

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

ISSN 1815-6770

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 12

Одесса
2005

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.
Вып. 12. – Одесса: ОНМА, 2005. – 155 с.

Сборник посвящен проблемам судовой энергетики, проектирования, модернизации и эксплуатации судовых энергетических установок, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. С.И. Барсуков, ОИСВ; к.т.н., проф. ОНМА Б.П. Богданов, (отв. секретарь); д.т.н., проф. Л.В. Вишневский, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, ОНМА; к.т.н., проф. В.К. Голубев, ОНМА; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СНТУ; к.т.н., проф. ОНМА М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. А.Й. Коханский, ОНМА; д.т.н., проф. М.В. Миюсов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; д.т.н., проф. А.П. Радченко, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; к.т.н., доц. В.В. Севрюков, Регистр судоходства Украины; д.т.н., проф. П.С. Суворов, ОАО УДП; д.т.н., проф. С.М. Сурин, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА.

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

Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.
e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакурн С.Н.

С 3205030000
2005 Без объявления

ББК 39.46

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 3 от 25.06.2005 г.

© Одесская национальная морская академия

СОДЕРЖАНИЕ

Радченко А.П., Будашко В.В.	5
Підвищення ефективності передачі потужності в судових пропульсивних комплексах	5
Варбанец Р.А.	13
Система разделенного мониторинга СДВС	13
Васильев А.Е., Чураков А.И.	21
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ОБВОДНЕННЫХ МАСЕЛ СДВС	21
Веретенник А.М.	31
Автоколебательные процессы в системе стабилизации частоты судового дизельгенератора	31
Абрамов В.А.	38
Екологічна оцінка використання продуктів згорання в якості джерела двоокису вуглецю для запобігання накопиченню біологічного обрастання в судових теплообмінних апаратах	38
Богач В.М., Задорожный А.А., Колиев И.Д.	45
экспериментальный СТЕНД И методика исследований систем смазывания цилиндров СДВС	45
Бойко П.В., Бондарь С.А.	54
ПОКАЗАТЕЛИ ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ	54
Власенко О.А.	61
Синтез инвариантного нелинейного регулятора по отклонению стабилизации частоты судового валогенератора с гидроприводом	61
Голиков В.А., Голубев М.В.	69
Научные проблемы энергетической эффективности судовых дизельных установок	69
Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В.	80
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ	80
Голиков А.А.	89
МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В СУДОВЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ БАЛКЕРОВ В ПЕРИОД ГРУЗОВЫХ ОПЕРАЦИЙ	89
Голиков А.А., Дмитриев М.Н.	98
Совершенствование технической эксплуатации судовой энергетической установки посредством метода управления риском.	98
Колесник Д.В.	106
Тенденции развития пропульсивных комплексов судов эксплуатирующихся во внутренних водных путях	106
Колпакчи Э.М., Коханский А.И.	112

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДВУХКОНТУРНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ ВОЗДУХА НАДДУВА НА РЕЧНЫХ ПАССАЖИРСКИХ СУДАХ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ СТЕСНЕННОГО ФАРВАТЕРА	112
Дорошенко А.В., Корейша О.В., Лисин В.В.	122
использование солнечной энергии в судовых системах термовлажностной обработки воздуха	122
Луковцев В.С., Юхименко С.В.	127
ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬ- ГЕНЕРАТОРА С ПЕРЕГРУЗКОЙ 10%	127
Никольский В.В., Багдасарян Л.Б.	132
ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВ И МАСЕЛ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СЭУ	132
Половинка Э.М., Бузовский В.А.	137
ИЗМЕНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ТОПЛИВА В ПРОЦЕССЕ ВПРЫСКИВАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ	137
Слыньченко А.А., Ключев К.М.	145
линейный дизель-генератор Для Судовых ПРОПУЛЬСИВНЫХ КОМПЛЕКСОВ	145
Ткач М.Р.	152
Эффективность газотурбинных энергетических установок с дополнительной камерой сгорания для специализированных судов.....	152
Трибусян Ю.Н., Ханмамедов С.А.	158
Механический шум цилиндропоршневой группы дизеля	158
Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В.	165
НОМИНИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СУДОВЫХ АВАРИЙНЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ	165
Харин В.М.	173
ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ МАШИН.....	173
Щедролосев А.В.	177
ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ВРЕМЕНИ ВЫГРУЗКИ ГРУЗОВЫХ НАСОСОВ НА ТАНКЕРАХ–ПРОДУКТОВОЗАХ	177
Пизинцали Л.В., Ханмамедов С.А.	183
ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СУДОВЫХ АВАРИЙНЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ	183

УДК 629.5.035.5В.001.76: 629.544

Радченко А.П., Бодашко В.В.
ОНМА

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕДАЧІ ПОТУЖНОСТІ В СУДНОВИХ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСАХ

В останні роки будуються типи суден (контейнеровози, спеціалізовані тощо), де в широкому діапазоні змінюються частоти обертання гребних гвинтів. На роботу пропульсивного комплексу дуже впливають як зовнішні умови, що постійно змінюються, так і режими роботи суднового устаткування. З цієї причини стійкість динамічних режимів роботи головного двигуна буде безпосередньо залежати від навантаження на головний двигун і суднову електростанцію. Підвищення ефективності передачі потужності до рушія при цих умовах є актуальною задачею, концепція рішення якої розглядається в [1, 2], де пропульсивний комплекс доповнюється електричним двигуном, який із головним мало-обертовим дизелем (МОД) забезпечує необхідну частоту обертання гребного гвинта.

В [3-6] ця концепція отримала подальший розвиток, де в якості електричного двигуна пропонується частотно-керований трифазний асинхронний двигун (АД) із коротко-замкненою роторною обмоткою, який отримує живлення від допоміжного середньо-обертового дизель генератора.

Але відсутність результатів оцінки ефективності передачі потужності до рушія при сумісній роботі МОД і АД, ставить перед авторами статті мету отримання таких результатів щодо пропульсивного комплексу із головним дизелем та допоміжним електричним двигуном в широкому діапазоні зміни експлуатаційних режимів роботи судна.

Для цього була сформульована задача: створити в *MatLab/Simulink* модель пропульсивного комплексу із головним МОД та допоміжним частотно-керуваним АД; отримати результати про передачу потужності до рушія в цьому комбінованому пропульсивному комплексі у широкому діапазоні зміни експлуатаційних режимів роботи судна, узагальнити результати моделювання і дати оцінку ефективності застосування АД при підведенні додаткової потужності до гвинта при регулювання його частот обертання у широкому діапазоні.

На рис. 1 згідно даних [6, 7] приведено в *MatLab/Simulink* модель передачі потужності в пропульсивному комплексі із головним МОД і допоміжним частотно-керуваним трифазним АД, із моделі якого вводиться значення моменту електричного двигуна.

Кожний пропульсивний комплекс через свої інерційні характеристики має зону оптимальної настройки систем регулювання в залежності від конкретного експлуатаційного режиму.

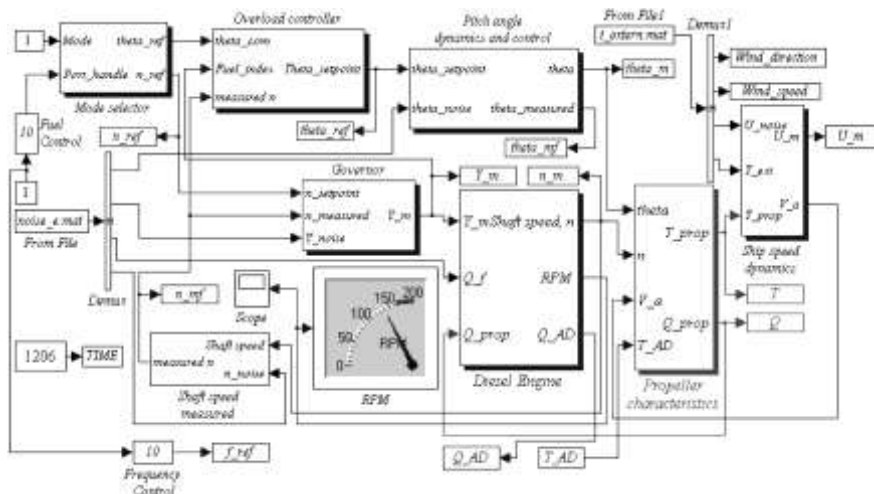


Рис. 1 Модель передачі потужності в судновому комбінованому пропульсивному комплексі: *Fuel Control* – завдання рівня подачі палива; *Frequency Control* (f_{ref}) – завдання частоти обертання АД; *From File* ($noise_e.mat$ і $t_extern.mat$) – завдання відхилень (“шумів”) виміряних та початкових значень; *Mode selector* – селектору режимів роботи пропульсивного комплексу (1 – економний; 2 – маневровий); *Overload controller* – контролер перевантаження МОД; *Shaft speed Measured* – блок виміру оборотів валу; *Governor* – регулятор оборотів МОД; *Diesel Engine* – модель МОД; *Propeller characteristics* – модель гребного гвинта; *Ship speed dynamics* – модель динаміки швидкості судна; *RPM* – тахометр гребного валу; n_{ref} , n_m , n_{mf} – задане, дійсне і вимірне значення обертів валу, θ_{ref} , θ_m , θ_{mf} – задане, дійсне і вимірне значення кута атаки гвинта, Y_m – значення паливного індексу, Q_{AD} , T_{AD} – момент опору та момент обертання допоміжного АД; T , Q – упор (*thrust*) і момент обертання гребного гвинта; U_m – швидкість руху судна, *Wind speed*, *Wind direction* – швидкість і напрямок вітру

На рис. 2 показана модель динаміки швидкості судна (*Ship speed dynamics*), вихідним параметром якої є опір гребному гвинту (V_a), яке є вхідною величиною моделі гребного гвинта (*Propeller characteristics*) (рис.3).

Значення T_{prop} і Q_{prop} розраховуються в залежності від кута атаки та коефіцієнтів CT і CQ , які задаються у табличному вигляді і враховують коливання осі гребного валу. У свою чергу значення Q_{prop} є вхідною величиною математичної моделі мало-обертового дизеля (*Diesel Engine*) (рис. 4).

Стандартним способом забезпечення стійкості перехідних процесів комбінованого пропульсивного комплексу в умовах експлуатації судна і суднової енергетичної установки є корекція параметрів системи “судно – гвинт – МОД – АД – середньо-обертовий дизель-генератор”. Вра-

ховуючи, що упор гвинта визначається режимом роботи і не може бути змінено в необхідну сторону, єдиним способом забезпечення необхідної якості регулювання є оптимальна настройка параметрів регуляторів частоти обертання МОД і АД, що максимально задовольняє всім основним експлуатаційним режимам.

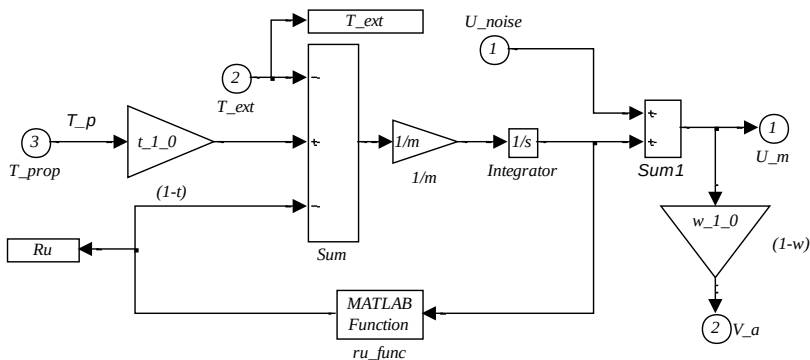


Рис. 2. Модель динаміки судна: T_{prop} – упор (*thrust*) гребного гвинта; $t_{1_0} = 1 - t$ – середнє значення у відносних одиницях (в.о.) виміряних даних для відповідної моделі судна; T_{ext} – упор зовнішньої сили (*External Force*); $m = 10009 \cdot 1025$ (водотонажність * маса одиниці об'єму морської води) + 10^5 (вантаж судна); U_{noise} – відхилення (“шум”) швидкості судна; Ru_func – функція розрахунку опору судна (Ru); $w_{1_0} = 1 - w$ – середнє значення у в.о. реальних даних для відповідної моделі судна; U_m – швидкість судна

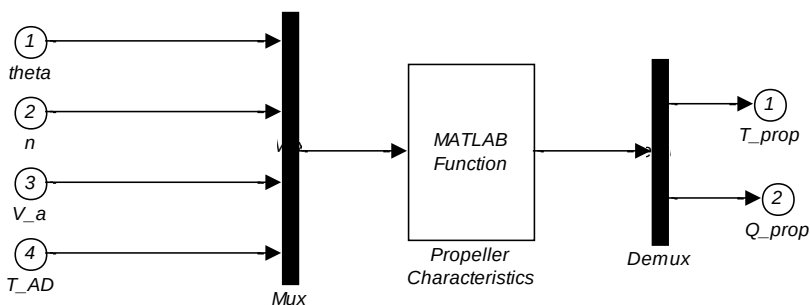
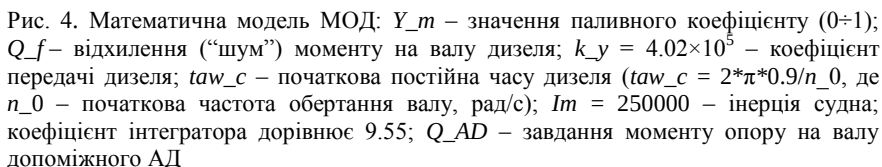


