов приблизительно на три порядка меньше растворимости основного накипеобразователя — карбоната кальция ($CaCO_3$). Поэтому ионы жесткости как бы выбывают из раствора и накипи не образуют.

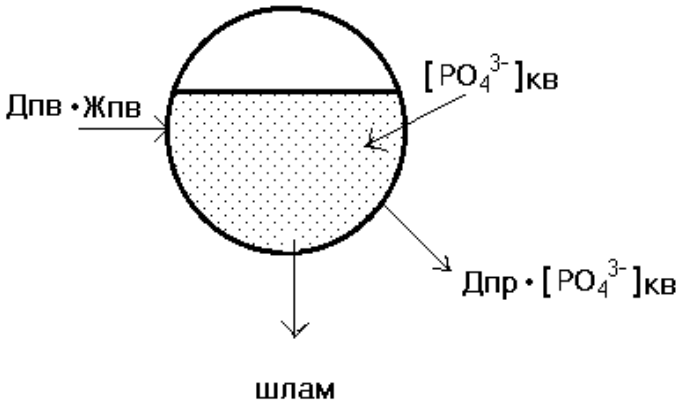


Рис. 1. Схема потоков массы в барабанном котле

С достаточной точностью представим барабанный котел аппаратом идеального смешения. Ниже рассмотрим эту модель на примере уменьшения концентрации фосфатов по мере работы котла. Схема потоков массы представлена на рис. 1.

При такой схеме уравнение динамики состава котловой воды представим в следующем виде.

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = -\frac{1.425 \cdot Дп.в. \cdot Ж_{Ca} + Дпр. \cdot C}{V}. \quad (3)$$

Здесь: C — текущая концентрация фосфатов в воде, мг/кг; $Ж$ — жесткость питательной воды, мг/кг; 1,425 — стехиометрический коэффициент, учитывающий осаждение ионов жесткости фосфатами; V — водяной объем котла, который даже при двухпозиционном регулировании уровня воды можно считать постоянным, м^3; $Д_{п.в.}$ — расход питательной воды, численно равный производительности воды, м^3⁄ч; $Д_{пр.}$ — расход продувочной воды, м^3⁄ч. В первом приближении будем считать $Д_{пр.}$ = const, что соответствует

непрерывной продувке котла. Уравнение (3) интегрировали после разделения переменных, и его решение выглядит следующим образом:

$$C = \left(\frac{1.425 \cdot 10^3 \cdot Д_{п.в.} \cdot Ж_{п.в.} + Д_{п.в.} \cdot C_0}{Д_{пр.}} \right) \exp\left(- \frac{Д_{пр.} \cdot \tau}{V} \right) - \frac{1.425 \cdot 10^3 \cdot Д_{п.в.} \cdot Ж_{к.в.}}{Д_{пр.}}. \quad (4)$$

Здесь безразмерный комплекс $Д_{пр.} \cdot \tau / V$ является относительным временем продувки котла; C_0 — начальная концентрация фосфатов в котле, мг/кг.

Проанализируем результат решения во время работы котла при нормированных показателях качества воды ($Ж_{п.в.}$ = 0,4 мг/кг; C_0 = 40 мг PO_4/кг) для котла КАВ 2,5/7 производительностью 2,5 м^3/ч и водяным объемом 1,5 м^3.

Результаты решения показаны на рис. 2 линией 1. Ход кривой свидетельствует, что даже при нормированных показателях качества воды темп уменьшения фосфатов существенный и за сутки работы котла на полной нагрузке их концентрация снижается до 11 мг/кг. Только за счет того, что котлы на практике редко работают на полной нагрузке, механикам удается удалять фосфаты раз в сутки и даже реже.

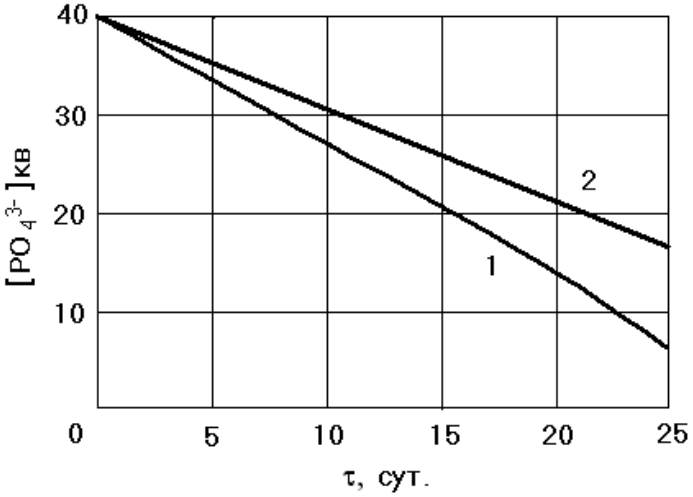


Рис. 2. Динамика концентрации фосфатов в котле (1 — непрерывная продувка, 2 — периодическая продувка)

На вспомогательных котлах дизельных судов постоянная продувка обычно не предусматривается, а котлы работают с периодической продувкой 1 раз в 3 суток. Поэтому из модели (рис. 1) можно исключить поток солей с продувкой. В таком случае $\partial C / \partial \tau$ = const, а темп снижения концентрации фосфатов в котле будет постоянным, $a_1 = 1{,}425 Д_{п.в.} \cdot Ж_{п.в.}$ = const. Во время продувки котла динамика концентрации фосфатов в котле будет аналогична уравнению (3), для случая, когда $Д_{п.в.} \approx Д_{пр}$.

$$\frac{\partial C}{1{,}425 \cdot Ж_{п.в.} + C} = -\frac{D}{V} \cdot \partial \tau. \quad (5)$$

В результате решения уравнения (5) получим следующее уравнение:

$$C = (1{,}425 \cdot Ж_{п.в.} + C_1) \exp(-D \cdot \tau / V) - 1{,}425 \cdot Ж_{п.в.}. \quad (6)$$

Здесь C_1 — концентрация фосфатов в воде через сутки, мг/кг.

Обычно во время продувания удаляют за борт объем воды соответствующий 20÷25 % водяному объему котла. В этом случае безразмерный комплекс $K = D \cdot \tau / V$ = 0,2÷0.25.

Результаты расчетов для периодов отсутствия продувки и непосредственно продувки котла для вышеприведенных исходных данных также показаны на рис. 2 линией 2. Меньший расход фосфатов при периодической продувке котла объясняется тем, что из котла удаляют воду обедненную фосфатом PO_4, хотя эта разница и не столь существенна. Сразу после окончания продувки (приблизительно 0,05 ÷ 0,15 часа) механик должен ввести в котел тринатрийфосфат до нормированной концентрации.

Таким образом, нами получены закономерности по динамике срабатывания фосфатов в котле для условий непрерывного и периодического продувания. Эти зависимости можно использовать на практике при разработке процессоров для автоматизации системы котельной водоподготовки, а также для выявления причин ухудшения качества питательной воды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сурин С.М. Основы обработки воды на морских судах. – Одесса: ОГМА, 1999.

УДК 629.12.004.67.002

Тарапата В.В.
ОГМА

ОБОБЩЕННАЯ МОДЕЛЬ ПЕРЕНОСА ВЕЩЕСТВА ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ И УПРОЧНЕНИИ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Повышение надежности и долговечности судовых технических средств во многом связано с восстановлением и упрочняющей обработкой рабочих поверхностей их деталей. В целом они характеризуются большими различиями в габаритах и массе, допустимой величине износа подвижных сопряжений. Поэтому решение этой проблемы имеет свою специфику и требует использования самых разнообразных технологий, обеспечивающих наращивание при восстановлении и упрочнении слоев в очень широком диапазоне – от 5…10 мкм до 2…5 мм [1-5].

Практически все процессы восстановления и упрочнения предполагают перенос на обрабатываемые поверхности детали вещества из какого-либо внешнего источника. С учетом этого, несмотря на имеющиеся в каждом отдельном случае особенности, представим в общем случае рабочее технологическое пространство в виде трех основных зон (рис. 1).

Зона А — источник наносимого вещества, которое под влиянием физических, химических или обеих групп факторов переводится в состояние, пригодное для транспортировки (расплавленное — для наплавки, атомарное — при вакуумной металлизации, химическое соединение — для химико-термической обработки и т.д.).

Зона Б — зона транспортировки вещества. Она во многом определяет интенсивность потока, который, как правило, не изменяет приобретенных ранее состояния и свойств.

Зона В — восстанавливаемая (упрочняемая) деталь. Достигая ее, поток наносимого вещества взаимодействует с поверхностью и матрицей детали.

В каждой из зон действуют различные физические силы. Их набор по количеству, составу и численным значениям как для отдельных методов восстановления или упрочнения, так и для каждой из зон может существенно отличаться (табл. 1). Они не только активно влияют на поток вещества, переносимого на поверхность детали, но и формируют количественно связанные с ним потоки электричества, тепла и др. [6, 7], что, в конечном счете, определяет свойства наносимых покрытий и эффективность восстановления и упрочнения. Роль и характер влияния каждого градиента (силы), в зависимости от метода, может существенно отличаться. С учетом сделанных замечаний проведем анализ некоторых схем переноса вещества.

Так, при химико-термической обработке в порошковых смесях во всех трех зонах действует только одна сила — градиент концентрации (химического потенциала) $\frac{\partial C}{\partial x}$. В первой зоне вещество-активатор и насыщающее вещество образуют газообразное химическое соединение, которое в третьей зоне вступает во взаимодействие с поверхностью детали. Разность концентраций этого соединения является движущей силой процесса во второй зоне — зоне транспортировки. При этом следует отметить, что в данном случае зоны А и Б являются совмещенными, т.е. образование и транспортировка газообразного носителя вещества происходит в одном и том же объеме.