Рис. 3. Модель гребного гвинта: θ – значення кроку гвинта; n – частота обертання гвинта, об/сек; T_{AD} – момент обертання допоміжного гребного асинхронного електродвигуна (АД); T_{prop} – упор (*thrust*) гребного гвинта; Q_{prop} – момент обертання гвинта



The diagram illustrates a control system with the following components and signal flow:

- Inputs:**
 - 1** (n_{setpoint}): Setpoint input.
 - 2** (n_{measured}): Measured output input.
 - 3** (Y_{noise}): Noise input to the feedforward path.
- Feedforward Path:**
 - The setpoint (**1**) is compared with the measured output (**2**) at a summing junction (**Sum**).
 - The resulting error signal is multiplied by the **Proportional gain** (k_r).
 - The output of the proportional gain is added to the measured output (**2**) at a second summing junction (**Sum4**).
 - The output of **Sum4** is the **Limit on Y by n**, which is fed into the **Y_P** block.
- Feedback Path:**
 - The error signal from the **Sum** junction is also fed into the **Integral gain** (0.0555).
 - The output of the integral gain is integrated by the **Integrator** ($\frac{1}{s}$).
 - The output of the integrator is added to the output of the proportional gain at a third summing junction (**Sum3**).
 - The output of **Sum3** is passed through a saturation block (**Sat**).
 - The output of the saturation block is added to the output of the feedforward path at **Sum4**.
- Control and Output:**
 - The output of **Sum4** is the control signal **Y_P**, which is fed into the **Y_P** block.
 - The output of the **Y_P** block is added to the noise input (**3**) at a summing junction (**S2**).
 - The output of **S2** is passed through a saturation block (**Sat1**) to produce the final measured output **1** (Y_m).
 - A feedback signal **Y_m** is fed back to the **Sum** junction and the **Y_P** block.

Рис. 5. Модель регулятора МОД: $n_setpoint$ – завдання оборотів в залежності від положення паливної рейки і величини оборотів холостого ходу; $n_measured$ – виміряне значення оборотів валу; $k_r = 0.2211$ – пропорційний коефіцієнт передачі; $K = 10$ – постійна зворотного зв'язку, яка враховує пориви вітру; Sat , $Sat1$ – обмеження; Y_noise – відхилення ("шум") значення паливного коефіцієнту

Обмеження подачі палива (*Limit on Y by n*) виконується за допомогою функції $Y = \text{limit_y}(u)$: якщо $u > n_max$, де $n_max = 1.1 * n_nom$ (номінальна частота обертання валу), то $u = n_max$; а якщо $u < 0$, то $u = 0$;

якщо $u > (0.8 * n_nom)$, то $y = 1$; при $u < (0.4 * n_nom)$, $y = 0.4$; в інших випадках $y = (1.5/n_nom) * u - 0.2$.

Виміряне значення частоти обертання валу дизеля поступає з блоку *Shaft speed Measured*, у якому враховується відхилення (“шум”) оборотів (n_noise), яке є також вхідною величиною для контролера перевантаження (*Overload controller*), призначення якого у обмеженні перевантаження дизеля залежно від встановленого кута атаки гвинта (рис. 6).

Вхідними параметрами функції *Overload* є фактична величина паливного коефіцієнту ($fuel_index$) і виміряне значення оборотів дизеля ($measured\ n$), а вихідними: e_y – розрахована різниця між фактичним (вимірним) індексом пального і обмеженнями і $OL_on = (e_y - 0.05)$, де 0.05 – уставка. Розрахунки виконуються так: $out = overload(u)$; $n_max = 1.1 * n_nom$; якщо $u > n_max$, то $u = n_max$; а якщо $u < 0$, то $u = 0$; при $u > (0.8 * n_nom)$ $y_lim = 0.75$; при $u < (0.4 * n_nom)$ $y_lim = 0.4$; в інших випадках $y_lim = (1.375/n_nom) * u - 0.15$; $e_y = Y_m - (y_lim)$; $OL_on = (e_y - epsilon_ol) > 0$; $e_y = e_y * OL_on$.

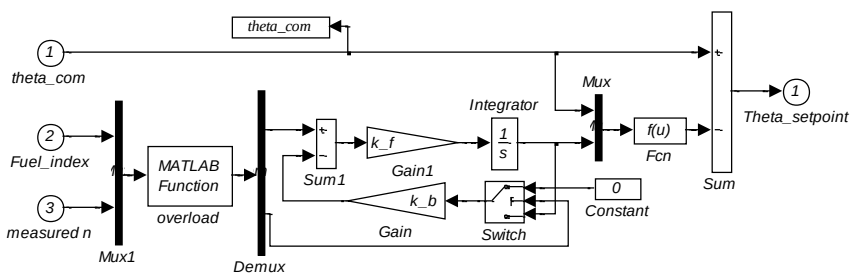


Рис. 6. Модель контролера перевантаження дизеля: $theta_com$ – задане значення кута атаки; $fuel_index$ – розрахована величина паливного коефіцієнту, яка поступає з регулятора оборотів; $measured\ n$ – виміряне значення оборотів дизеля; $k_f = 0.2$, $k_b = 2$ – коефіцієнти передачі контролера; *Switch* – вмикання обмеження у разі активності функції *overload* ($OL_on > 0$); $Fcn = theta_com * (k_f * e_y - k_b * OL_on)$; $theta_setpoint$ – розраховане значення завдання кута атаки гвинта.

Величина кута атаки поступає на блок регулювання і вимірювання ($theta_measured$) кроку гвинта (*Pitch angle dynamics and Control*) (рис. 7), у якому враховується відхилення (“шум”) завдання ($theta_noise$) і остаточне значення ($theta$) поступає на вхід моделі гребного гвинта (*Propeller characteristics*) (див. рис. 3).

У разі використання гвинта фіксованого кроку (ГФК) необхідно завдання ($theta_com$) встановити постійним, тобто незалежним від швидкості обертання валу. Це робиться за допомогою настроювання селектору режимів роботи комплексу (*Mode selector*), у якому обробляється

функція *comb_n_ref*, яка в залежності від того, маневрує судно чи рухається економічним ходом, встановлює залежність кута атаки від оборотів. Також необхідно у контролері перевантаження дизеля (рис. 6) встановити $OL_{on} < 0$, таким чином виключити функцію обмеження кута атаки.

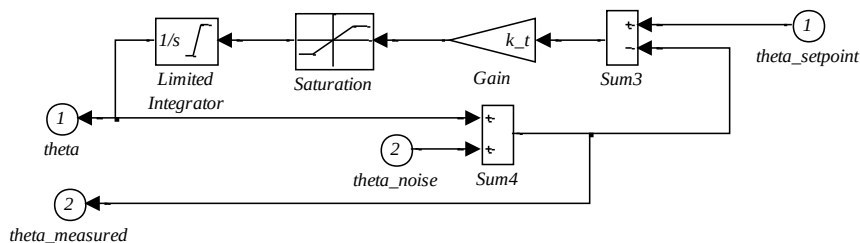


Рис. 7. Модель контролера кута атаки гвинта: $k_t = 0.15$ – коефіцієнт передачі

Генерація відхилень (“шумів”) вимірних та початкових значень виконується за допомогою попереднього їх розрахунку в залежності від кроку та часу моделювання за допомогою окремої програми, результатом роботи якої є файли *noise_e.mat* і *t_extern.mat*, у яких задаються відхилення вимірних значень та величини збуджень параметрів (див. рис. 1): оборотів вала (n_{noise}); паливного коефіцієнту (Y_{noise}); кута атаки гвинта ($theta_{noise}$); швидкості судна (U_{noise}); моменту опору обертанню вала (Q_f); зовнішньої сили опору руху судна (T_{ext}); швидкості вітру ($Wind_speed$); напрямку вітру ($Wind_direction$).

Наприклад, на рис. 8 а, б показані залежності частоти обертання гребного вала під час маневрів судна без допоміжного електричного двигуна і з урахуванням його.

Узагальнення результатів моделювання показало, що в пропульсивних комплексах із головним МОД і допоміжним частотно-керованим трифазним АД зменшуються коливання частоти обертання гребного гвинта навколо заданих значень при оптимальному налаштуванні параметрів регуляторів частоти обертання. Важливим є те, що у багатьох випадках навантажень на гребний гвинт зменшується час переходу від одних станів до інших. Ці результати дають підстави стверджувати про підвищення ефективності передачі потужності в подібних пропульсивних комплексах.

Подальший розвиток наукових і практичних досліджень буде виконуватися у межах мехатроніки – науково-технічному напрямку стосовно машин і механізмів із штучним інтелектом, зокрема застосовуючи

засоби обробки даних, що розробляються на базі підходу *Data Mining* (дослівно: “здобич даних”), які дозволяють як би “осмислити” дані, оцінюючи їх як з кількісної, так і з якісної точки зору. Такого роду пакети широко відомі дослідникам в наукових і прикладних галузях під назвою *Machine Knowledge Discovery Systems*.

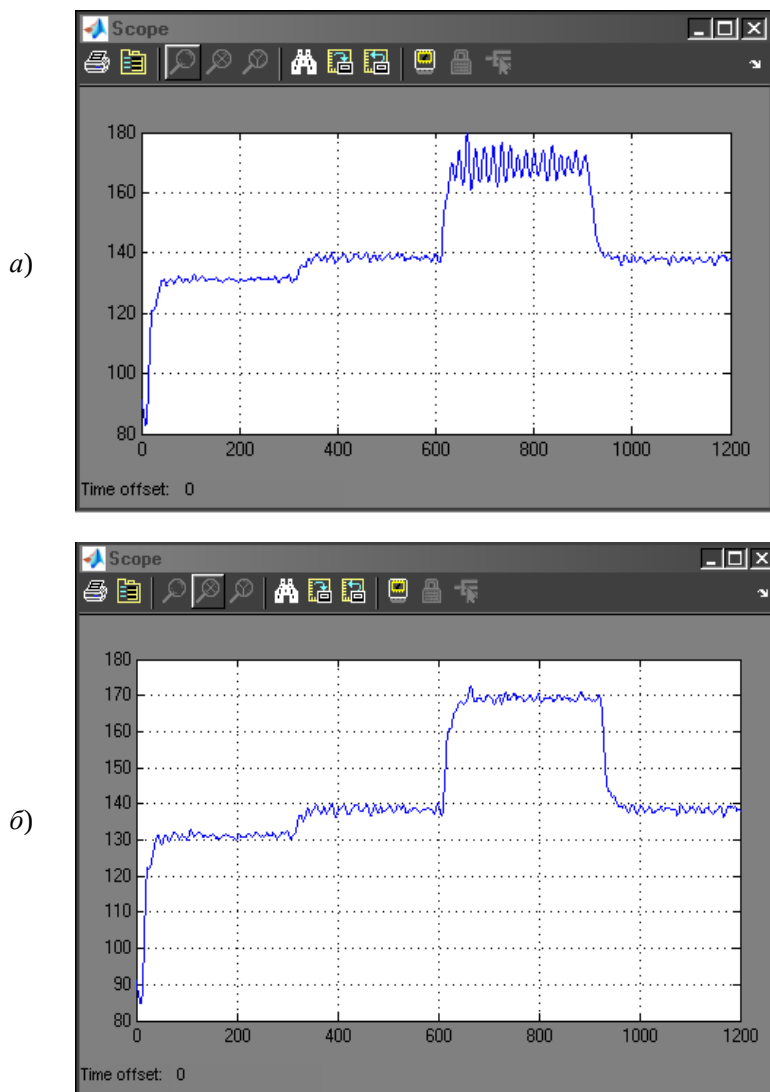


Рис. 8. Частота обертання гвинта: а – без допоміжного АД, б – з допоміжним АД

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Barend Thijssen. The propulsion of ultra large container vessels // Marine news. Wärtsilä, 2000. № 2. P. 20-23.
2. Doerry N.H., Davis J.C. Integrated Power System for Marine Application: Naval Eng., J., 1994, p. 77-90.
3. Радченко А.П., Будашко В.В. Комбінована енергетична установка сучасного контейнеровоза // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 90-96.
4. Радченко А.П., Будашко В.В. Комп'ютерне управління допоміжною гребною енергетичною установкою на контейнеровозах типу ULCVs // Автоматизація суднових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2001. – № 6. – Одеса: ОГМА. – С. 98-101.
5. Радченко А.П., Будашко В.В. Частотне управління судновим гребним асинхронним електродвигуном // Доповідь на VII Міжнародній конференції “Контроль і управління в складних системах” (КУСС-2003), м. Вінниця, 8-11 жовтня 2003 р., Вісник Вінницького політехнічного інституту № 6, м. Вінниця, 2003. – С. 117-122.
6. Будашко В.В. Комп'ютерне моделювання багаторівневого перетворення електроенергії допоміжної гребної енергетичної установки в пакеті “MatLab”// Матеріали міжнародної наук.-техн. конференції “Сучасне судноплавство і морська освіта”, – Одеса: ОНМА, 2004. – Ч. II. – С. 100-104.
7. Hansen J.F. and others. Mathematical modeling of diesel-electric propulsion systems for marine vessels // Mathematical and computer modeling of dynamical systems. – 2001. – Vol. 7. – No. 1. – P. 1-33.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

Варбанец Р.А.
ОНМУ

СИСТЕМА РАЗДЕЛЕННОГО МОНИТОРИНГА СДВС

Введение. Диагностика рабочего процесса судовых двигателей внутреннего сгорания в процессе эксплуатации позволяет обслуживающему персоналу поддерживать их нормальное техническое состояние и предупреждать возникновение аварийных ситуаций. Широко используемые на судах "максиметры" определяют только пиковые значения давлений по цилиндрам (P_z) либо давления в конце сжатия (P_c) при отключенной подаче топлива. Однако кроме P_z и P_c существует целый ряд других параметров, мониторинг которых во время эксплуатации дает возможность осуществлять более качественный контроль рабочего процесса дизеля и производить точную регулировку отдельных узлов.

Так например: контроль среднего индикаторного давления (P_i) позволяет определить перегрузку отдельных цилиндров и равномерно распределить мощность по всем цилиндрам дизеля. Контроль максимальной скорости повышения давления при сгорании топлива (жесткости $\Delta p/\Delta \varphi$) позволяет ограничить ударные нагрузки на подшипники отдельных цилиндров и выявлять недостатки в работе топливной аппаратуры (ТА). С помощью контроля геометрических и действительных фаз топливоподачи производится комплексная оценка технического состояния топливной аппаратуры. Контроль фаз газораспределения во время работы дизеля позволяет оперативно оценить техническое состояние газораспределительного механизма (МГР) и поддерживать паспортные значения углов закрытия и открытия клапанов. Кроме вышеперечисленных, существует еще целый ряд параметров рабочего процесса, мониторинг которых во время эксплуатации в значительной степени поможет обслуживающему персоналу поддерживать нормальное техническое состояние дизеля.

Постановка проблемы. До настоящего времени большинство систем мониторинга рабочего процесса СДВС было спроектировано как единый программно-аппаратный комплекс, производящий запись параметров и частичный расчет рабочего процесса в режиме реального времени. Наиболее характерными системами такого типа являются NK-5, NK-100, NK-200 фирмы Autronica AS, а также ряд аналогичных систем других фирм [1]. В системах подобного типа объединены две задачи: получение данных в реальном времени и частичный расчет рабочего процесса, что позволило производителям выпускать завершенные комплексы мониторинга СДВС и предоставлять техническому персоналу

судна большой объем информации, необходимой для качественной технической эксплуатации двигателей.

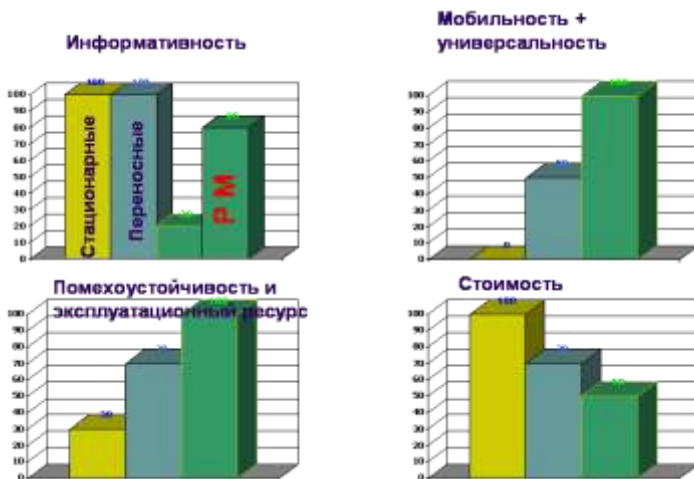


Рис. 1. Сравнительный анализ систем мониторинга рабочего процесса

Однако, на наш взгляд, такой подход к решению задачи мониторинга СДВС имеет ряд недостатков:

- 1) все известные системы мониторинга рабочего процесса не определяют во время эксплуатации фазы топливоподдачи без внедрения в топливную систему высокого давления специальных устройств
- 2) все известные системы мониторинга рабочего процесса не определяют во время эксплуатации фазы газораспределения
- 3) очевидно недостаточно полное (или точное) моделирование рабочего процесса, поскольку современные математические модели требуют больших ресурсов времени и производительности вычислительной техники, что не дает возможности использовать их в режиме реального времени;
- 4) в качестве исходных данных используется ограниченное количество измеряемых параметров, что также связано со сложностью одновременного получения данных и их обработкой в реальном времени;
- 5) соединение измерительной и расчетной частей систем мониторинга СДВС значительно увеличивает их сложность. Для передачи сигналов от двигателя к вычислительному комплексу используются длинные (до 50 м и более) кабельные линии. Устанавливаются дополнительные усилители и преобразователи сигналов,

что снижает надежность функционирования системы в целом. Кроме того, затруднен процесс обмена информацией между оператором и техническим персоналом, производящим непосредственное измерение на двигателе;

- 6) стоимость систем подобного типа остается весьма высокой, поскольку складывается из стоимости не только датчиков и первичных преобразователей, но и всего промежуточного оборудования плюс стоимость вычислительного комплекса и программного обеспечения. В качестве вычислительного комплекса используются компьютеры промышленного исполнения, стоимость которых приблизительно в 4 ÷ 5 раз выше аналогичных по производительности обычных ПК. Компьютеры в таких системах задействованы только для решения задачи мониторинга СДВС;
- 7) как следствие, системы мониторинга рабочего процесса СДВС в настоящее время недостаточно распространены на судах морского флота, несмотря на важность своевременного получения данных о рабочем процессе. Недостаточность распространения стационарных систем связана в первую очередь с их высокой стоимостью. Использование переносных систем в основном является прерогативой технических суперинтендантов. Техническому персоналу часто предоставляются данные однократного замера параметров. На профилактические работы по результатам мониторинга рабочего процесса требуется определенное время, и повторный контроль часто не производится. В то же время практикой доказано, что максимальная эффективность работы СЭУ достигается при постоянном контроле (мониторинге) параметров рабочего процесса и своевременном принятии необходимых мер для его корректировки.

Цель работы. Анализ характеристик и функциональных возможностей существующих систем мониторинга СДВС показал, что высокая степень интеграции (объединение измерительной и расчетной частей) является во многих случаях избыточной для получения практически значимых параметров и одновременно недостаточной для точного моделирования рабочего процесса. Избыточность существующих систем мониторинга характеризует их сложность, высокую стоимость и малую распространенность на флоте. Получение сразу всех результатов в реальном или псевдо-реальном времени ограничивает возможности расчета.

Таким образом, основной идеей разделенного мониторинга (РМ) СДВС является разбиение системы на два функциональных модуля (рис. 2):

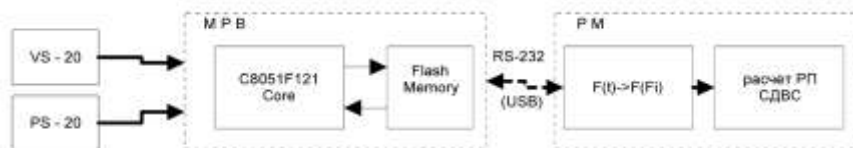


Рис. 2. Функциональная схема модуля системы разделенного мониторинга СДВС

- модуль получения данных и предварительного расчета параметров в режиме реального времени (MPB) — аппаратная часть системы;
- модуль расчета и анализа рабочего процесса не в режиме реального времени (PM) — внешнее программное обеспечение.

Передача данных между модулями осуществляется по последовательному интерфейсу USB или RS-232.

Модуль реального времени

Задачей модуля является получение данных от датчиков, установленных на двигателе, предварительный расчет и отображение на внутренний экран следующих параметров (рис. 3):

$n(rpm)$ — частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

P_t — среднее давление газов за рабочий цикл, МПа;

P_z — максимальное давление газов за рабочий цикл, МПа.

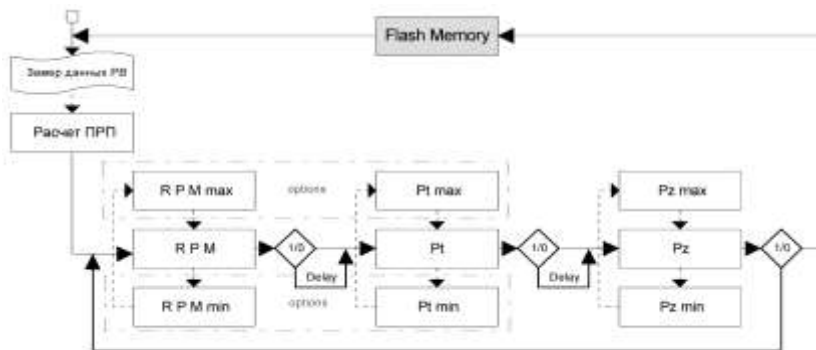


Рис. 3. Последовательность отображения данных на экране MPB

Данные в MPB поступают от двух установленных на работающем двигателе датчиков: PS-20 (модифицированная версия датчика давления PS-16) и виброакустического датчика VS-20. Принцип использования датчиков описан в [2].

В начале расчета производится оценка корректности записи данных реального времени и начального расчета — на экран кратковременно

отображается расчетная величина тактности двигателя. Корректная оценка МРВ тактности двигателя свидетельствует о том, что запись данных произведена без ошибок, в частности, связанных с возможными дефектами канала индикаторного крана.

В МРВ записываются данные о нескольких последовательных рабочих циклах каждого цилиндра. Количество циклов может задаваться из настроечной части расчетного модуля. Такой подход позволяет получать не только средние значения параметров и их отклонения (рис. 2), но и производить статистическую оценку равномерности работы топливной аппаратуры.

Указанные параметры (rpm, Pt, Pz и их отклонения от средних значений) могут быть рассчитаны по несинхронизированным временным записям рабочих циклов и являются наиболее значимыми для экспресс-оценки состояния цилиндра. Для дальнейшего расчета параметров рабочего процесса необходимо произвести синхронизацию данных и, таким образом, весь дальнейший расчет происходит уже в расчетном модуле.

Расчетный модуль выполняет последовательное решение задач синхронизации данных, поступающих от МРВ, и затем расчета и анализа рабочего процесса. Под синхронизацией данных подразумевается определение координат основных положений поршня (ВМТ — верхняя мертвая точка и НМТ — нижняя мертвая точка) и дальнейший перевод индикаторных диаграмм из функций времени в функции по углу поворота коленчатого вала [3]:

$$F t \Rightarrow F \varphi_{\text{ПКВ}}^{\circ}.$$

При этом учитывается неравномерность вращения коленчатого вала, что особенно актуально для современных малооборотных длинноходных двигателей (L-MC, S-MC, RTA и др.).

При решении задачи синхронизации используется метод минимизации нелинейной n -параметрической функции без использования производных (Powell-64 [4]). В процессе расчета алгоритм Powell-64 используется дважды: сначала для поиска приближенного положения ВМТ (синусная модель) и затем окончательный расчет, путем моделирования скорости изменения давления $dP/d\varphi$. Алгоритм Powell-64 оказался очень устойчивым, даже для случая значительной зашумленности данных. Несмотря на то, что, по сути, это метод поиска с условным окончанием итераций, нам удалось сформулировать такие начальные условия, что общее время решения задачи синхронизации оказалось приемлемым для большинства современных ПЭВМ.

Для моделирования рабочего процесса используются паспортные данные двигателя и реальные синхронизированные диаграммы рабочих циклов $F(\varphi)$. Это позволяет добиться максимальной точности моделирования, произвести детальный анализ текущего технического состояния цилиндра и составить достоверный прогноз по данным предыдущих расчетов.

Основные этапы синхронизации и расчета параметров рабочего процесса можно представить следующими пунктами:

1. Моделирование $dP/d\varphi$ на участке сжатия (рис. 4), где мгновенные значения давления в цилиндре в общем случае представляются формулой:

$$P_j = P_a \left(\frac{V_j}{V_a} \right)^{n_1}, \quad (1)$$

где P_a — давление в начале сжатия;

$$V_j = V_c + 0,5V_s \left[1 + \frac{1}{\lambda_{\text{ц}}} - \cos \varphi_j - \frac{1}{\lambda_{\text{ц}}} \sqrt{1 - (\lambda_{\text{ц}} \sin \varphi_j)^2} \right] \text{ — текущий}$$

объем цилиндра;

n_1 — показатель политропы сжатия – на этапе синхронизации принимается постоянным равным $1,37 \div 1,42$ в зависимости от типа СДВС.