Как показывает анализ, при силицировании в тлеющем разряде (ионное силицирование) картина значительно усложняется. Прежде всего, необходимо принять во внимание, что в этом случае температура источника вещества и детали различны: у детали, нагреваемой тлеющим разрядом, она выше. В зоне А имеется только градиент концентрации $\frac{\partial C}{\partial x}$. Управлять им можно с помощью температуры и состава вещества-активатора, выбирая хлориды, иодиды или другие химические соединения.

В зоне Б действуют уже 4 силы:

- градиент концентрации наносимого материала в газовой среде, обеспечивающий обычный диффузионный перенос вещества;
- градиент температуры $\frac{\partial T}{\partial x}$, создаваемый разностью температур зон источника и детали; в зависимости от природы транспортируемого вещества, он усиливает или замедляет поток [6] вследствие различия в частотах перескока молекул газа на плоскости с более высокой температурой (т.е. в сторону третьей зоны – детали);

Таблица 1 — Основные термодинамические силы, действующие в рабочем технологическом пространстве при восстановлении и упрочнении деталей

Название типовой технологии	Зоны рабочего пространства	Основные градиенты (термодинамические силы)					Интенсивность переноса вещества, 10^{-6} г-моль/м ^{2}сек [13]
		Концентрации (химического потенциала)	Температуры	Электрического потенциала	Магнитного поля	Давления	
Цементация в порошковых смесях	А	+					0,040
	Б	+					
	В	+					
Газовая цементация	А						0,185
	Б	+	+			+	
	В	+					
Цементация в тлеющем разряде	А						0,721
	Б	+	+	+			
	В	+	+				
Силицирование молибдена в порошковых смесях	А	+					0,026
	Б	+					
	В	+					
Силицирование молибдена в тлеющем разряде	А	+					0,066
	Б	+	+	+	+		
	В	+	+				
Циркуляционное силицирование молибдена в тлеющем разряде	А	+					0,388
	Б	+	+	+	+	+	
	В	+	+				
Электродуговая наплавка стальным электродом	А		+	+	+		49,501
	Б	+	+	+	+	+	
	В	+	+	+			
Гальваническое никелирование в ваннах	А						6,737
	Б	+	+	+	+		
	В	+	+				
Химическое никелирование в ваннах	А						1,263
	Б	+					
	В	+					

- градиент электрического потенциала $\frac{\partial U}{\partial x}$ — увеличивает поток вещества за счет переноса положительно заряженных ионов к поверхности детали, интенсификация оценивается [8, 9] значением транспортных чисел (чисел переноса) и обеспечивает создание условий для бомбардировки поверхности детали со всеми вытекающими отсюда последствиями (дефекты структуры и ускорение диффузии в зоне детали, температурный градиент на поверхности и др.);

- градиент напряженности магнитного поля $\frac{\partial H}{\partial x}$; он способствует сжатию газоразрядного промежутка и усилению действия электрического поля.

В третьей зоне в процессе переноса вещества участвуют следующие градиенты:

- концентраций, ведущий к диффузии насыщающего вещества в материале детали; при этом возможно ее ускорение за счет образующихся при бомбардировке поверхности детали дефектов,
- температуры, возникающий в результате бомбардировки детали положительными ионами и приводящий к более высокой температуре поверхности в сравнении с сердцевиной; по аналогии со второй зоной это может ускорять или замедлять диффузию в зависимости от природы и состояния диффундирующего элемента [10].

Для сравнения выполним аналогичный анализ электродуговой наплавки на постоянном токе обратной полярности (для соблюдения корректности при сопоставлении с обработкой в тлеющем разряде). Она характеризуется наибольшим числом действующих термодинамических сил.

В зоне А (электрод) действуют следующие градиенты:

- электрического потенциала $\frac{\partial U}{\partial x}$ (прианодное падение потенциала), обеспечивающий нагрев, расплавление и испарение материала электрода за счет бомбардировки отрицательно заряженными ионами и электронами;
- температуры, возникающий в электроде при его бомбардировке и способствующий оплавлению;
- магнитного поля $\frac{\partial H}{\partial x}$, который за счет сжимающего эффекта облегчает отделение капли расплавленного металла электрода и ее перемещение по направлению к детали.

Во второй зоне — газоразрядном промежутке — число термодинамических сил больше:

- градиент давления $\frac{\partial p}{\partial x}$ в газовой среде (газовое дутье), ускоряющее перенос капель расплавленного металла;
- градиент электрического потенциала, создающий условия для направленной диффузии заряженных частиц – ионов и электронов, обеспечивающих существование электрической дуги как самостоятельного газового разряда;
- градиент магнитного поля $\frac{\partial H}{\partial x}$, за счет сжимающего эффекта стабилизирующий дугу и уменьшающий отрицательное действие амбиполярной диффузии;

- градиент концентрации переносимого вещества, обусловленный различными размерами анода и катода (детали);
- градиент температуры, возникающий из-за различных условий существования прианодного и прикатодного участков дуги.

В третьей зоне – детали – действуют градиенты:

- электрического потенциала (прикатодное падение потенциала), обеспечивает бомбардировку поверхности детали положительно заряженными ионами, ее нагрев и расплавление, ускоренную диффузию и перемешивание материала детали и наплавленного в сварочной ванне;
- концентрации, возникающий при различии в химсоставе наплавленного металла и материала детали, он интенсифицирует диффузионные процессы и перемешивание жидкого металла в сварочной ванне;
- температуры, оказывающий большое влияние на процессы кристаллизации сварочной ванны и зону термического влияния сварного соединения.

Таким образом, в соответствии с представлениями неравновесной термодинамики [6], в общем случае в каждой зоне технологического рабочего пространства может формироваться поток вещества [7]

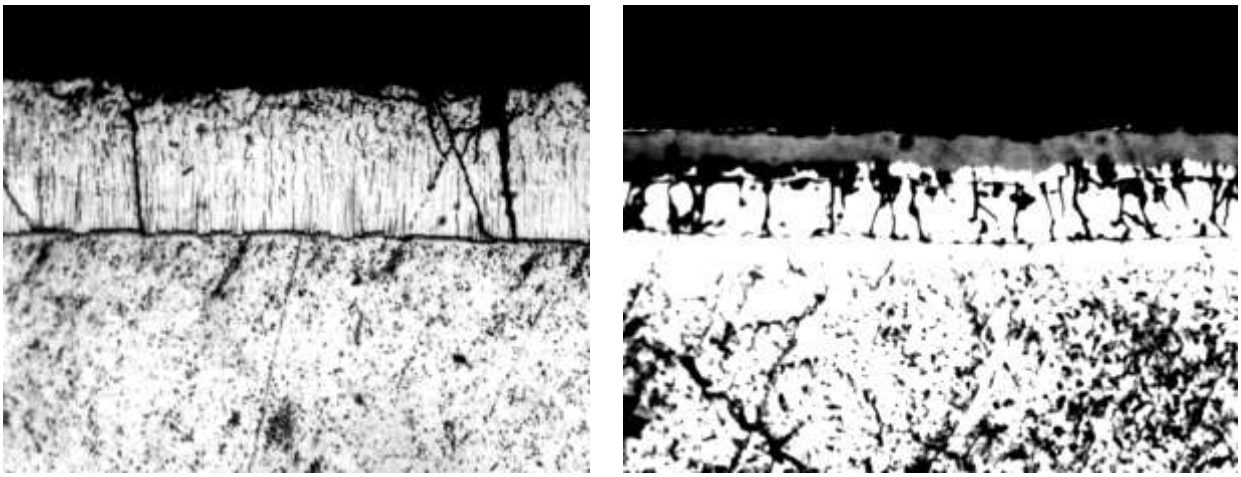
$$J_m = L_{mc}\frac{\partial C}{\partial x} + L_{mt}\frac{\partial T}{\partial x} + L_{mu}\frac{\partial U}{\partial x} + L_{mp}\frac{\partial P}{\partial x} + L_{mh}\frac{\partial H}{\partial x},$$

где L_{mc}, L_{mt}, L_{mu}, L_{mp}, L_{mh} — феноменологические коэффициенты переноса вещества под действием соответственно градиентов концентрации (химического потенциала), температуры, электрического потенциала, давления и напряженности магнитного поля.

Состав, структура и свойства формирующихся на поверхности детали покрытий зависят от соотношения интенсивности потоков в различных зонах, кинетических и других. Например, при цементации в порошках низкая активность первой и второй зоны (соотношение предельно возможных потоков в зонах J_A, $J_Б < J_B$) приводит к образованию на поверхности детали развитой области диффузии; при увеличении активности — осаждается сажа, т.е. практически чистый углерод [11].

Аналогичная картина выявлена нами и при силицировании ниобия: в тлеющем разряде наличие четырех градиентов (см. табл. 1) вместо одного позволяет существенно повысить управляемость процессом и его результатами. Варьируя различными элементами режима – параметрами градиентов, можно получить на поверхности детали не только традиционно формирующийся при насыщении в порошках дисилицид $NbSi_2$, но также чистый кремний (рис. 2).

Если поток вещества в зоне В меньше, чем в остальных (J_A, $J_Б > J_B$), структура поверхностных слоев совсем иная. Так, при гальваническом и химическом осаждении покрытий вследствие низкой температуры ведения процесса диффузионные потоки в материале детали подавлены и на ее поверхности всегда осаждается практически чистый металл.



а) *б)*

Рис. 2. Структура покрытий, формирующихся на поверхности при силицировании ниобия: *а* — в порошках; *б* — в тлеющем разряде

При наплавке в результате взаимодействия градиентов структура наплавленной поверхности состоит (в первом приближении) из трех широко известных зон: металла шва, собственно сварки и зоны термического влияния [12].

Выполненные нами расчеты [13] показывают, что используемые при восстановлении и упрочнении деталей технологии существенно различаются как по количеству вещества, перенесенного на поверхность восстанавливаемой (упрочняемой) детали, так и по интенсивности его переноса (см. табл. 1). Однако, безусловно, общим для них является вывод об интенсификации процесса при увеличении числа действующих градиентов. Поэтому при электродуговой наплавке, в которой участвует наибольшее число термодинамических сил, эффективность переноса в ~ 7… 1240 раз превосходит остальные исследованные нами процессы.