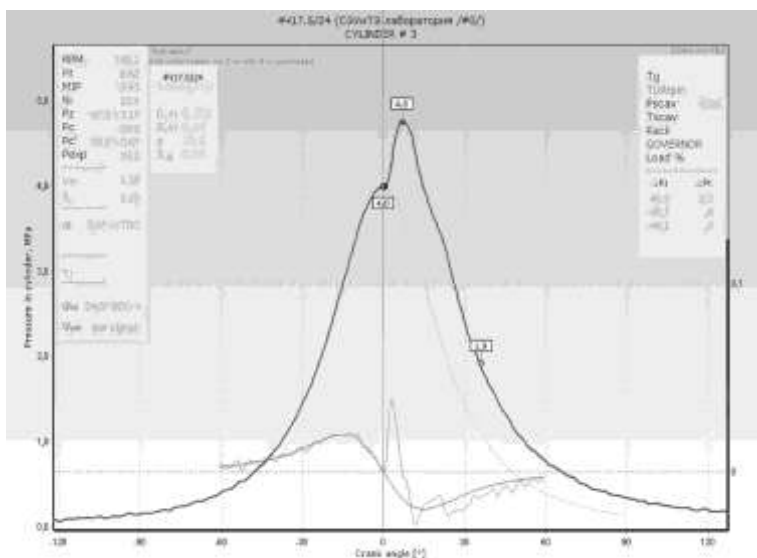


Рис. 4. Рабочий экран расчетного модуля на этапе синхронизации

2. Коррекция расчетного значения ВМТ, исходя из того, что скорость изменения давления в ВМТ равна нулю (см. рис. 4):

$$\frac{dP}{d\varphi_{\text{ВМТ}}} = 0 \quad (2)$$

3. Построение модели кривой $P(\varphi)$ участка сжатия до $\varphi P_c'$ (угла начала воспламенения топлива) и экстраполяция модели на такт расширения.

4. Расчет среднего индикаторного давления методом приращения объемов:

$$p_i = \frac{1}{V_s} \sum_{j=1}^m \frac{p_{j+1} + p_j}{2} V_{j+1} - V_j \quad (3)$$

5. Расчет индикаторной мощности и остальных параметров рабочего процесса.

На этапе предварительной обработки данных реального времени необходимо произвести фильтрацию высокочастотных шумов, возникающих вследствие конечной частоты дискретизации АЦП. На этом этапе используются методы гармонического анализа и цифровой фильтрации на базе БПФ (быстрого преобразования Фурье).

Заключение

Таким образом, можно сформулировать основные цели проектируемой системы разделенного мониторинга СДВС:

1. *Логическое разделение задач получения наиболее значимых параметров и полного расчета рабочего процесса.*

В процессе текущей эксплуатации СДВС техническому персоналу, как правило, нет необходимости производить полный расчет рабочего процесса и процесса тепловыделения в цилиндрах, но абсолютно необходимо иметь возможность быстрой оценки нескольких наиболее значимых параметров рабочего процесса. С другой стороны, в тех ситуациях, когда требуется более детальный анализ состояния цилиндра, необходимо произвести расчет и анализ рабочего процесса в нем. Для этого достаточно иметь специальное программное обеспечение, построенное на базе современной итерационной математической модели рабочего процесса. Исходные данные для моделирования и последующего анализа могут быть накоплены в модуле реального времени и переданы в расчетный модуль по одному из последовательных интерфейсов компьютера.

2. *Значительное упрощение схемы системы мониторинга.*

Система разделенного мониторинга фактически представляет собой компактный переносной прибор, выполненный на базе современного

микроконтроллера с внутренней энергонезависимой Flash памятью, и программное обеспечение, работающее под управлением Windows. По данным непосредственных измерений на двигателе производится предварительный расчет нескольких значимых параметров и отображение их на внутреннем экране МРВ. Временные реализации рабочих циклов, необходимые для построения диаграмм и детального анализа рабочего процесса в цилиндре накапливаются в архиве (Flash памяти). За счет коротких связей из системы исключены кабельные трассы и все промежуточные преобразователи. Процесс мониторинга может производить один специалист. Находиться возле двигателя ему достаточно только в течение короткого времени измерений. Расчетный модуль устанавливается с компакт-диска на любой судовой компьютер. Все отчеты и диаграммы могут быть распечатаны на установленном в системе принтере.

3. Разработка мощной системы с большими функциональными возможностями и в то же время простым и понятным интерфейсом, предназначенной для текущего обслуживания СЭУ.

Одним из аргументов недостаточно широкого использования на судах систем мониторинга СДВС являлась их сложность и высокая стоимость. На судах с небольшим водоизмещением и небольшой мощностью энергетической установки использование систем мониторинга было нерентабельным, обучение работе с системами требовало длительного времени. Предлагаемое разделение функций системы мониторинга СДВС дает возможность упростить интерфейс системы, сократить ее стоимость и пользоваться результатами мониторинга более широкому кругу технических специалистов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Варбанец Р.А.. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей // Судостроение. - 2004. - №6. - С. 24-27.
2. Ивановский В.Г., Варбанец Р.А. Применение виброакустического метода для анализа топливоподачи дизеля в эксплуатации // Вісник Одеського державного морського університету. – 2003. – №1. – С. 131-134.
3. Варбанец Р.А., Ивановский В.Г., Савиных А.С. Расчетный метод обнаружения верхней мертвой точки поршня двигателя внутреннего сгорания // Техническая эксплуатация флота. - М.: В/О “Мортехинформреклама”. – №6(816). – 1994. – С. 1-6.
4. An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives. Powell M.J.D., Computer J., 1964, No 7, p. 155.

УДК 621.896:621.43

Васильев А.Е., Чураков А.И.
ОНМА, Каалбай Шиппинг**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ОБВОДНЕННЫХ МАСЕЛ СДВС**

Постоянными тенденциями в области двигателестроения являются повышение удельной мощности ДВС и увеличение их тепловой напряженности, в связи с чем требования к качеству моторных масел непрерывно возрастают.

В процессе работы ДВС масло постепенно утрачивает свои первоначальные свойства. Ухудшение качества масла происходит, главным образом, из-за срабатывания находящихся в нем присадок и загрязнения его растворимыми и нерастворимыми продуктами окисления самого масла, продуктами неполного сгорания топлива, частичками износа, нагара.

Наряду с механическими примесями в моторных маслах всегда присутствует вода, которая попадает в них в основном из-за конденсации влаги на поверхностях расходных цистерн и цистерн запаса, а также из-за протечек масляных холодильников и подогревателей. Под действием воды особенно сильно снижается качество моторных масел с присадками, что приводит к повышению износа цилиндропоршневой группы дизеля, усилению коррозионного воздействия масел на медь, свинец и сталь, загрязнению фильтров тонкой очистки масла продуктами окисления углеводородов, вымыванию и выпадению в осадок присадок [1, 2]. Наличие воды в масле более 0,05% по весу сопровождается образованием между трущимися поверхностями локальных зон, в которых происходит деструкция пограничного смазывающего слоя. Это обусловлено тем, что нарушается ориентация упорядоченности молекул смазочного масла, создающая расклинивающее давление между трущимися поверхностями. Молекулы масла, удерживаемые силами Ван-дер-Ваальса, образуют структурированный граничный слой, который при взаимодействии с молекулами воды деструктурирует. Даже мельчайшие капли диаметром в несколько микрон являются причиной резкого разрушения пограничных защитных пленок и приводят к непосредственному контакту трущихся поверхностей, результатами которого являются их задиры и разрушения [4]. Необходимо также отметить, что попадание даже незначительного количества воды в масляные циркуляционные системы СДВС способствует образованию стойкой трудноразделимой масло-водяной эмульсии, которая современными судовыми агрегатами очистки не может быть удалена. Таким образом, следует отметить, что на судах отсутствует эффективная установка по удалению

эмульгированной воды из масла. Поэтому разделение масло-водяных эмульсий является актуальной проблемой.

Целью данной работы является разработка концепции очистки циркуляционных масел СДВС от растворенной воды и поддержания уровня обводнения масла в пределах нормируемых параметров.

В настоящее время для очистки обводненных масел применяются технологические операции, основанные на физических, физико-химических и химических процессах. Масла обрабатываются в силовом поле с использованием гравитационных, центробежных и реже электрических, магнитных и вибрационных сил, а также фильтрование, выпаривание и вакуумная дистилляция. К физическим методам очистки отработанных масел относятся также различные массо- и теплообменные процессы, которые применяются для удаления из масла продуктов окисления углеводородов, воды и легкокипящих фракций. Химические методы очистки основаны на взаимодействии веществ, загрязняющих отработанные масла и вводимых в эти масла реагентов. При этом в результате химических реакций образуются соединения, легко удаляемые из масла. К химическим методам очистки относятся кислотная и щелочная очистки, окисление кислородом, гидрогенизация, а также осушка и очистка от загрязнения с помощью окислов, карбидов и гидридов металлов.

Необходимо отметить, что при использовании агрегатов очистки смазочного материала в судовых условиях важнейшим фактором являются массогабаритные свойства установок, т.к. возможность использования свободного пространства на судне в значительной степени ограничено. В связи с этим наибольшее распространение на морском транспорте получили центробежные очистители, фильтры, а также отстойные цистерны, используемые, прежде всего для хранения запаса смазочных материалов.

В гравитационных отстойниках очистка масла заключается в осаждении воды, имеющей больший удельный вес, под влиянием силы тяжести. Таким образом, все емкости, в которых происходит хранение масла, являются по существу гравитационными отстойниками, в которых происходит первичная очистка масла [4]. Наименьший диаметр капель воды, которые полностью осаждаются на дно гравитационного отстойника, определяется из условия равновесия действующих на каплю сил:

$$d \geq \sqrt{\frac{18\mu}{\Delta\rho \cdot g} \cdot \frac{Q}{S}}, \quad (1)$$

где d — диаметр капли воды; μ — динамическая вязкость масла; Q — расход масла через отстойник; $\Delta\rho$ — разность плотностей воды и масла;

g — ускорение свободного падения; S — поверхность осаждения, равная площади гравитационного отстойника.

Силы, под действием которых происходит осаждение воды в гравитационном отстойнике, невелики, а расстояние, которое должны пройти капли в процессе осаждения на дно отстойника, составляет обычно 1–3 метра. Время осаждения при этом составляет десятки часов. Вследствие этого производительность гравитационного метода недостаточно высока. Этот метод не может быть применен для очистки масла в основных циркуляционных системах смазки дизелей и может быть реализован лишь для получения отстоя в запасных емкостях смазочного масла.

В настоящее время для очистки смазочных масел в судовых условиях наибольшее распространение получили центробежные тарельчатые сепараторы [4]. По физической сущности процесса центробежная очистка масла не отличается от очистки в гравитационных отстойниках. Отличие состоит лишь в природе и величине действующих на частицы воды сил: в гравитационном отстойнике частицы воды движутся под действием силы тяжести, в центробежном поле частицы воды находятся под действием центробежных сил. Центробежные силы по величине могут в тысячи и более раз превосходить силы тяжести, поэтому интенсивность и эффективность центробежной очистки значительно выше. Разделением потока масла на ряд тонких слоев с помощью специальных конических тарелок можно обеспечить ламинарный режим течения, уменьшить путь осаждения капли воды в центробежном поле, а значит и время ее нахождения в барабане; увеличить производительность сепаратора. Если масло проходит в межтарелочное пространство вращающегося барабана, то капля воды A увлекается потоком масла со скоростью v_1 вверх к оси барабана (рис. 1).

Кроме того, под действием центробежной силы капля получает радиальное перемещение со скоростью $v_{ц}$ к внутренней поверхности наклонной тарелки. В процессе движения на каплю воды действуют следующие силы: центробежная сила $F_{ц}$, сила давления жидкости $F_{ж}$, сила, препятствующая осаждению капли, или стоковская сила сопротивления $F_{с}$.

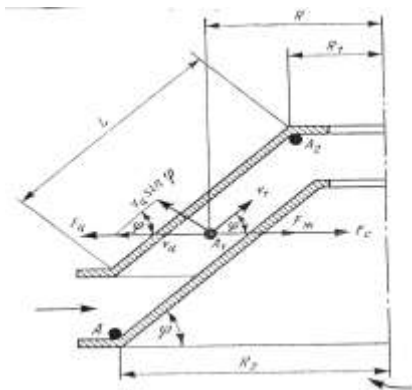


Рис. 1. Схема очистки масла в центробежном сепараторе

Из условия равновесия находим скорость перемещения капли в межтарелочном пространстве под действием центробежных сил:

$$v_{ц} = \frac{d^2 \Delta \rho \cdot \omega^2 R \sin \varphi}{18\mu}, \quad (2)$$

где: d — диаметр капли воды; $\Delta \rho$ — разность плотностей воды и масла; ω — угловая скорость вращения; R — радиус вращения капли; φ — угол наклона тарелки к плоскости, перпендикулярной оси вращения.