Аналогичный вывод можно сделать и при сравнительном анализе каждой из входящих в таблицу 1 групп технологических процессов, например, химико-термической обработки. Так, при газовой цементации совместное использование градиентов концентрации и давления в ~ 4,6 раза интенсифицирует перенос углерода по сравнению с насыщением в порошках. Дополнительное наложение электрического и температурного полей тлеющего разряда увеличивает поток углерода в ~ 18 раз. Такая же картина наблюдается и при насыщении других материалов: увеличение числа градиентов при силицировании молибдена существенно ускоряет процесс (аналогичное соотношение составляет ~ 1 : 5,9 : 14,9), позволяет принципиально изменять структуру получаемого слоя.

Рассмотренные выше данные относятся к процессам, в которых транспортная среда — зона Б — является газообразной. Однако сделанные выводы можно в полной мере отнести и к группе технологий, использующих для транспорта наносимого вещества жидкую фазу: осаждению гальванических и химических покрытий в ваннах.

Таким образом, предлагаемая модель переноса вещества при восстановлении и упрочнении представляется достаточно обобщенной при корректном сравнении, учитывающем атомную массу наносимого элемента, транспортную среду и ряд других факторов. Количественная оценка действующих градиентов и их влияния (после проведения дополнительного комплекса работ по определению численных значений феноменологических коэффициентов переноса) позволят перейти к расчету технологических процессов восстановления и упрочнения и выбору их на основе этих расчетов. Помимо этого, появляется возможность создания новых и дальнейшей интенсификации существующих процессов при введении ранее не использовавшихся термодинамических сил. Повышается также управляемость структурой и свойствами поверхностных слоев деталей, что может привести к качественно новым результатам в процессе эксплуатации восстановленных и упрочненных деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Повышение долговечности машин технологическими методами / Корсаков В.С., Таурит Г.Э., Василюк Г.Д. и др. – К: Техніка, 1986. – 158 с.
2. Хасуй А. Техника напыления. / Пер. с яп. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
3. Полевой С.Н., Евдокимов В.Д. Упрочнение металлов: Справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
4. Кравцов Т.Г., Сторожев В.П. Восстановление судовых деталей при ремонте судов. – М.: Транспорт, 1981. – 119 с.
5. Тарапата В.В. Структурно-частотный анализ пар трения скольжения судовых машин и механизмов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 42-46.
6. Шьюмон П. Диффузия в твердых телах. – М.: Металлургия, 1966. – 196 с.
7. Тарапата В.В. Классификация методов получения покрытий с использованием представлений термодинамики необратимых процессов // ТЕМА. – 1998. – № 8. – С. 19-23.
8. Л. Ван Флек. Теоретическое и прикладное материаловедение. / Пер. с англ. – М.: Атомиздат, 1975. – 472 с.
9. Г. Шульце. Металлофизика. Пер. с нем. – М.: Мир, 1971. – 504 с.
10. Минкевич А.Н. Химико-термическая обработка металлов и сплавов. – М.: Машиностроение, 1965. – 492 с.
11. Химико-термическая обработка металлов и сплавов: Справочник. / Борисенок Г.В., Васильев Л.А., Ворошнин Л.Г. и др. – М.: Металлургия, 1981. – 424 с.
12. Сварка в машиностроении: Справочник в 4-х томах. /Под ред. Н.А. Ольшанского. – М.: Машиностроение, 1978. – Т.1. – 504 с.
13. Тарапата В.В., Красильников О.Г. Определение интенсивности переноса вещества при формировании износостойких поверхностей деталей // ТЕМА. – 1999. – № 2. – С. 25-29.

УДК 621.431.74.032.8(043)

Фрасинюк И.И.

АНАЛИЗ СУДОВЫХ СИСТЕМ ПОДГОТОВКИ ТЯЖЕЛОГО ТОПЛИВА

Широкое распространение на морских судах малооборотных дизелей (МОД) в качестве главных двигателей (ГД) тесно связано с использованием дешевых высокосернистых (до 5 %) сортов топлива большой (до 45 ВУ) вязкости.

Анализ данных последних лет по эксплуатации судовых энергетических установок СЭУ [1] показывает, что износ МОД различных фирм, при работе на тяжелых сортах топлива возрастает примерно в 2,5 раза. Соответственно сокращается период между моточистками, растет стоимость ремонтных работ, что существенно снижает эффективность эксплуатации транспортного судна в целом.

Рост вязкости топлива вызывает, как правило, повышение удельного содержания вредных для работы дизеля примесей ароматических углеводородов, асфальто-смолистых веществ, золы, воды, механических включений. Поэтому использование тяжелых топлив в МОД требует создания специальных систем топливоподготовки для нейтрализации его вредных воздействий.

Влияние различных вредных составляющих тяжелого топлива на работу дизеля в литературе освещено достаточно подробно. В настоящее время представляет интерес вопрос снижения их на работу дизеля путём использования специальных устройств в системе подготовки топлива.

Наряду с этим в последние годы значительно усовершенствовались судовые МОД, изменились требования качества подготовки топлива, стало в большей степени проявляться влияние свойств топлива на эффективность эксплуатации дизеля.

Исследования в области подготовки топлива для судовых МОД можно разделить на следующие направления [2]:

- использование антиокислительных присадок для предотвращения окислительных процессов в топливе, сокращения ванадиевых осадков;
- использование диспергирующих и деэмульгирующих присадок для предотвращения образования асфальто–смолистых агломератов и стойких водотопливных эмульсий, сокращение отходов при сепарации топлива;
- применение для очистки топлива гомогенизации с последующей его фильтрацией;
- применение специальных присадок для улучшения процесса сгорания топлива;
- установка специальных систем топливоподготовки и топливоподачи, оснащение дизелей устройствами, обеспечивающими применение более вязкого топлива;

- переоборудование системы топливоподготовки и топливоподачи для обеспечения использования более вязкого топлива.

Традиционно, наибольшее распространение при очистке топлива от механических примесей, золы и воды получили отстаивание, сепарация и фильтрация.

Присадками к топливу являются различные химические соединения органического и неорганического происхождения, которые добавляются в топливо с целью улучшения его качеств. К топливным присадкам выдвигаются ряд требований по безопасности использования и характеру воздействия на работу дизеля и его техническое состояние.

По своим свойствам присадки к топливам разделяются на следующие основные группы: стабилизирующие, интенсификаторы горения, антикоррозионные, многофункциональные. Применение той или иной присадки необходимо рассматривать в каждом конкретном случае с позиции получения максимальной эффективности.

Таблица 1 — Распределение отказов по основным узлам дизелей B&W и Зульцер

Узлы и детали	Отношение отказа каждого узла ко всем отказам	
	B&W	Зульцер
Цилиндровые крышки	11,8	12,3
Детали ЦПГ	15,8	11,6
Выпускные клапана	18,5	–
Подшипники движения	5,5	7,9
Топливная аппаратура	21,7	37,6
Газотурбонагнетатели, выпускные и воздушные коллекторы	5,0	5,8
Механизмы и системы, обслуживающие дизель	4,0	4,7
Прочие узлы и детали	7,7	–

Анализ работоспособности основных узлов и деталей дизелей показывает, что от качества топлива зависит работа, главным образом, деталей цилиндро-поршневой группы, топливной аппаратуры и элементов выпускной системы [3]. В табл. 1 показано распределение отказов по основным узлам дизелей B&W и Зульцер.

Как следует из таблицы, наибольшее количество отказов приходится на детали цилиндро–поршневой группы, топливную аппаратуру и выпускные клапана.

На работу этих деталей основное влияние оказывают механические примеси, соединения серы, вода, зола, различные соли, которые при сгорании топлива переходят в золу.

По своей эффективности отстаивание топлива, как метод его подготовки, в последнее время теряет свое значение, особенно для высоковязких топлив.

Одним из основных методов очистки топлива на судах является сепарация, в процессе которой уменьшается содержание механических примесей,

воды и золообразующих солей. Эффективность сепарации отмечается для разных видов топлива. На качество очистки топлива методом сепарации оказывает влияние его вязкость, групповой состав, соотношение дистиллятных и остаточных компонентов, выбранный режим сепарации и совершенство используемого оборудования.

Результаты исследований показывают [4], что маловязкое топливо очищается с большей эффективностью, чем высоковязкое. Так, содержание механических примесей уменьшается при сепарации маловязких топлив на 70–80 %, средневязких — на 50…60 %, высоковязких легких — на 20….40%, высоковязких тяжелых — на 10…30 %.

Содержание воды снижается в маловязких топливах на 100 %, в средневязких — на 95…100 %, в высоковязких легких — на 85…100 %, в высоковязких тяжелых — на 60…80 %.

Указанные уровни снижения механических примесей и воды сопровождаются потерями горючей части топлива, в основном тяжелых компонентов. Эти потери при сепарации высоковязких топлив могут достигать 2…3 %, что является её существенным недостатком.

Сепарация высоковязких топлив происходит при температуре до 110° С, поэтому сопровождается усилением окислительных процессов, повышающих содержание смолистых веществ. Кроме того, метод сепарации является малоэффективным по изменению дисперсности механических примесей. При уменьшении общего количества частиц механических примесей относительная плотность распределения оставшихся в топливе частиц различных размеров не изменяется. Таким образом, сепарация только снижает вероятность отказов узлов дизеля, но не исключает их полностью [5].

Актуальным в последнее время стал способ топливоподготовки методом гомогенизации.

Гомогенизация это такая обработка топлива, в результате которой повышается дисперсность находящихся в нем асфальто–смолистых веществ, воды и механических примесей. Из методов гомогенизации топлив наиболее перспективными являются гидродинамический, вибро–механический и ультразвуковой.

Принцип действия гомогенизатора гидродинамического типа состоит в следующем. Топливо с помощью плунжерного насоса сжимается до давления 15...25 МПа, а затем пропускается через специальный клапан, в котором давление редуцируется до атмосферного или немногим выше.