В межтарелочном пространстве поток масла движется с возрастающей скоростью к оси барабана и выходит через верхнее отверстие наружу. Капля воды, преодолев путь AA_1A_2 , достигает внутренней поверхности верхней тарелки. Все капли воды, достигшие положения A_2 , будут отсепарированны из масла. Ввиду того, что скорость масла у поверхности тарелок мала и не оказывает значительного влияния на каплю, последняя скользит по внутренней поверхности наклонной тарелки вниз и попадает в грязевую камеру барабана. При скольжении вниз капля воды агрегируется в крупные по величине соединения и тем самым процесс сепарирования ускоряется. Производительность сепаратора можно определить по формуле:

$$Q_c = \frac{d^2 \Delta \rho}{18\mu} \cdot \frac{2\pi \cdot i \cdot \operatorname{tg} \varphi}{3} \frac{R_2^3 - R_1^3}{\omega^2}, \quad (3)$$

где i — количество промежутков между коническими тарелками; R_1 и R_2 — внутренний и наружный радиус тарелки.

На производительность сепаратора в большей степени влияет изменение вязкости (например, по эксплуатационным данным при снижении температуры масла на 10°C производительность сепаратора снижается на 25-35%). Плотность масла в меньшей мере влияет на изменение производительности сепаратора.

Из анализа формулы (3) следует, что с увеличением количества промежутков между тарелками (т.е. уменьшения расстояния между тарелками) производительность сепаратора повышается. Но уменьшение расстояния между тарелками ограничивается вязкостью масла. Производительность сепаратора прямо пропорциональна углу наклона тарелок φ . Из условия наилучшего обеспечения скатывания капель воды по внутренней поверхности тарелки по данным Г.И. Бремена $\varphi=50-60^\circ$.

Пределы увеличения наружного радиуса барабана и числа оборотов обусловлены обеспечением оптимальной грязеемкости камеры барабана и прочностными свойствами применяемых материалов.

Экспериментально установлено, что режим движения масла в межтарелочном пространстве оказывает существенное влияние на эффек-

тивность тарельчатого сепаратора. При турбулизации потока эффективность сепаратора падает.

Из уравнения (3) предельный размер капель воды, которые будут полностью отделяться в сепараторе, можно определить по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{27\mu Q_c}{\pi \Delta p \cdot i \cdot \operatorname{tg} \varphi (R_2^3 - R_1^3) \omega^2}}. \quad (4)$$

Из формулы (4) следует, что для увеличения тонкости отсева необходимо снижение расхода масла через барабан сепаратора, увеличение числа конических тарелок, уменьшение угла наклона φ , увеличение поверхности тарелок и числа оборотов барабана. В тарельчатых сепараторах можно достичь высокой тонкости очистки масла, тем не менее, удалить эмульгированную воду центробежный сепаратор способен частично.

В течение последнего времени в ОНМА проводятся исследования в области влагообмена в среде «масло-вода-воздух», с целью удаления воды. Результатом этих исследований стало обоснование возможности глубокой очистки обводненного масла, посредством его подогрева, распыла и продувки осушающей газовой средой в вентилируемых полупространствах.

Как известно, всякая жидкость, имеющая свободную поверхность, испаряется. Молекулы жидкости, находящиеся в ее поверхностном слое, вследствие теплового движения преодолевают силы притяжения соседних молекул, отрываются от поверхности жидкости и диффундируют в окружающее пространство, становясь свободными молекулами пара. В случае испарения воды в замкнутом полупространстве в начальный момент времени скорость испарения будет максимальной. В дальнейшем скорость испарения будет убывать и оказывается пропорциональной разности между давлением насыщенных паров (P_s) и парциальным давлением паров (P), т.е. пропорциональной величине ($P_s - P$). При $P_s = P$, т.е. при нахождении в пространстве над жидкостью насыщенного пара $P_s - P = 0$, наступает равновесие между водой и паром [3]. При испарении воды из масла в замкнутом полупространстве равновесное давление насыщенных водяных паров устанавливается такое же, как и в случае испарения чистой воды, но в значительной степени различается скорость испарения. Скорость испарения воды из масла приблизительно в сто раз меньше. Следует отметить, что скорость испарения воды в обоих случаях повышается с ростом температуры [2]. Таким образом, для обеспечения максимально возможной скорости испарения воды из масла необходимо поддерживать парциальное давление водяных паров минимальным, т.е. $P_s \gg P$. Поэтому, для удаления ис-

парившихся водяных паров необходимо производить вентиляцию полупространства осушающей газовой средой, парциальное давление водяных паров которой намного меньше давления насыщенного пара.

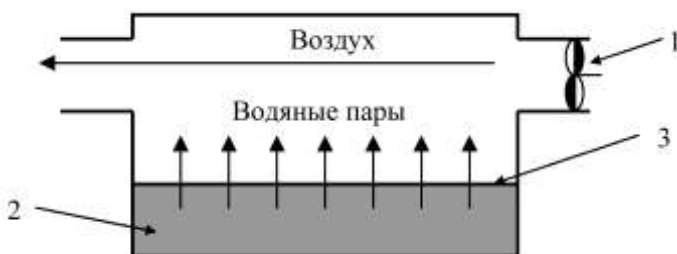


Рис. 2. Схема осушения обводненного масла: 1 — вентилятор; 2 — обводненное масло; 3 — поверхность раздела воздух-масло

В процессе вентиляции такого полупространства (рис. 2) скорость испарения воды из масла будет определяться следующим уравнением:

$$\frac{dM}{d\tau} = K \frac{\mu D^{2/3} H v^{1/3}}{R T_m} \text{Re}^n P_s - P, \quad (5)$$

где $dM/d\tau$ — скорость испарения в граммах в секунду на единицу ширины поверхности испарения; Re — критерий Рейнольдса; v — кинематическая вязкость воздуха; D — коэффициент диффузии водяного пара в воздух; T_m — температура масла; K — коэффициент пропорциональности, зависящий от природы испаряющейся жидкости и формы и размеров емкости, в которой происходит испарение; μ — молекулярный вес водяного пара; H — геометрическая ширина установки в направлении, перпендикулярном потоку осушающего воздуха; R — универсальная газовая постоянная.

Для интенсификации процесса испарения воды из масла, с целью увеличения площади испарения целесообразно производить распыление подогретого масла в процессе вентиляции полупространства.

В ОНМА создана экспериментальная установка очистки обводненного масла (рис. 3).

В сточно-циркуляционной цистерне 8 находится основной запас масла, который с помощью насоса 6 через фильтр грубой очистки 7 и масляный холодильник 5 подается на осевые форсунки 2, установленные в емкости 3. С помощью вентилятора 1 происходит вентиляция пространства емкости 3. Распыленное масло скапливается на дне емкости 3, образуя поверхность раздела масло - воздух 4, и стекает в цистер-

ну 8. Постоянная температура в системе поддерживается с помощью блок реле 9, который управляет вентилятором 10 и электронагревателем, находящимся в цистерне 8.

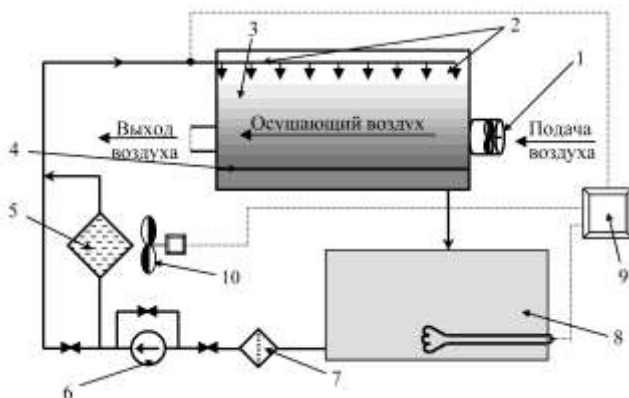


Рис.3. Схема экспериментальной гидродинамической установки очистки обводненного масла.

В процессе вентиляции пространства осушающим воздухом, происходит удаление воды, испарившейся из масла. Параметры воздуха в процессе вентиляции рассчитывались в следующем порядке. Исходными данными являются: P_6 — атмосферное давление, t_c — температура сухого термометра на входе и выходе, t_m — температура мокрого термометра на входе и выходе, $Q_{\text{вент}}$ — производительность вентилятора.

Степень влагообмена между осушающим воздухом и маслом можно оценить по состоянию воздуха на входе и выходе:

$$d = \frac{0,62 \cdot \varphi \cdot P_s}{P_6 - \varphi \cdot P_s}, \quad (6)$$

где d — влагосодержание воздуха; P_6 — атмосферное давление; φ — относительная влажность воздуха; P_s — давление насыщенного пара [1, 2], которое определяется следующей зависимостью:

$$P_s = \left[8,1 \cdot (273 + t) - 47,8 \cdot 10^{-5} \cdot (273 + t)^2 \right] \cdot e^{\left[-12,87 \cdot \left(\left(\frac{273+t}{293} \right)^{\frac{4}{3}} - 1 \right) \right]} \cdot 10^{-5}, \quad (7)$$

где t — температура воздуха.

Разница между влагосодержанием воздуха на входе и на выходе определяет параметры влагообмена в процессе очистки:

$$\Delta d = d_{\text{вых}} - d_{\text{вх}}, \quad (8)$$

Таким образом, общее количество дегидрированной воды определяется следующим уравнением:

$$G_{\text{воды}} = Q_{\text{вент}} \cdot \rho_t \cdot \frac{d\Delta d}{dt}, \quad (9)$$

где: ρ_t — плотность воздуха.

Очевидно, что количество дегидрированной воды зависит прежде всего от времени очистки, а также от производительности вентилятора. Также немаловажным фактором является влагосодержание воздуха на входе, т.к. его уменьшение приводит к увеличению Δd . Следует отметить, что $d_{\text{вх}}$ определяет глубину очистки, т.к. осушить воздух вентилируемого пространства ниже влагосодержания воздуха окружающей среды в принципе невозможно, то для увеличения глубины очистки, необходимо уменьшать $d_{\text{вх}}$ насколько это возможно. Поэтому рекомендуется производить осушку воздуха, как на входе, так и на выходе.

Экспериментальные исследования свидетельствуют о высокой эффективности предложенного метода, т.к. степень очистки обводненного масла соответствует современным требованиям качества смазочных материалов. Немаловажным преимуществом предложенного способа является также простота конструкции и незначительные затраты на сборку и монтаж.

В качестве примера на рис. 4 приведен график изменения влагосодержания продувочного воздуха при 0,6%-ом обводнении.

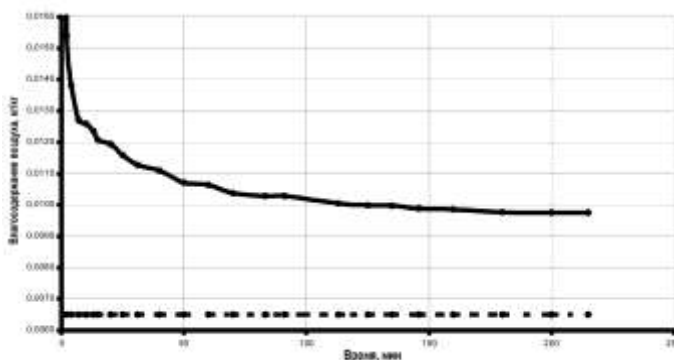


Рис. 4. Результаты эксперимента осушения масла при обводнении 0,6%

Наиболее эффективное применение данной установки достигается совместным применением с существующими судовыми агрегатами очистки циркуляционного масла: отстойными цистернами, фильтрами и центробежными сепараторами. Комбинирование вышеперечисленных

методов очистки масла позволяет создать высокоэффективную систему очистки смазочных материалов в условиях судна.

Возможна как частичнопоточная (рис. 5), так и полнопоточная схема подключения установки в масляную систему ДВС, что зависит от производительности масляной системы.

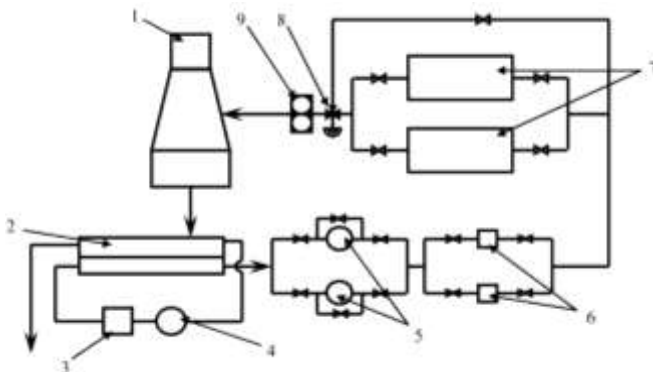


Рис. 5. Схема масляной системы двигателя внутреннего сгорания: 1 — СДВС, 2 — цистерна циркуляционного масла, 3 — масляный сепаратор, 4 — дегидрационная установка, 5 — циркуляционные масляные насосы, 6 — фильтры грубой очистки, 7 — холодильники циркуляционного масла, 8 — термостатический клапан, 9 — фильтр тонкой очистки.

Рациональное применение вышеперечисленных методов очистки масел позволяет повысить срок службы моторных масел, обеспечить благоприятные условия работы смазочных устройств, повысить надежность и долговечность последних, снизить эксплуатационные затраты и за счет этого повысить эффективность энергетической установки в целом.

Выводы:

1. Создана экспериментальная установка удаления растворенной воды из циркуляционных масел СДВС.
2. Предложена циркуляционная масляная система СДВС, позволяющая осуществлять глубокую очистку масел от воды.
3. Разработана методика расчета количества удаленной воды из циркуляционного масла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холчев Е.С., Голиков А.А. Исследование процесса влагопереноса между обводненным маслом и воздухом картерного пространства СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – №8. Одесса: ОНМА. – С. 90-95.

2. Холчев Е.С., Васильев А.Е. Исследование процесса диффузии водяных паров в замкнутом картерном пространстве // Судовые энергетические установки: науч.-техн. Сб. – 2003. - №9. Одесса: ОНМА. – С. 134-138.
3. Ирисов А.С. Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследования. – М.: Гостоптехиздат, 1955. – 307 с.
4. Ханмамедов С.А. Исследование механических потерь в судовых вспомогательных механизмах: Дисс... канд. техн. наук. Одесса, 1979. – 192 с.

УДК 621.313.3

Веретенник А.М.
ОНМА

АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМЕ СТАБИЛИЗАЦИИ ЧАСТОТЫ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРА

Основой электроснабжения современного судна является электростанция, в состав которой входит несколько электрогенераторов с дизельными двигателями. Стабильность частоты судовой электрической сети определяется качественными параметрами систем регулирования частоты вращения каждого генератора [2].

Одной из проблем в работе этих локальных систем регулирования является невозможность исключить из контура регулирования нелинейность типа «сухое трение» или «люфт» в механических конструкциях чувствительных элементов и сервомоторов. Наличие этих нелинейных элементов в замкнутых контурах с линейной частью второго и большего порядка неизбежно приводит к автоколебаниям [4].

Если локальные системы регулирования частоты вращения работают с автоколебаниями, то параллельная работа двух и более генераторов характеризуется значительными обменными колебаниями мощности между электроагрегатами.

Относительно небольшие амплитуды автоколебаний частоты вращения генераторов при автономной работе могут считаться допустимыми, в то же время при параллельной работе те же нелинейные характеристики регуляторов могут приводить к существенному ухудшению качества электроэнергии. С этой точки зрения анализ параметров автоколебаний в системах регулирования частоты является актуальным.

В статье рассмотрен метод определения амплитуды и частоты автоколебаний частоты вращения дизель-генератора ω_r . Модель дизеля, генератора и регулятора частоты вращения представлены на рис. 1.

Рассматривается нелинейность типа «сухое трение» с начальной Δ_0 и установившейся Δ_n зонами нечувствительности в измерительном элементе частоты вращения, сервомоторе регулятора, топливном насосе или в механических соединительных конструкциях (см. рис.1, в).

Характер изменения силы трения f от скорости v для чистых зеркальных стальных поверхностей при малых скоростях скольжения до 10^{-9} – 10^{-3} см/с изучили Д.М. Толстой и Р.Л. Каплан [1]. При обычных условиях скольжения, т.е. без демпфирования микроколебаний, нормальных к поверхности скольжения, характеристика имеет максимум [1] (см. рис. 1, а). Учтем непостоянство силы трения в процессе регулирования двумя значениями зоны нечувствительности Δ_0 и Δ_n (см. рис. 1, в)

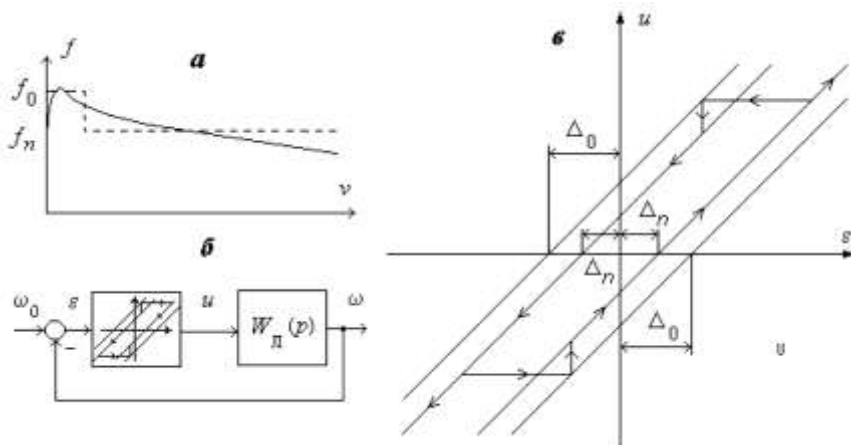


Рис. 1. Система стабилизации частоты дизель-генератора: *а* — зависимость силы трения от скорости; *б* — структурная схема, *в* — характеристика нелинейности

Линейная часть системы включает передаточную функцию дизеля и регулятора частоты: $W_d(p) = W_d(p)W_\omega(p)$. Дизель представлен уравне-

нием Даламбера: $J_m \frac{d\omega_r}{dt} = M_d - M_g$, где J_m — суммарный момент

инерции вращающихся частей дизеля и ротора генератора, M_d — движущий момент двигателя, M_g — момент сопротивления, развиваемый генератором. В приведенной модели нагрузку генератора и момент M_g будем считать постоянными. Передаточная функция дизеля равна $W_d(p) = 1/J_m p$.

Передаточную функцию $W_\omega(p)$ пропорционального регулятора частоты вращения вместе с топливным насосом представим инерционным звеном первого порядка: $W_\omega(p) = k_\omega / (T_\omega p + 1)$, где k_ω — коэффициент усиления пропорционального регулятора, связывающий относительное перемещение измерительного элемента с движущим моментом дизеля; T_ω — постоянная времени обобщенной инерционности сервомотора регулятора и топливного насоса.

Аналитические исследования [4] и компьютерное моделирование [3] динамических процессов в системе регулирования частоты с приведенной структурой показывает неизбежность возникновения автоколебаний. Инерционность линейной части системы фильтрует высокочастотные гармоники и формирует практически синусоидальные колебания

частоты вращения дизельгенератора. Амплитуда и частота этих автоколебаний зависит от внутренних параметров системы: Δ_0 , Δ_n , k_ω , T_ω , J_m .

Синусоидальные колебания на входе и выходе нелинейного звена типа «сухое трение» имеют вид, приведенный на рис. 2. Первая гармоника выходного сигнала имеет амплитуду и фазовый сдвиг, зависящий от величины зоны нечувствительности Δ_0 , Δ_n и от амплитуды входного сигнала A . Введем обозначения $d_0 = \Delta_0/A$, $d_n = \Delta_n/A$ и $d = \Delta_n/A$.

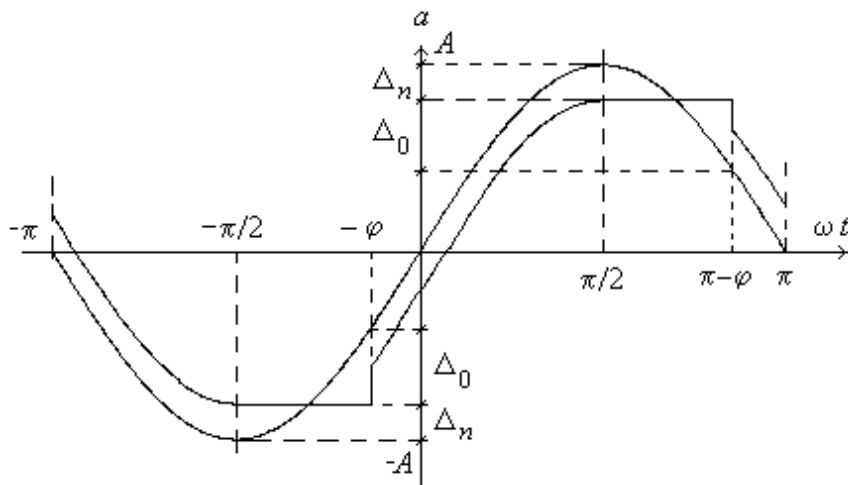


Рис. 2. Сигналы на входе и выходе нелинейного элемента типа «сухое трение» с двумя зонами нечувствительности в режиме автоколебаний

Предлагаемый в статье метод расчета параметров автоколебаний основан на решении уравнений, записанных как необходимые условия нахождения линеаризованной системы на границе устойчивости. Это равенство единице петлевого коэффициента усиления и равенство 180 градусам фазового сдвига разомкнутой системы:

$$\begin{cases} K_\pi(\omega) \cdot K_\Delta(d, d_0) = 1 \\ \varphi_\pi(\omega) + \varphi_\Delta(d, d_0) = -\pi \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} K_\pi(\omega) = \frac{1}{K_\Delta(d, d_0)} \\ \varphi_\pi(\omega) = -\pi - \varphi_\Delta(d, d_0) \end{cases} \quad (1)$$

В уравнениях (1) $K_\pi(\omega)$, $\varphi_\pi(\omega)$ — амплитудно-частотная и фазо-частотная характеристики линейной части системы, $K_\Delta(d, d_0)$, $\varphi_\Delta(d, d_0)$ — зависимости коэффициента передачи и фазового сдвига первой гармоники выходного сигнала нелинейного звена от его параметров.

Решение системы (1) относительно частоты ω и параметра d при определенном соотношении Δ_0/Δ_n позволяет определить параметры автоколебаний, возникающих в приведенной нелинейной системе. Зависимости $K_\Delta(d, d_0)$, $\varphi_\Delta(d, d_0)$ можно определить из аналитического разложения гармонической функции на выходе нелинейного звена в ряд Фурье.

Входная и выходная гармонические функции рассматриваемого нелинейного звена типа «сухое трение» имеют вид:

$$a_{\text{вх}} = A \cdot \sin x = A \cdot \sin \omega t ;$$

$$a_{\text{вых}} = \begin{cases} A \cdot \sin x + \Delta_n & \text{при } -\pi \leq x \leq -\pi/2 \\ -A + \Delta_0 & \text{при } -\pi/2 < x \leq -\varphi \\ A \cdot \sin x - \Delta_n & \text{при } -\varphi < x \leq \pi/2 \\ A - \Delta_0 & \text{при } \pi/2 < x \leq \pi - \varphi \\ A \cdot \sin x + \Delta_n & \text{при } \pi - \varphi < x \leq \pi \end{cases} ;$$

$$\varphi = \arcsin \frac{A - \Delta_n - \Delta_0}{A} .$$

Первая гармоника выходного сигнала связана с коэффициентами a_1 и b_1 разложения Фурье:

$$a_{\text{вых1}} = a_1 \cdot \sin x + b_1 \cdot \cos x = A_\Delta \cdot \sin(x + \varphi_\Delta); A_\Delta = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}; \varphi_\Delta = \arctan \frac{a_1}{b_1},$$

где $a_1 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} a_{\text{вых}} \cos x dx$; $b_1 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} a_{\text{вых}} \sin x dx$, которые можно вычислить на пяти интервалах представления выходного сигнала

$$a_1 = \sum_{i=1}^5 a_{1i}; b_1 = \sum_{i=1}^5 b_{1i} .$$

Для выходной функции рассматриваемого нелинейного звена составляющие коэффициентов a_1 и b_1 равны:

$$a_{11} = \frac{A}{2\pi} - \frac{\Delta_n}{\pi}; a_{12} = \frac{A - \Delta_n}{\pi} \cdot \frac{A - \Delta_n - \Delta_0}{A} - \frac{A - \Delta_n}{\pi};$$

$$a_{13} = \frac{A}{2\pi} - \frac{A}{2\pi} \cdot \left(\frac{A - \Delta_n - \Delta_0}{A} \right)^2 - \frac{\Delta_n}{\pi} - \frac{\Delta_n}{\pi} \cdot \frac{A - \Delta_n - \Delta_0}{A};$$

$$a_{14} = \frac{A - \Delta_n}{\pi} \cdot \frac{A - \Delta_n - \Delta_0}{A} - \frac{A - \Delta_n}{\pi};$$

$$\begin{aligned}
 a_{15} &= -\frac{A}{2\pi} \cdot \left(\frac{A - \Delta_n - \Delta_0}{A} \right)^2 - \frac{\Delta_n}{\pi} \cdot \frac{A - \Delta_n - \Delta_0}{A}; \\
 b_{11} &= \frac{A}{4} - \frac{\Delta_n}{\pi}; \quad b_{12} = \frac{A - \Delta_n}{\pi} \cdot \frac{2\sqrt{(\Delta_n + \Delta_0) \ 2A - \Delta_n - \Delta_0}}{A}; \\
 b_{13} &= \frac{A}{4} + \frac{A\varphi}{2\pi} - \frac{(A + \Delta_n - \Delta_0)\sqrt{(\Delta_n + \Delta_0) \ 2A - \Delta_n - \Delta_0}}{2A\pi}; \\
 b_{14} &= \frac{A - \Delta_n}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{(\Delta_n + \Delta_0) \ 2A - \Delta_n - \Delta_0}}{A}; \\
 b_{15} &= \frac{\Delta}{\pi} - \frac{A\varphi}{2\pi} - \frac{(A + \Delta_n - \Delta_0)\sqrt{(\Delta_n + \Delta_0) \ 2A - \Delta_n - \Delta_0}}{2A\pi}.
 \end{aligned}$$