Разрушение сгущений пленок и других пластичных асфальто-смолистых агломератов происходит в результате значительного градиента скоростей в сечении клапана, у стенок она равна нулю и достигает максимального значения в центре проходного сечения.

В результате значительного перехода скоростей агломерат в виде шара приобретает сначала яйцеобразную форму с вытянутой передней частью, затем, под действием все увеличивающейся скорости истечения, передняя его

часть отрывается от основной массы, и в результате агломерат распадается на две и более части. Аналогично диспергируются глобулы воды.

Что же касается твердых частиц и механических примесей, то для их разрушения используется эффект удара о преграду, установленную против истекшей через клапан струи топлива. Твердые частицы, обладающие значительной кинетической энергией, ударяясь о преграду, дробятся в результате соударения.

Вместе с тем, при редуцировании топлива в гомогенизирующей головке возникают кавитационные явления, которые в совокупности с упомянутыми процессами и дают необходимый эффект гомогенизации [2].

За рубежом метод гомогенизации жидкостей, в том числе топлив, нашел достаточно широкое распространение, Применяются в основном гомогенизаторы гидродинамического принципа действия.

Суть вибромеханического метода гомогенизации заключается в следующем. В топливной среде с помощью вибратора пружинного типа создают условия для возникновения кавитационных явлений. В результате вибрации пружины в топливе образуются местные разрежения, что ведёт к возникновению пузырьковых пустот, которое сопровождается локальными гидравлическими ударами. Образование пузырьковых пустот чаще всего происходит около частиц примесей, а также на поверхностях пленок сгущений. В момент «захлопывания» таких пустот происходит разрушение агломератов асфальто-смолистых веществ.

Ультразвуковой метод основан на использовании ультразвуковых колебаний, создаваемых специальным генератором. Эффект гомогенизации достигается в результате кавитации, возникающей в топливной среде под влиянием ультразвуковых колебаний [6].

В процессе эксплуатации часто возникает вопрос о возможности смешения топлив и целесообразности применения смесей в дизелях.

К смесям предъявляют такие же требования, как и к стандартным топливам, только в этом случае можно гарантировать их успешное использование в дизельных установках.

В принципе, кроме дизельного дистиллятного, все рекомендованные для применения в судовых энергетических установках топлива являются продуктами компаундирования остаточных компонентов переработки нефти с дистиллятами прямой перегонки, т.е. по своей природе эти топлива представляют собой тоже смеси. Однако рецептура этих промышленных смесей полностью удовлетворяет требованиям, предъявляемым к качеству судовых топлив при изготовлении их из нефти любого месторождения.

Качественная подготовка топлива является основой надежной и экономичной эксплуатации судовых дизелей. Пути и способы повышения качества топливоподготовки постоянно совершенствуются, что находит свое отражение в новых устройствах и системах.

При выборе системы топливоподготовки необходимо учитывать экономичность и надежность эксплуатации судового дизеля и транспортного судна в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1986. – 192 с.
2. Большаков В.Ф., Гинзбург Л.Г. Испытание судовых малооборотных дизелей на сернистых топливах повышенной вязкости при смазке цилиндров высокощелочными маслами. – М.: Судостроение, 1986. – С. 32-38.
3. Большаков В.Ф., Гинзбург Л.Г. Применение топлив и масел в судовых дизелях. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
4. Пучков Н.Г., Резников В.Д. О рациональной системе оценки эксплуатационных свойств топлив и масел. // Химия и технология топлив и масел. – 1986. – № 9. – С. 32-39.
5. Фомин Ю.Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. – М.: Транспорт, 1998. – 238 с.
6. Обольницкий А.М. Топливо и смазочные материалы. – М.: Высшая школа, 1982. – 342 с.

УДК 629.123

Фрасинюк И.И., Аболешкин С.Е.
ОГМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

В общем случае мощность механических потерь $N_м$ складывается из нескольких составляющих: мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения в движущихся деталях $N_{тр}$; мощности, затрачиваемой на приведение в действие навешенных механизмов $N_{нм}$; мощности, расходуемой на очистку и наполнение цилиндров $N_{нх}$ (насосные потери); мощности, расходуемой на приведение в действие механического компрессора $N_к$ и мощности, расходуемой на преодоление сил трения между движущимися деталями и воздухом или газами $N_д$:

$$N_м = N_{тр} + N_{нм} + N_{нх} + N_к + N_д$$

для главных судовых двигателей, в качестве которых обычно используются малооборотные дизели, наиболее значимыми являются мощности, затрачиваемые на преодоление сил трения $N_{тр}$, привод навешенных механизмов $N_{нм}$ и поршневых продувочных насосов $N_к$. В связи с этим можно сделать предположение, что характер изменения составляющих мощности механических потерь определяется как конструктивными особенностями двигателя, так и особенностями его системы наддува.

При выполнении практических расчетов принимается, что мощность механических потерь зависит только от частоты вращения n [1], считая при этом адекватной зависимость вида

$$N_{\text{м}} = N_{\text{мо}}\left(\frac{n}{n_0}\right)^{\beta_{\text{м}}}, \qquad (1)$$

где $N_{\text{мо}}$ — мощность механических потерь на номинальном режиме; n, n_0 — текущая и номинальная частота вращения вала; $\beta_{\text{м}}$ — показатель степени.

Известно, что механический КПД выражается зависимостью

$$\eta_{\text{м}} = 1 - \frac{N_{\text{м}}}{N_i}, \qquad (2)$$

где N_i — индикаторная мощность двигателя.

Используя классическое определение механического КПД для номинального режима, а также уравнения (1) и (2), после преобразований получаем, что для любого эксплуатационного режима

$$\eta_{\text{м}} = 1 - \frac{N_{i0}}{N_i}\left(\frac{n_0}{n}\right)^{\beta_{\text{м}}}(1 - \eta_{\text{м0}}), \qquad (3)$$

где N_{i0} n_0, $\eta_{\text{м0}}$, — соответственно номинальная индикаторная мощность, частота вращения вала и механический кпд.

По данным [1, 3] показатель степени $\beta_{\text{м}}$ рекомендовано принимать в пределах 1...1,2 — для тихоходных, 1,5...1,6 — для быстроходных дизелей.

Мощность механических потерь в функции частоты вращения вместо модели (1) может быть описана выражением

$$N_{\text{м}} = \left(\frac{1}{\eta_{\text{м}_{\text{ст}}}} - 1\right) N_{e_0}\left(\frac{n}{n_0}\right)^{\beta_{\text{ст}}}, \qquad (4)$$

где $\eta_{\text{м}_{\text{ст}}}$ — механический КПД при частоте вращения n, определяемой по кривой $\eta_{\text{м}_{\text{ст}}} = f(n)$ стендовых испытаний; N_{e_0} — номинальная эффективная мощность дизеля; $\beta_{\text{ст}} = 3$ — показатель степени стендовой винтовой характеристики.

Обычно в протоколах стендовых испытаний дизелей для различных режимов указываются значения механического КПД $\eta_{\text{м}_{\text{ст}}}$, которые могут быть аппроксимированы уравнением вида

$$\eta_{\text{м}_{\text{ст}}} = \eta_{\text{м}_0}\bar{\eta}_{\text{м}} = \eta_{\text{м}_0}\left(a_{\eta_0} + a_{\eta_1}\frac{n}{n_0} + a_{\eta_2}\left(\frac{n}{n_0}\right)^2\right), \qquad (5)$$

где $\bar{\eta}_м$ — аналог механического КПД; $a_{\eta 0}$, $a_{\eta 1}$, $a_{\eta 2}$ — коэффициенты полинома $\bar{\eta}_м = f(n/n_0)$.

Кривые $\bar{\eta}_м = f(n/n_0)$, полученные в результате стендовых испытаний некоторых типов дизелей, представлены на рис. 1 и 2.

В табл. 1 представлены значения $\beta_м$ для различных типов малооборотных дизелей, полученные путем обработки результатов стендовых испытаний методом наименьших квадратов для эксплуатационного диапазона изменения относительной частоты вращения $n/n_0 = 0{,}8...1{,}0$. В эту же таблицу внесены коэффициенты полинома $\bar{\eta}_м = f(n/n_0)$, подсчитанные по кривым рис. 1 и 2.

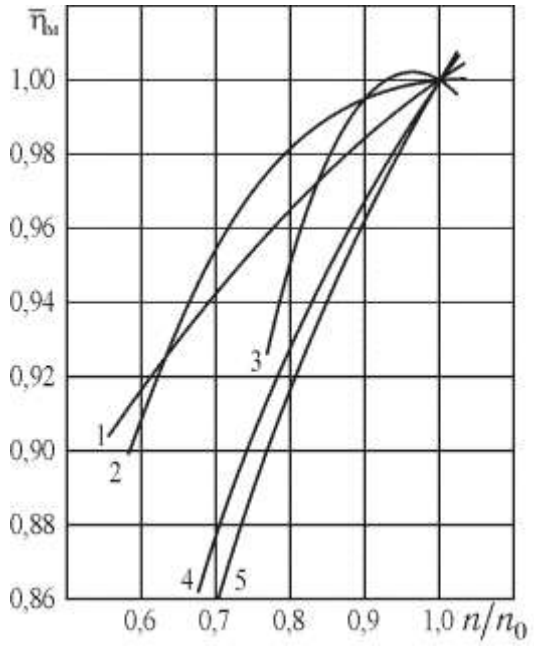


Рис. 1. Аналог механического КПД для дизелей с прямоточно-клапанной схемой газообмена: 1 — ДКРН 74/160-3; 2 — DM 850/1100; 3 — L67GFCA; 4 — UEC 85/180-A; 5 — K67GF

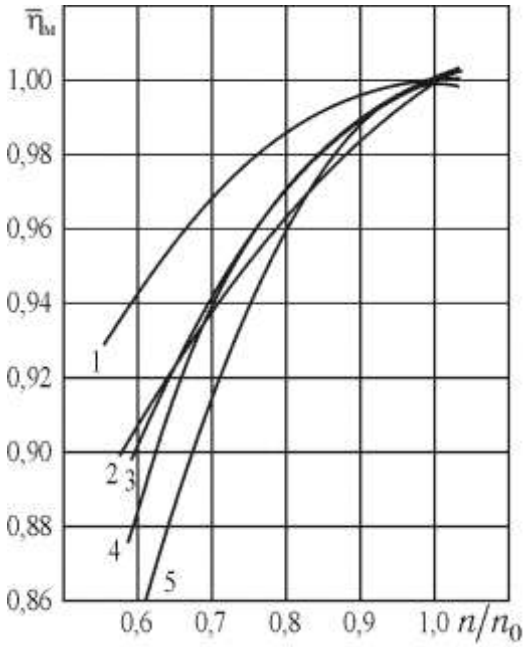


Рис. 2. Аналог механического КПД для дизелей с петлевой схемой газообмена: 1 — KZ 57/80 C; 2 — RND 68M; 3 — RD 56; 4 — RD 76; 5 — KZ 70/120 C

Таблица 1 — Результаты обработки кривых механического КПД

Тип дизеля	$\eta_{м0}$	$\beta_м$	Коэффициенты полинома		
			$a_{\eta 0}$	$a_{\eta 1}$	$a_{\eta 2}$
ДКРН 74/160-3	0,903	1,5	-0,40745	2,8857	-1,4726
K67GF	0,919	1,3	0,09439	1.5123	-0,6093
L67GFCA	0,923	1,8	0,365	1,3149	-0,68
ДМ 850/1700	0,074	1,9	-1,0969	4,4063	-2.3125
UEC 85/160-A	0,908	1,0	0,0971	1,6034	-0,7018
KZ 57/80 C	0,879	2,65	0,6517	0,6965	-0,3486
KZ 70/120 C	0,884	2.1	0,06163	1,8766	-0,93818
RD 56	0,8813	1,7	0,5724	0,75357	-0,32653
RD 76	0,88	1,9	0,3043	1,38	-0,6855
RND 68 M	0,9004	1,5	0,58752	0,63718	-0,2247

Как видно из табл. 1, диапазон изменения показателя степени $\beta_м$ существенно шире: $\beta_м$ = 1,0...2,7, причем большие значения характерны для дизелей, использующих подпоршневые полости в системе наддува для повышения давления наддувочного воздуха. Здесь необходимо отметить, что статистическая зависимость (1) при фиксированном значении показателя степени применима на достаточно узких диапазонах частот вращения. Так, например, при $\bar{n}$ = 0,4...0,5 показатель степени $\beta_м$ близок к нулю, а при дальнейшем снижении частоты вращения до минимально устойчивой принимает отрицательные значения.

Используя зависимости (4) и (5) можно получить уравнение для определения механического КПД на произвольном режиме нагружения определяемом относительной частотой вращения n/n_0 и индикаторной мощностью N_i:

$$\eta_м = 1 - \frac{N_м}{N_i} = 1 - \left(\frac{1}{\bar{\eta}_м} - \eta_{м_0} \right) \frac{N_{i0}}{N_i} \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 . \qquad (6)$$

Для вычисления значения механического КПД по формуле (6) величину $\bar{\eta}_м$ можно определить графически по рис. 1, 2 или, сопоставив кривую стендовых испытаний дизеля с графиками на указанных рисунках, из таблицы выбрать соответствующие коэффициенты и произвести её расчет.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Брук М.А., Рихтер А.А. Режимы работы судовых дизелей. – Л.: Судпромгиз, 1963. – 482 с.
2. Фомин Ю.Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. – М.: Транспорт, 1968. – 304 с.
3. Ржепецкий К.Л., Рихтер А.А. Дизель в судовом пропульсивном комплексе – Л.: Судостроение, 1978. – 251 с.

УДК 629.12-8:629.12.037.4-83

Яровенко В.А.
ОГМУ

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ГРЕБНЫМИ УСТАНОВКАМИ ЭЛЕКТРОХОДОВ, С ЦЕЛЬЮ СОКРАЩЕНИЯ ВЫБЕГА СУДНА ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ

Под экстренным торможением подразумеваются маневры, выполняемые судном в ситуациях, близких к критическим. Сокращению выбега судна *X*, при этом, способствует правильный выбор режимов работы судовой энергетической установки (СЭУ). В подобных ситуациях целесообразно пересмотреть штатные защиты и блокировки, с тем, чтобы кратковременно «загрубив» их до максимально допустимых значений, попытаться полностью использовать возможности СЭУ для достижения поставленной цели.

Важнейшей задачей, при анализе подобной ситуации, является определение оптимальных законов управления гребными установками электроходов при торможении, обеспечивающих минимальное значение критерия оптимальности $X_{\min}$.

Рассмотрим решение поставленной задачи применительно к электроходам с перспективным вариантом гребного привода — на базе частотно-управляемых гребных электродвигателей. Будем отыскивать оптимальные законы управления в виде:

$$\alpha = \alpha_{уст}\left(1 - \exp\left(-K_\alpha \cdot t^0\right)\right);$$
$$\gamma = K_1\alpha + K_2\alpha^2 + K_3\alpha^3,$$

где α и $\alpha_{уст}$ — текущее и установившееся значения относительной частоты питающего двигатель напряжения; K_α — коэффициент, определяющий темп нарастания α; γ — относительное значение питающего двигатель напряжения; K_1, K_2, K_3 — коэффициенты полиномиального закона изменения $\gamma = \gamma(\alpha)$.

Решаемая задача относится к области нелинейного программирования и заключается в отыскании экстремумов целевой функции $f(\mathbf{K})$ при p заданных ограничений в виде неравенств [1]:

$$f(\mathbf{K}), \mathbf{K} \in E^n; \qquad g_j(\mathbf{K}) \geq 0, j = 1, 2, \ldots p.$$

Оптимальные законы управления $\alpha_* = \alpha(t^0)$ и $\gamma_* = \gamma(\alpha)$ оптимальных решений $\mathbf{K}_* = [K_1, \ldots, K_n]$, $f_* = f(\mathbf{K}_*)$ могут быть представлены аналитическими зависимостями указанного вида и их графическими интерпретациями.

Критерий оптимальности $X_{\min}$ может быть оценен с помощью предложенной в работе [2] обобщенной математической модели, описывающей маневренные режимы работы пропульсивных комплексов электроходов, включающих в себя первичные двигатели, гребную электрическую установку переменного тока с частотно-управляемыми двигателями, гребные винты и корпус судна. Численные значения X при различных законах управления гребными установками получаются в результате расчетов законов изменения всех режимных показателей комплексов на исследуемых маневрах.

Как показали проведенные исследования, целевые функции рассматриваемых оптимизационных задач мультимодальны с неизвестным количеством локальных минимумов. Для поиска оптимальных решений разработана специальная процедура глобальной оптимизации. В основе алгоритмов поиска локальных оптимумов был заложен метод Пауэлла.

Решая поставленную задачу, имеет смысл рассматривать лишь те маневры, на которых оптимизация управления гребной установкой реально способствует сокращению X. К ним можно отнести:

- реверс гребной установки (на прямолинейной траектории);
- реверс гребной установки с одновременной перекладкой пера руля.

Одновременные перекладка руля и реверс гребной установки должны способствовать сокращению выбега судна по сравнению с отдельными маневрами реверсирования и перекладки руля. Это подтверждается расчетами, результаты которых приведены в табл. 1.

Таблица 1 — Влияние способа маневрирования на величину выбега электрохода

Маневр	Угол перекладки	Закон управления	X
а) отворот	35^o	$\alpha = \alpha_{уст}$; $\gamma = \gamma_{уст}$	4,12
б) экстренный реверс	0^o	$\alpha = \alpha_{уст}[1 - \exp(-K_\alpha t^0)]$; $\gamma = K_1\alpha + K_2\alpha^2 + K_3\alpha^3$	3,676
в) экстренный реверс с отворотом	35^o	$\alpha = \alpha_{уст}[1 - \exp(-K_\alpha t^0)]$; $\gamma = K_1\alpha + K_2\alpha^2 + K_3\alpha^3$	3,0

Выбег судна при выполнении маневра «в» на 22,5 % меньше, чем при маневре «б» и на 37,3 % меньше, чем при маневре «а». Если же провести еще и оптимизацию законов управления (результаты по маневру «в» получены при оптимальных для прямолинейной траектории, законах управления) $\alpha=\alpha(t^0)$ и $\gamma=\gamma(\alpha)$ на маневре «в», то вполне естественно ожидать большего снижения величины выбега судна. Таким образом, целесообразность оптимизации законов управления очевидна.

Предварительные исследования по оптимизации управления выявили парадоксальную на первый взгляд ситуацию: в ряде случаев «загрубление» защиты вызывало обратный эффект — выбег судна X не уменьшался, а увеличивался. Анализ результатов расчетов показал, что на это явление влияют главным образом величина допустимого значения напряжения на входе ГЭД — $(U_М)_{доп}$ и, в меньшей степени, допустимое значение провалов напряжения на выходе генераторов — $(\Delta U_G)_{доп}$. Причем, именно на уровне, близком к $(U_М)_{доп} = 1{,}2(U_М)_{ном}$ и начинает проявляться «непредсказуемость» поведения ГЭД. Результаты исследования влияния величины $\Delta U_М = (U_М)_{доп} - (U_М)_{ном}$ на оптимальные решения (обозначенные индексом *), найденные в отдельных исследованиях, приведены в табл. 2.