Отсюда находим коэффициенты a_1 и b_1 :

$$\begin{aligned}
 a_1 &= \frac{(\Delta_n - \Delta_0) \ 3\Delta_n - \Delta_0 - 4A\Delta_n}{A\pi} = \frac{A}{\pi} [(d + d_0) \ 3d - d_0 - 4d]; \\
 b_1 &= \frac{A}{2} + \frac{A\varphi}{\pi} + \frac{A - 3\Delta_n + \Delta_0}{\pi A} \frac{\sqrt{(\Delta_n + \Delta_0) \ 2A - \Delta_n - \Delta_0}}{\pi A} = \\
 &= \frac{A}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin 1 - d - d_0 + 1 - 3d + d_0 \sqrt{(d + d_0) \ 2 - d - d_0} \right).
 \end{aligned}$$

Амплитуда и фазовый сдвиг первой гармоники на выходе нелинейного звена:

$$\begin{aligned}
 A_\Delta &= \frac{A}{\pi} \sqrt{\left[(d + d_0) \ 3 - d - d_0 - 4d \right]^2 + \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin 1 - d - d_0 + 1 - 3d - d_0 \sqrt{(d + d_0) \ 2 - d - d_0} \right]^2}; \quad (2) \\
 \varphi_\Delta &= \arctan \frac{(d - d_0) \ 3 - d - d_0 - 4d}{\frac{\pi}{2} + \arcsin 1 - d - d_0 + 1 - 3d - d_0 \sqrt{(d - d_0) \ 2 - d - d_0}}.
 \end{aligned}$$

Коэффициент передачи линеаризованной нелинейности равен:

$$K_\Delta = \frac{1}{\pi} \sqrt{\left[(d + d_0) \ 3 - d - d_0 - 4d \right]^2 + \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin 1 - d - d_0 + 1 - 3d - d_0 \sqrt{(d + d_0) \ 2 - d - d_0} \right]^2}; \quad (3)$$

Из выражений (2) и (3) видно, что коэффициент передачи K_Δ и фазовый сдвиг φ_Δ рассматриваемого нелинейного звена зависят от параметра d при фиксированном соотношении $d/d_0 = \Delta_0/\Delta_n$, рис. 3.

Результаты совместного решения уравнений (1)–(3) позволяют определить параметры автоколебаний в системе, представленной на

рис. 1. Зависимости ω и A от соотношения начальной и установившейся зон нечувствительности приведены на рис. 4.

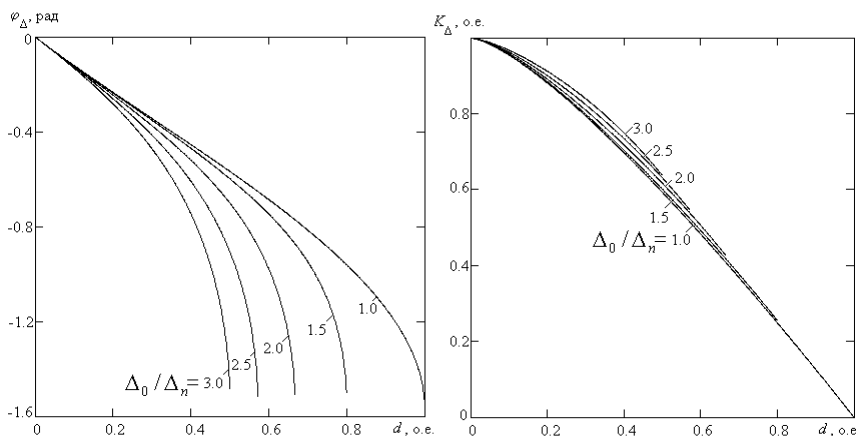


Рис. 3. Зависимости коэффициента передачи K_D и фазового сдвига φ_D первой гармоники нелинейности типа «сухое трение» от относительной зоны нечувствительности d при фиксированных соотношениях $d/d_0 = \Delta_0/\Delta_n$

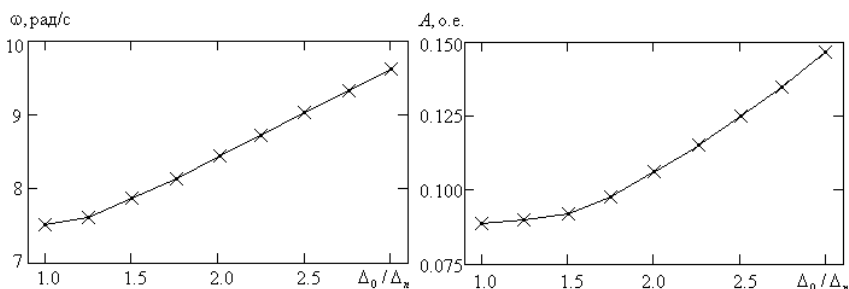


Рис. 4. Зависимости параметров автоколебаний от соотношения начальной и установившейся зон нечувствительности Δ_0/Δ_n

Функции $K_D(d, d_0)$, $\varphi_D(d, d_0)$ для нелинейности типа «сухое трение» не зависят от каких-либо параметров линейной части системы, т.е. не связаны с частотными характеристиками $K_n(\omega)$ и $\varphi_n(\omega)$ линейной части системы.

Предложенный метод позволяет по известным частотным характеристикам линейной части системы определить амплитуду и частоту установившихся автоколебаний. Метод может быть использован для любого вида замкнутой системы с нелинейностью типа «сухое трение».

Результаты расчета параметров автоколебаний в системе регулирования частоты вращения дизель-генератора показывают существенную зависимость частоты и амплитуды колебаний (см. рис. 4) от неоднородного характера сил трения в элементах регулятора, особенно при соотношении начальной и установившейся зон нечувствительности $\Delta_0/\Delta_n > 1,5$. Как видно из рис. 3, при росте максимума начальной силы трения существенно быстрее увеличивается фазовое запаздывание, вносимое нелинейным звеном, что приводит к увеличению амплитуды и частоты колебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 472 с.
2. Баранов А.П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. – М.: Транспорт, 1988. – 328 с.
3. Веретенник А.М. Расчет автоколебаний в системе регулирования частоты вращения синхронного дизель-генератора // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 10. – Одесса: ОНМА. – С. 90-95.
4. Сыромятников В.Ф. Эксплуатация систем автоматического регулирования судовых силовых установок. – М.: Транспорт, 1975. – 272 с.

УДК 620.197.181:628.113.5:629.12.06

Абрамов В.А.
ОНМА**ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ
В КАЧЕСТВЕ ИСТОЧНИКА ДВУОКИСИ УГЛЕРОДА ДЛЯ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ
НАКИПЕОБРАЗОВАНИЯ И БИОЛОГИЧЕСКОГО ОБРАСТАНИЯ В СУДОВЫХ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ**

Состав отработавших газов судовых силовых установок зависит от ряда факторов — сорта используемого топлива и масла, типа главных двигателей, условий эксплуатации и др.

Учитывая, что при нормальной работе двигателя или парогенератора большая часть углерода топлива окисляется до двуокиси углерода, появляется реальная возможность использовать продукты сгорания в качестве источника CO_2 для предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах. Оценку такой возможности необходимо проводить также и с точки зрения охраны окружающей среды, т.е. необходимо определить максимально возможные концентрации вредных веществ, которые могут образовываться в результате обработки морской воды продуктами сгорания органических топлив.

Выброс в атмосферу отработавших газов после парогенераторов, камер сгорания ГТУ и ДВС является необходимым условием нормальной работы судовых силовых установок. При работе на топливах нефтяного происхождения (дизельном, моторном или мазуте) основным конечным продуктом сгорания является углекислый газ CO_2 . При нормальном процессе сжигания топлива, с учетом того, что коэффициент избытка воздуха $\alpha \geq 1,03$, состав отработавших газов не токсичен и отличается от атмосферного воздуха большим содержанием углекислого газа и малой концентрацией кислорода. С увеличением α количество CO_2 уменьшается, а содержание кислорода в отработавших газах возрастает и может достигнуть 18 [1]. Вследствие же неполного сгорания топлива, окисления примесей и введения присадок в топлива и масла, в составе отработавших газов может находиться до 1 % токсичных веществ. Вредные примеси, в основном, состоят из окиси углерода CO , окислов азота N_xO_y , сернистого ангидрида SO_2 , несгоревших углеводородов C_xH_y , в том числе альдегидов, твердого фильтрата свободного углерода (сажи) и несгоревшего топлива. Вместе с сажой выделяется также канцерогенное вещество — бензпирен [1-3].

В таблице указан состав вредных основных примесей в отработавших газах дизелей [3] и исходные данные для расчета массового коли-

Вероятное содержание вредных примесей в отработавших газах дизелей и в обработанной ими воде

Компоненты газовой смеси	Объемное содержание, %	Парциальное давление, кПа	Молекулярный вес, г	Объем одного г-мол, л	Температура, °С	Весовое количество в 1 м ³ газа, г	Концентрация в воде при	
							$V_r/V_b=1/1$, мг/л	$V_r/V_b=1/3$, мг/л
Оксись углерода, CO	0,01-0,5	0,5050	28,011	22,40	20	5,826	5,826	1,942
Окислы азота, N _x O _y	0,0002-0,5	0,5050	46,0	22,40	20	9,569	9,569	3,190
Сернистый ангидрид, SO ₂	0,003-0,05	0,0505	64,066	21,89	20	1,364	1,364	0,455
Формальдегид, HCON	4-7 см ³ /м ³	0,0091	30,026	22,40	20	$9,383 \cdot 10^{-3}$	$9,383 \cdot 10^{-3}$	$3,13 \cdot 10^{-3}$
Углеводородные соединения, C _x H _y ,	0,009-0,05	0,0505	86,170	22,50	20	1,784	1,784	0,595
3,4 — бензпирен, C ₂₀ H ₁₂	до 10 мкг/м ³	—	252,32	—	—	$0,01 \cdot 10^{-3}$	$0,01 \cdot 10^{-3}$	$0,0033 \cdot 10^{-3}$
Сажа и не сгоревшее топливо	0,01-0,5 г/м ³	—	—	—	—	0,5	0,5	0,1667

чества каждого компонента в 1 м³ продуктов сгорания. В этой же таблице указаны максимально возможные количества вредных примесей в морской воде, которые могут попасть в нее при диспергировании 1 м³ продуктов сгорания в зависимости от соотношения $V_{\text{газ}}/V_{\text{вода}} = 1/1$ и $1/3$. Данные приведены при условии полного перехода вредных веществ в морскую воду, что в реальных условиях невозможно.

Расчет массового количества вредных примесей в 1 м³ отработавших газов производили по формуле, выведенной из уравнения состояния идеальных газов:

$$G = \frac{273,15 p_i V M}{p_0 V_0 t + 273,15},$$

где p_i — парциальное давление вредного компонента газовой смеси $p_i = p \cdot V_i/V$, кПа; p — давление продуктов сгорания (принималось равным 101 кПа); V_i — парциальный объем компонента при параметрах смеси, л; V — объем продуктов сгорания (1 м³ = 1000 л), л; p_0 — нормальное давление (101 кПа); V_0 — объем 1 г/моля газа при начальных условиях, л; M — молекулярный вес компонента, г; t — температура продуктов сгорания (принималась равной температуре обрабатываемой воды 20 °С), °С.

Анализируя данные, представленные в таблице можно сделать следующие выводы:

- содержание бензпирена в обрабатываемой воде не превышает $(0,0033-0,01) \cdot 10^{-3}$ мг/л, тогда как его содержание, например, в чистой водопроводной воде составляет $0,003 \cdot 10^{-3}$ мг/л. Таким образом, количество бензпирена в воде, обработанной продуктами сгорания, находится на уровне фоновых показателей в элементах окружающей среды;
- дополнительное количество альдегидов (на примере расчета концентрации формальдегида) не превышает 0,00313-0,0094 мг/л. Исходя же из [4], концентрация формальдегида в растворенной фракции натуральных морских вод не превышает 0,009 мг/л. Таким образом, общая максимальная концентрация формальдегида в обработанной морской воде может составить 0,012-0,018 мг/л. Согласно же [5] содержание формальдегида в воде водных объектов санитарно-бытового водопользования не должно превышать 0,02-0,05 мг/л;
- концентрация сажи не превышает 0,167-0,5 мг/л, тогда как, согласно тем же правилам [5], содержание взвешенных веществ не должно увеличиваться больше, чем на 0,75 мг/л в воде для купа-

ния, спорта и отдыха населения, а также водоемов в черте населенных мест;

- окислы азота и сернистый ангидрид, взаимодействуя с водой, образуют соединения азотной, азотистой и сернистой кислот. Вредными эти соединения в воде становятся лишь при высоких концентрациях. В рассматриваемом случае они разбавляются значительно ниже опасных концентрации;
- такие составляющие, как C_xH_y , H_2 и CO , мало растворимы в воде и поэтому не могут влиять на ее качество.

Использование продуктов сгорания в качестве теплоносителя при контактном нагреве воды для хозяйственно-бытовых нужд получило определенное распространение [6]. Контактные водонагреватели для указанных целей работают на природном газе и дизельном топливе и удовлетворяют санитарно-гигиеническим требованиям. По этому поводу Ленинградский научно-исследовательский институт санитарной гигиены дал заключение, в котором указывается, что вода, обработанная продуктами сгорания, может быть использована для любых хозяйственных нужд [6].