Таблица 2 — Влияние $\Delta U_М$ на оптимальное решение

$\Delta U_М$	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,21	0,225	0,25
$\alpha_{уст*}$	0,4817	0,4948	0,5026	0,5155	0,5205	0,5470	0,9900	0,5470
K_{1*}	2,0918	2,1966	2,3661	2,4113	2,1159	1,9686	0,5961	1,9686
K_{2*}	-0,309	-0,335	-0,535	-0,355	0,721	1,024	0,005	1,024
K_{3*}	-0,783	-0,862	-0,831	-1,056	-1,837	-1,993	0,399	-1,993
X_{min*}	2,1880	2,1408	2,0962	2,0580	2,0257	2,9247	2,9247	2,0166

Из табл. 2 видно, что, начиная с $\Delta U_М = 0{,}2$, значение X_{min} начинает «скакать». Для $\Delta U_М > 0{,}25$ картина повторяется. Ситуация осложняется и тем, что с изменением значений параметров комплексов «всплески» и «падения» X_{min} имеют место при различных значениях $\Delta U_М$. В подобной ситуации единственным выходом является включение параметра $\Delta U_М$ в оптимизируемые. Таким образом, в число оптимизируемых параметров вошли: $\alpha_{уст}$, K_1, K_2, K_3, $\Delta U_М$.

На оптимальные законы управления влияет большое число факторов. Оценка значимости их влияния на оптимальные законы управления проводилась по показателям:

- оптимальное значение относительной частоты — $\alpha_{уст*}$;
- оптимальный закон управления — $\gamma_*=\gamma(K_{1*}, K_{2*}, K_{3*})$;
- оптимальное значение целевой функции — X_{min}.

Комплексный анализ влияния факторов на перечисленные выше показатели дал основания включить в число значимых параметров:

$$N_M = \frac{M_{M0}L}{J_M\omega_{M0}v_0}; \quad \text{(вклад } N_M \text{ в целевую функцию — 47 %),}$$

$$C_{M8} = \frac{C_M^2}{r_2'^2}\alpha_0^2; \qquad \text{(вклад } C_{M8} \text{ в целевую функцию — 33 %),}$$

где M_{M0} — вращающий момент гребного электродвигателя на установившемся режиме работы; L — длина судна; J_M — приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся частей двигателя и гребного винта с присоединенными массами воды; ω_{M0} — угловая скорость вращения гребного винта на установившемся режиме; v_0 — скорость движения судна на установившемся режиме; C_M — постоянный коэффициент частотно управляемого гребного электродвигателя; r_2' — приведенное активное сопротивление ротора ГЭД; α_0 — базовое значение относительной частоты питающего двигатель напряжения.

Таблица 3 — Варианты сочетаний значимых параметров и оптимальные решения

Вариант	Номер кривой	Значения значимых параметров			Оптимальное решение				
		$v_{нач.}$	N_M	C_{M8}	$\alpha_{уст*}$	K_{1*}	K_{2*}	U_{Mmax*}	X_{1min*}
1	1	0,914	5	1	1,0280	0,8099	0,0051	1,2767	2,5396
2	2	0,411	5	1	1,0523	0,6443	-0,582	1,2950	0,8964
3	3	0,914	5,5	1	1,0294	0,7988	0,0408	1,1913	2,5190
4	4	0,411	5,5	1	1,0546	0,6791	0,3573	1,1661	0,9000
5	5	0,914	6	1	1,0292	0,7948	0,0465	1,2097	2,4987
6	6	0,411	6	1	1,0388	0,5224	0,4291	1,2362	0,8836
7	7	0,914	5	5	0,6325	2,7842	-0,576	1,300	2,1448
8	8	0,411	5	5	0,5353	1,8800	1,9010	1,300	0,7616
9	9	0,914	5,5	5	0,6490	2,8085	-0,661	1,300	2,1226
10	10	0,411	5,5	5	0,5627	2,0265	1,2387	1,2753	0,7596
11	11	0,914	6	5	0,6227	2,7552	-0,528	1,300	2,100
12	12	0,411	6	5	0,5342	1,8762	1,8940	1,2970	0,7523
13	13	0,914	5	9	0,6158	2,0548	0,3255	1,1746	2,0714
14	14	0,411	5	9	1,0300	0,4849	0,2829	1,3127	1,4604
15	15	0,914	5,5	9	0,5907	2,8025	0,8594	1,3179	1,9316
16	16	0,411	5,5	9	0,6018	2,3088	0,5776	1,3104	0,7501
17	17	0,920	6	9	0,5763	2,2186	0,8585	1,3188	1,9101
18	18	0,475	6	9	0,5833	1,7133	1,5595	1,2993	0,8011

Помимо перечисленных параметров существенное влияние на оптимальные законы управления оказывает (как показали результаты анализа) начальное значение скорости движения судна — $v_{нач.}$

Проведенные далее исследования позволили рассчитать и построить оптимальные законы управления гребными установками для самых различных вариантов сочетаний параметров комплексов. Расчеты проводились по полной математической модели переходных режимов работы пропульсивных комплексов, представленной в [2], при различных значениях значимых параметров. В качестве примера в табл. 3 приведены несколько вариантов сочетаний значимых параметров (исходя из варьирования $v_{нач}$ на двух уровнях, а $N_М$ и $C_{М8}$ — на трех). Здесь же даны и оптимальные решения по каждому варианту.

Оптимальные решения включают в себя оптимальные значения коэффициентов $\alpha_{уст*}$, K_{1*}, K_{2*}, K_{3*} ($K_{3*} = 1 - K_{1*} - K_{2*}$), $U_{М*}$ и целевой функции X_{min*}. Оптимальные законы управления относительным напряжением $\gamma_*=\gamma(K_{1*}, K_{2*}, K_{3*})$ в функции относительной частоты α построены на рис. 1.

Полученные результаты позволяют назначить в первом приближении оптимальные законы управления гребными установками электроходов, включающие в себя:

- закон изменения относительной частоты — $\alpha_* = \alpha(t^0)$;
- закон изменения относительного напряжения — $\gamma_* = \gamma(\alpha)$;
- ограничение по максимальному напряжению двигателя — $U_{М*}$,

а также оценить получаемый при этом выбег электрохода — X_{min*}.

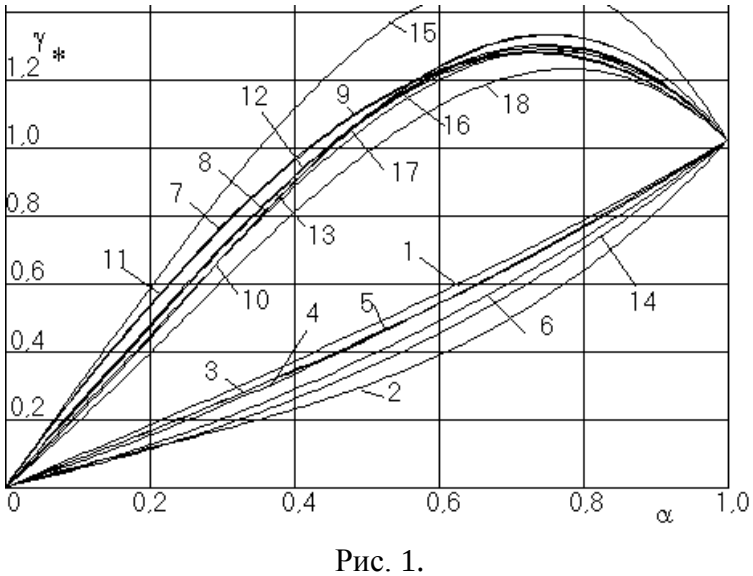


Рис. 1.

Для уточнения (в случае необходимости) оптимальных законов управления следует учесть факторы с меньшими вкладами в показатель оптимальности, либо получить оптимальные законы непосредственно по математической модели, приведенной в работе [2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975. – 534 с.
2. Яровенко В.А. Математическая модель переходных режимов работы электроэнергетических установок электроходов с асинхронными гребными электродвигателями // Придніпровський науковий вісник. – № 3. – 1998. – С. 22-29.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.182.44
Абрамов В.А. Разработка математической модели процесса интенсифицированной очистки теплообменников от накипи // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 4-11.
Проведены исследования по программе многофакторного планирования эксперимента. Полученные данные позволили построить математическую модель, адекватно оценивающую воздействие выбранных факторов в диапазоне их изменения на эффективность интенсифицированной очистки от накипи. Полученное уравнение регрессии может использоваться при расчете режимов эксплуатационных очисток теплообменных аппаратов предложенными методами.
Табл. 1. Ил. 3. Список лит.: 8 назв.

УДК 621.431.73-843.6.038
Барсуков С.И. Перспективные теоретические исследования энергетических установок на следующий век // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 11-17.
Показаны основные направления теоретических исследований рабочих процессов дизелей как многокритериальных оптимизационных задач.
Список лит.: 11 назв.

УДК 628.84.004.1.001.5
Голиков В.А., Кривой А.Ф. Нелинейная математическая модель состояния: температуры, влагосодержания и скорости воздушного потока в кондиционируемом помещении // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 17-27.
Предложена многопараметрическая модель динамики состояния микроклимата судовых помещений, представляющая основу для стабилизации микроклимата по интегральным показателям комфортности.
Ил. 1. Список лит: 3 названия.

УДК 621.891
Евдокимов Д.В. Влияние профиля износа пары поршень-цилиндр судовых аксиально-поршневых гидромашин на эпюры давления. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 28-31.
Показано влияние профиля износа контртел цилиндро-поршневой пары аксиально-поршневой гидромашины на распределение давления по длине активной части поршня при его различных положениях в цилиндре, что имеет практическое значение для определения деформаций и утечек.
Ил. 5. Список лит. 3 назв.

УДК 629.123.03
Заичко С.И., Миюсов М.В. Моделирование аэродинамических характеристик ветродвижителей в условиях качки судна // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 32-36.
Показано, что при расчётах ходкости и управляемости судов с ветродвижителями необходимо учитывать скорректированные аэродинамические характеристики ветродвижителя. Регулировка угла его установки, может изменять силу демпфера, что будет весьма полезно при изучении стабилизации судна на курсе.
Ил. 3. Список лит.: 2 назв. Табл. 3.

УДК 621.431.74.018.3

Ивановский В.Г, Черемисин В.И., Штабов В.О. Исследование влияния фаз топливоподачи на рабочий процесс судового среднеоборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 37-42.

Приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований главных двигателей СЕМТ Пилстик 18PC2.2V-400 и Зульцер 6ZL40/48 при различных значениях основного регулировочного параметра — геометрического угла опережения подачи топлива. Установлены рациональные значения этого параметра для выше приведенных типов двигателей на основных эксплуатационных режимах пассажирских судов типа «Белоруссия» и «Дмитрий Шостакович».

УДК 621.896.621.829

Кардаш В.П. Высокочастотный электроимпульсный метод диагностирования подшипников качения судовых вспомогательных механизмов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 43-46.

Предложены метод и установка высокочастотной импульсной диагностики изнашивания подшипников качения судовых вспомогательных механизмов.

Ил. 3. Список лит.: 3 назв.

УДК 620.197.181

Коваленко В.Ф., Гоженко А.И., Герасименко Н.И. Структура воды и энерго-мониторинг ее памяти // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 47-49.

Освещается видение авторами энергетического существа мониторинга памяти воды на примере воздействия ксенобиотиков или микродоз гомеопатии как сигнализаторов включения «кладовой памяти» иммунной системы на необходимое противодействие организма и использование принципа этого механизма в эргономических системах энергетики.

Список лит. 12 назв.

УДК 621.431.74.038

Колегаев М.А., Саприка О.Л. Режимные показатели реверсирования судового гидромеханического комплекса // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 50-54.

Рассматрены методы оценки пути и времени выбега судна до остановки при реверсировании судового гидромеханического комплекса.

Ил. 1. Список лит.: 2 назв.

УДК 621.431.74.18-19

Конаков Г.А., Севрюков В.В., Бойко П.В. Оценка уровня тепловой напряженности судового дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 54-59.

Рассматриваются методы оценки тепловой напряженности дизеля. Рекомендуется относительный критерий теплонапряженности для контроля его теплового состояния в эксплуатации.

Ил. 1. Список лит.: 4 назв.

УДК 62-83: 621.3.025.629.13

Котриков К.П., Бурденко А.Ф. Уменьшение ударных моментов на валу дизеля при пуске мощных асинхронных двигателей в системе синхронный генератор - асинхронный двигатель // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 60-63.

Рассмотрен процесс пуска асинхронного двигателя подруливающего устройства в системе синхронный генератор – асинхронный двигатель. Показано, что за счет плавного повышения напряжения на зажимах асинхронного двигателя можно устранить ударные моменты на валу дизеля.

Ил. 2. Список лит.: 2 назв.

УДК 621.891

Кошарская Л.В. Повышение качества фрикционной упрочняющей обработки в судоремонте // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 64-68.

Рассмотрено влияние продуктов износа образующихся при фрикционной упрочняющей обработке деталей и магнитных полей на износ и шероховатость поверхностных слоев, что имеет практическое значение в судоремонте.

Ил. 3. Список лит.: 2 назв.

УДК 629.12.03:621.431.74

Матвеенко В.Т. Теплотехнические характеристики судового ГТД с турбокомпрессорным утилизатором на переменных режимах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 69-72.

Представлены результаты исследований характеристик судового ГТД с турбокомпрессорным утилизатором (ТКУ) на переменных режимах. Показано, что ГТД с ТКУ на частичных режимах работы имеет теплотехнический (общий) КПД выше, чем в обычном ГТД. В ГТД с ТКУ общий КПД стабилен на всех режимах работы, что положительно для установки когенерационного типа.

Ил. 2. Список лит.: 3 назв.

УДК 621.396.93

Михайлов В.С. Определение радиуса действия контрольно-корректирующих станций в диапазоне ультракоротких волн. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 73-75.

Рассмотрены два поддиапазона частот f = 156,8 мГц и f = 30-33 мГц и определен радиус действия контрольно-корректирующей станции в диапазоне ультракоротких волн.

Ил. 5. Список лит.: 3 назв.

УДК 629.123.03

Миюсов М.В. Исследование режимов работы судовой энергетической установки тепловетрохода // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 76-82.

С использованием численного моделирования проведено исследование оптимальных и квазиоптимальных режимов работы пропульсивного комплекса тепловетрохода для различных типов судов и даны рекомендации по их назначению.

Табл. 1. Ил. 3. Список лит.: 3 назв.

УДК 629.123.03

Морозов О.В. Управление судном с использованием ГМССБ // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 83-85.

Показаны пути повышения эффективности использования ГМССБ и, в частности, системы GlobeEmail для оперативного управления судами.

Ил. 1.

УДК 629.12

Назаров А.Г. Математическая модель аэродинамики парусного судна при его нестационарном движении // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 86-90.

В контексте задачи прогнозирования маневренных и ходовых качеств малотоннажного парусного судна выполнен критический анализ существующих математических моделей аэродинамических характеристик. Предложена физически обоснованная модель, применимая для нестационарного движения парусного судна.

Ил. 2. Список лит.: 6 назв.

УДК 538.61.035
Никитин П.В., Горобец И.А. Некоторые концептуальные подходы в определении компетентности работников водного транспорта // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 91-93.
Рассмотрены некоторые принципы определения компетентности работников водного транспорта и проблемы, возникающие в связи с различным подходом в этой ситуации.

УДК 629.123.03
Писклов В.Т. Конструктивные особенности и режимы работы элементов рулевого устройства судна — ветрохода // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 93-100.
Выполнен анализ конструктивных особенностей элементов рулевого устройства и предложен метод оценки рациональных режимов работы рулевой машины судна-ветрохода.
Ил. 2. Список лит.: 5 назв.

УДК 621.577
Радченко Н.И. Повышение эффективности паропотребления на рыбоперерабатывающих судах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 101-106.
Исследована тепловая эффективность технологических потребителей пара. Показано, что из-за обусловленных конденсатоотводчиками пульсаций теплоносителя потребитель превращается в гибрид теплообменника с аккумулятором конденсата. Проведением аналогии с парогенерирующим контуром обоснована концепция эффективного паропотребления путем рециркуляции несконденсировавшегося пара.
Ил. 1.

УДК 621.577
Родин П.Т., Мельников Б.П., Харитонов А.В. Расчёт крутильных колебаний валопроводов в матричной форме // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 107-112.
Рассмотрен метод расчёта крутильных колебаний в матричной форме применительно к возможности его использования на ЭВМ.
Ил. 2. Список лит.: 6 назв.

УДК 621.896:621.829
Сагин С.В., Поповский Ю.М., Бордан Д.Ф. Связь электрических и оптических методов оценки противоизносных характеристик граничных смазочных слоёв // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 113-116.
Экспериментально установлена корреляционная зависимость между электрической прочностью граничного смазочного слоя и его противоизносными характеристиками. Предложен экспрессный метод оценки противоизносных характеристик смазочных материалов. Приведена корреляционная оценка предлагаемого метода с ранее разработанными.
Табл. 1. Ил. 2. Список лит.: 5 назв.

УДК 621.896:621.829
Севрюков В.В. Усовершенствование колебательной системы преобразователей для ультразвуковой ударной обработки судовых деталей и сварных конструкций // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 117-125.
Рассмотрены различные конструкции колебательных систем магнитострикционных преобразователей. Показано, что применение усовершенствованных колебательных систем, обладающих высокой надёжностью, позволяет расширить область практического использования метода в судостроении и судоремонте.
Ил. 6. Список лит.: 11 назв.

УДК. 621.421.74.002
Сторожев В.П. Долговечность крышек цилиндров и выпускных клапанов судовых малооборотных двигателей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 126-129.
Приведены результаты статистической обработки распределения времени безотказной работы крышек цилиндров и выпускных клапанов малооборотных двигателей различных типов.
Табл. 1. Ил. 4. Список лит. 3 назв.

УДК 621.431.74
Суворов П.С. Управление нагружением главного судового дизеля при развороте лопастей винта регулируемого шага // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 129-133.
Рассмотрено управление нагружением главного судового дизеля при развороте лопастей ВРШ. Показана возможность использования для этой цели упрощенных расчётных зависимостей.
Ил. 4. Список лит. 2 назв.

УДК 627.386.6
Сурин С.М., Мельник Е.Н., Мельник А.Н., Ромашко В.Н. Динамика осаждения ионов жесткости фосфатами в котле // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 133-135.
Предложена методика определения динамики состава водных сред в процессе эксплуатации котла, что позволяет автоматизировать систему котельной водоподготовки.
Ил. 2. Список лит. 1 назв.

УДК 629.12.004.67.002
Тарапата В.В. Обобщенная модель переноса вещества при восстановлении и упрочнении деталей судовых технических средств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 136-143.
Показан процесс переноса вещества на обработанные поверхности детали в процессе восстановления и упрочения. Количественная оценка этих процессов позволит управлять структурой и свойствами поверхностых слоёв детали.
Табл. 1. Ил. 2. Список лит. 13 назв.

УДК 621.1.431.74.004.18
Фрасинюк И.И. Анализ судовых систем подготовки тяжелого топлива // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 144-148.
Показано значение подготовки топлива для надёжной эксплуатации дизелей и транспортного судна в целом
Табл. 1. Список лит. 6 назв.

УДК 629.123
Фрасинюк И.И., Аболешкин С.Е. Определение эффективных показателей главного двигателя в условиях эксплуатации // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 148-151.
Приведена методика оценки эффективности показателей дизеля с учётом механических потерь дизеля. Предложен алгоритм оптределения механического КПД дизелей с учётом результатов их стендовых испытаний.
Табл. 1. Ил. 2. Список лит. 3 назв.

УДК 629.12-8:629.12.037.4-83

Яровенко В.А. Оптимальное управление гребными установками электроходов, с целью сокращения выбега судна при экстренном торможении // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА. – 1999. – № 4. – С. 151-155.

Предложена методика определения законов управления энергетической установки с асинхронными частотно-управляемыми гребными электродвигателями. В качестве критерия оптимальности выбран минимум выбега судна при торможении. Выявлены параметры, влияющие на оптимальные законы. Рассчитаны и построены диаграммы с оптимальными законами управления.

Табл. 3. Ил. 1. Список лит. 1 назв.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Сборник научных трудов Одесской государственной 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. Предусматривается также выпуск тематических сборников научных трудов, содержащих научные работы в какой-либо одной области судовой энергетики.

Рукописи оформляются следующим образом.

1. Рукопись представляется в редакционную коллегию на дискете 3,5» в формате «Microsoft Word» (версия Word 97 или более ранняя) с копией на бумаге формата А4 (210×297). Поля — по 23 мм со всех сторон. Текст набирать через 1 интервал шрифтом *Times New Roman*, кегль 14 пт; для таблиц — кегль 12 пт. Перед названием рукописи должны быть указаны индекс УДК, фамилии и инициалы авторов и сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. К статье обязательно прилагается реферат объёмом до 300 печатных знаков на русском и английском языках. Копия рукописи должна быть подписана всеми авторами с указанием адреса для переписки и контактных телефонов.
2. Объём статьи не должен превышать 0,5 авторского листа (с учётом иллюстраций и подрисуночных подписей).
3. Иллюстративный материал, таблицы располагаются на отдельных листах в конце статьи. Допускается размещение нескольких таблиц на одном листе. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.
4. Рисунки выполняются тушью на белой бумаге достаточной плотности формата А4 (210×297). На обороте указывается номер и принадлежность к статье. На полях рукописи указывается желаемое место размещения рисунка. Качество рисунков должно быть достаточным для публикации. Возможно представление рисунков в формате Corel Draw. Обязательно наличие в тексте ссылок на рисунки (рис.).
5. Таблицы оформляются в соответствии с правилами представления их в диссертациях. Все таблицы должны иметь заголовки. Ссылки на таблицы даются в сокращённом виде (табл.).
6. Переменные, функции, вектора, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.
7. Библиографические описания должны соответствовать ГОСТ.

Контактные телефоны редакции (0482) 733-49-24, 733-23-52.

СОДЕРЖАНИЕ

К 100-летию со дня рождения А.А. Мирющенко 3
Абрамов В.А. Разработка математической модели процесса интенсифицированной очистки теплообменников от накипи 4
Барсуков С.И. Перспективные теоретические исследования энергетических установок на следующий век 11
Голиков В.А., Кривой А.Ф. Нелинейная математическая модель состояния: температуры, влагосодержания и скорости воздушного потока в кондиционируемом помещении 17
Евдокимов Д.В. Влияние профиля износа пары поршень-цилиндр судовых аксиально-поршневых гидромашин на эпюры давления 28
Заичко С.И., Миюсов М.В. Моделирование аэродинамических характеристик ветродвижителей в условиях качки судна 32
Ивановский В.Г., Черемисин В.И., Штабов В.О. Исследование влияния фаз топливоподачи на рабочий процесс судового среднеоборотного дизеля 37
Кардаш В.П. Высокочастотный электроимпульсный метод диагностирования подшипников качения судовых вспомогательных механизмов 43
Коваленко В.Ф., Гоженко А.И., Герасименко Н.И. Структура воды и энерго-мониторинг ее памяти 47
Колегаев М.А., Саприка О.Л. Режимные показатели реверсирования судового гидромеханического комплекса 50
Конаков Г.А., Севрюков В.В., Бойко П.В. Оценка уровня тепловой напряженности судового дизеля 54
Котриков К.П., Бурденко А.Ф. Уменьшение ударных моментов на дизель при пуске мощных двигателей в системе дизель – синхронный генератор – асинхронный двигатель 60
Кошарская Л.В. Повышение качества фрикционной упрочняющей обработки стальных поверхностей 64
Матвеенко В.Т. Теплотехнические характеристики судового ГТД с турбокомпрессорным утилизатором на переменных режимах 69
Михайлов В.С. Определение радиуса действия контрольно-корректирующих станций в диапазоне ультракоротких волн 73
Миюсов М.В. Исследование режимов работы судовой энергетической установки тепловетрохода 76
Морозов О.В. Управление судном с использованием ГМССБ 83
Назаров А.Г. Математическая модель аэродинамики парусного судна при его нестационарном движении 86
Никитин П.В., Горобец И.А. Некоторые концептуальные подходы в определении компетентности работников водного транспорта 91
Писклов В.Т. Конструктивные особенности и режимы работы элементов рулевого устройства судна-ветрохода 93
Радченко Н.И. Повышение эффективности паропотребления на рыбоперерабатывающих судах 101
Родин П.Т., Мельников Б.П., Харитонов А.В. Расчет крутильных колебаний валопроводов в матричной форме 107
Сагин С.В., Поповский Ю.М., Бордан Д.Ф. Связь электрических и оптических методов оценки противоизносных характеристик граничных смазочных слоёв 113
Севрюков В.В. Усовершенствование колебательной системы преобразователей для ультразвуковой ударной обработки судовых деталей и сварных конструкций 117

Сторожев В.П. Долговечность крышек цилиндров и выпускных клапанов судовых малооборотных двигателей 126
Суворов П.С. Управление нагружением главного судового дизеля при развороте лопастей винта регулируемого шага 129
Сурин С.М., Мельник Е.Н., Мельник А.Н., Ромашко В.Н. Динамика осаждения ионов жесткости фосфатами в котле 133
Тарапата В.В. Обобщенная модель переноса вещества при восстановлении и упрочнении деталей судовых технических средств 136
Фрасинюк И.И. Анализ судовых систем подготовки тяжелого топлива 144
Фрасинюк И.И., Аболешкин С.Е. Определение эффективных показателей главного двигателя в условиях эксплуатации 148
Яровенко В.А. Оптимальное управление гребными установками электроходов, с целью сокращения выбега судна при экстренном торможении 151
Рефераты 156

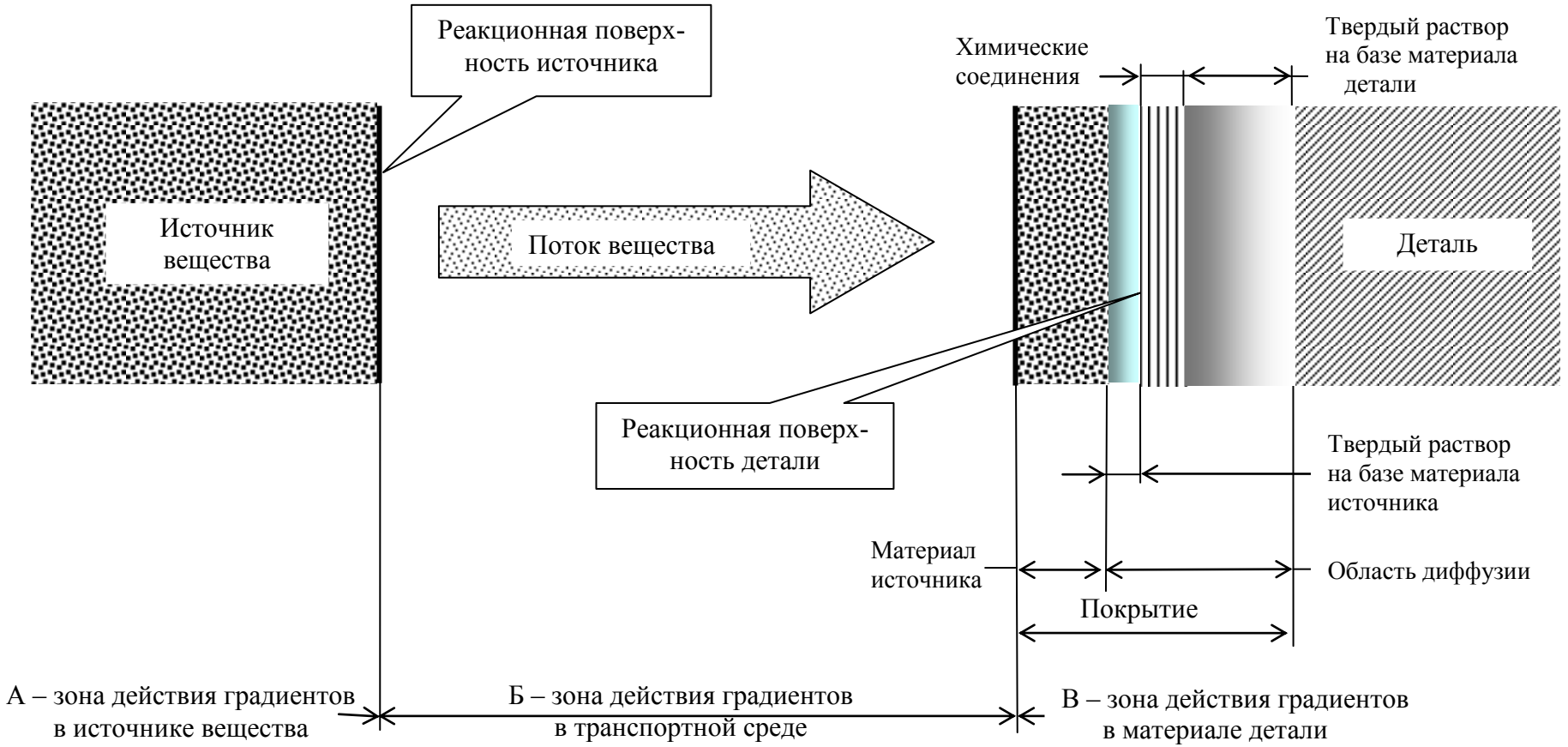


Рис. 1. Обобщенная схема переноса вещества на поверхность детали под действием физических сил при восстановлении и упрочнении

Подписано к печати 15.12.99. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 10,35. Тираж 100 экз. Заказ 8254.
Отпечатано в полиграфическом центре Система-Сервис
Одесса, 65078, ул. Космонавтов, 34, оф. 111.
Тел.: (0482) 619-130, 698-978.