Кроме того, дополнительные количества CO_2 , поступающие в воду при ее обработке продуктами сгорания, накапливаются там не могут, так как углекислый газ активно участвует в биологических процессах, обеспечивая жизнедеятельность фитопланктона и фитобентоса.

Проведенный анализ указывает на экологическую безопасность использования продуктов сгорания органических топлив для обработки морской воды, с целью предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах, работающих на морской воде, даже несмотря на то, что в расчете условно принималась возможность растворения практически нерастворимых составляющих и рассматривались условия полного перехода вредных компонентов в воду, в то время, как они могут перейти в раствор только частично — до достижения равновесного состояния парциальных давлений между газом и водой.

В дополнение к проведенному анализу, совместно с Одесским отделением института биологии южных морей (ИнБЮМ), была проведена натурная экспериментальная проверка возможного влияния продуктов сгорания органических топлив на жизнедеятельность морских организмов. Анализ влияния обработки воды производился по плотности оседания наиболее характерных обрастателей — баянуса и мшанки. Выбор видов производился по рекомендациям Института биологии южных морей, с учетом возможности использования активности баянуса, как индикатора изменения гидрохимической обстановки среды обитания. В

качестве продуктов сгорания использовались отработавшие газы двигателя внутреннего сгорания марки 6Ч 9,5/11. Натурные испытания проводились в акватории Одесского залива.

Полученные данные по влиянию CO_2 на зоопланктон указывают на то, что CO_2 оказывает на него только временное наркотическое (репеллентное) действие и при попадании в воду обычной концентрации по CO_2 жизнедеятельность полностью восстанавливается, даже после длительного пребывания в воде, насыщенной CO_2 из продуктов сгорания, а фитопланктон использует CO_2 в своих биохимических процессах. Поэтому основной компонент продуктов сгорания, т.е. CO_2 , отрицательно-го воздействия на окружающую среду не оказывает.

Таким образом, можно считать, что использование продуктов сгорания органических топлив при предотвращении накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах и системах, контактирующих с морской водой, отрицательного экологического воздействия на окружающую среду не оказывает.

Анализируя данные, представленные в таблице можно сделать следующие выводы:

- содержание бензпирена в обрабатываемой воде не превышает $(0,0033-0,01) \cdot 10^{-3}$ мг/л, тогда как его содержание, например, в чистой водопроводной воде составляет $0,003 \cdot 10^{-3}$ мг/л. Таким образом, количество бензпирена в воде, обработанной продуктами сгорания, находится на уровне фоновых показателей в элементах окружающей среды;
- дополнительное количество альдегидов (на примере расчета концентрации формальдегида) не превышает 0,00313-0,0094 мг/л. Исходя же из [4], концентрация формальдегида в растворенной фракции натуральных морских вод не превышает 0,009 мг/л. Таким образом, общая максимальная концентрация формальдегида в обработанной морской воде может составить 0,012-0,018 мг/л. Согласно же [5] содержание формальдегида в воде водных объектов санитарно-бытового водопользования не должно превышать 0,02-0,05 мг/л;
- концентрация сажи не превышает 0,167-0,5 мг/л, тогда как, согласно тем же правилам [5], содержание взвешенных веществ не должно увеличиваться больше, чем на 0,75 мг/л в воде для купания, спорта и отдыха населения, а также водоемов в черте населенных мест;
- окислы азота и сернистый ангидрид, взаимодействуя с водой, образуют соединения азотной, азотистой и сернистой кислот. Вредными эти соединения в воде становятся лишь при высоких кон-

центрациях. В рассматриваемом случае они разбавляются значительно ниже опасных концентраций;

- такие составляющие, как C_xH_y , H_2 и CO , мало растворимы в воде и поэтому не могут влиять на ее качество.

Использование продуктов сгорания в качестве теплоносителя при контактном нагреве воды для хозяйственно-бытовых нужд получило определенное распространение [6]. Контактные водонагреватели для указанных целей работают на природном газе и дизельном топливе и удовлетворяют санитарно-гигиеническим требованиям. По этому поводу Ленинградский научно-исследовательский институт санитарной гигиены дал заключение, в котором указывается, что вода, обработанная продуктами сгорания, может быть использована для любых хозяйственных нужд [6].

Кроме того, дополнительные количества CO_2 , поступающие в воду при ее обработке продуктами сгорания, накапливаются там не могут, так как углекислый газ активно участвует в биологических процессах, обеспечивая жизнедеятельность фитопланктона и фитибентоса.

Проведенный анализ указывает на экологическую безопасность использования продуктов сгорания органических топлив для обработки морской воды, с целью предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах, работающих на морской воде, даже несмотря на то, что в расчете условно принималась возможность растворения практически нерастворимых составляющих и рассматривались условия полного перехода вредных компонентов в воду, в то время, как они могут перейти в раствор только частично – до достижения равновесного состояния парциальных давлений между газом и водой.

В дополнение к проведенному анализу, совместно с Одесским отделением института биологии южных морей (ИнБЮМ), была проведена натурная экспериментальная проверка возможного влияния продуктов сгорания органических топлив на жизнедеятельность морских организмов. Анализ влияния обработки воды производился по плотности оседания наиболее характерных обрастателей — баянуса и мшанки. Выбор видов производился по рекомендациям Института биологии южных морей, с учетом возможности использования активности баянуса, как индикатора изменения гидрохимической обстановки среды обитания. В качестве продуктов сгорания использовались отработавшие газы двигателя внутреннего сгорания марки 6Ч 9,5/11. Натурные испытания проводились в акватории Одесского залива.

Полученные данные по влиянию CO_2 на зоопланктон указывают на то, что CO_2 оказывает на него только временное наркотическое (репел-

лентное) действие и при попадании в воду обычной концентрации по CO_2 жизнедеятельность полностью восстанавливается, даже после длительного пребывания в воде, насыщенной CO_2 из продуктов сгорания, а фитопланктон использует CO_2 в своих биохимических процессах. Поэтому основной компонент продуктов сгорания, т.е. CO_2 , отрицательного воздействия на окружающую среду не оказывает.

Таким образом, можно считать, что использование продуктов сгорания органических топлив при предотвращении накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах и системах, контактирующих с морской водой, отрицательного экологического воздействия на окружающую среду не оказывает.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юдицкий Ф.Л. защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 160 с.
2. Филиппов А.З. Токсичность отработавших газов тепловых двигателей. – Киев: Вища школа, 1960. – 160 с.
3. Либерфорт Г.Б. Судовые двигатели и окружающая среда. – Л.: Судостроение, 1979. – 144 с.
4. Попов И.И., Федоров К.Н., Орлов В.М. Морская вода (справочное руководство). – М.: Наука, 1979. – 328 с.
5. Правила охраны поверхностных вод от загрязнения сточными водами (приложение к письму ММФ от 17 сентября 1975 г. № 72). – М., 1975. – 51 с.
6. Соснин Ю.П. Контактные водонагреватели. – М.: Стройиздат, 1974. – 339 с.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Задорожный А.А., Колиев И.Д.
ОНМА

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ СИСТЕМ СМАЗЫВАНИЯ ЦИЛИНДРОВ СДВС

Процессы истечения масла в цилиндры распространенных в последнее время длинноходовых судовых дизелей остаются малоизученными, что не позволяет обоснованно и эффективно решать вопросы совершенствования систем маслоподдачи и уменьшения расхода цилиндровых масел, а также снижения износов деталей ЦПГ.

Затруднительность изучения процессов истечения масла в цилиндр непосредственно на двигателе, характерная для всех систем смазывания, а также многообразие их конструкций и условий работы требуют специальных безмоторных средств, позволяющих задавать условия испытания систем близкие к реальным.

При этом требуется обеспечение не только измерения всех необходимых параметров, характеризующих работу системы, но и визуального наблюдения за процессами, происходящими в каналах, и движением масла за их пределами, без чего невозможно установить всю взаимосвязь конструкции системы с эффективностью ее работы в условиях конкретного двигателя.

Таковыми возможностями существующие средства, используемые заводами изготовителями при испытаниях систем смазки, не обладают, и к тому же они ни в коей мере не воспроизводят реальных условий работы маслоподводящих устройств.

Исходя из изложенного, для испытания систем маслоподдачи разработан универсальный стенд (рис. 1), который используется при выполнении в ОНМА научно-исследовательских работ. Принципиальная схема стенда приведена на рис. 2.

Стенд включает в себя камеру 1 с прозрачными окнами, сообщенную с одной стороны с баллонами 2 сжатого газа (воздуха) посредством дозирующего устройства (ДУ) 3, аккумуляторов 4, редукционных клапанов 5 и соединительных трубопроводов 6 и 7, а с другой - со штуцером 8, связанным трубопроводом 9 с лубрикаторм 10. Подача сжатого газа в баллоны 2 осуществляется компрессором 11. Дозирующее устройство 3 и лубризатор 10 приводятся в действие электродвигателем 12 с помощью вала 13 и системы рычагов 14.

Перед включением стенда производится заполнение баллонов 2 сжатым газом, прогрев штуцера 8 и масла в лубрикаторе 10 с помощью электрических подогревателей 15,16, а также задание уровня давления

газа в аккумуляторах в соответствии с величиной импульсов, характерных для конкретного двигателя.

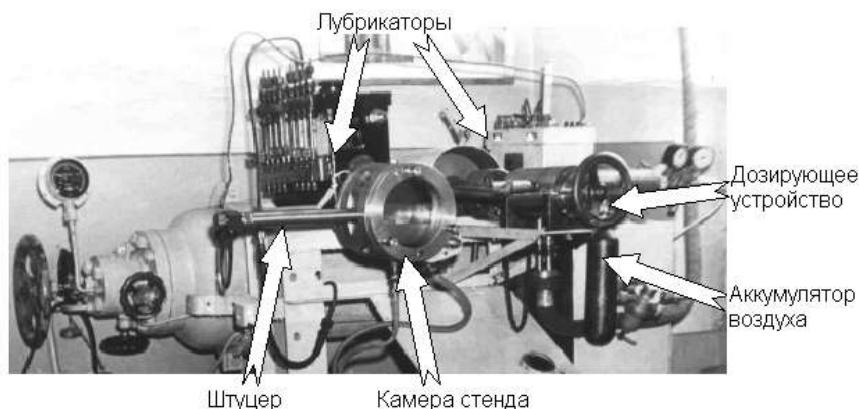


Рис. 1. Универсальный лабораторный стенд для испытания систем смазывания цилиндров судовых дизелей

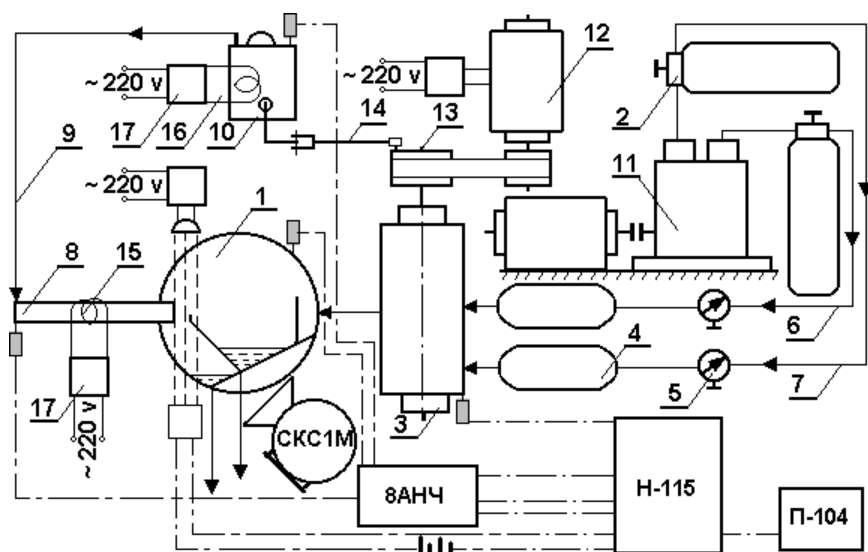


Рис. 2. Схема экспериментального стенда

Испытываемая система регулируется по инструкции завода изготовителя с учетом задач эксперимента. Необходимое напряжение в цепи приводного электродвигателя и подогревателей масла, а также измерительной и регулирующей аппаратуры задается с помощью регуляторов 17.

Включение стенда осуществляется пуском электродвигателя 12, который обеспечивает вращение золотников дозирующего устройства 3 и работу лубризатора 10. При этом в камеру с одной стороны подается сжатый газ, а с другой масло.

Величины импульсов давлений зависят от уровня расположения маслоподводящих отверстий, а также нагрузки двигателя и для существующих типов дизелей изменяются в широких пределах: импульс, формируемый на сжатии, — P_1 от 0,1 до 1,5 МПа; импульс, формируемый на расширении, — P_2 от 1,1 до 3,0 МПа.

Задание и поддержание конкретных значений импульсов в камере стенда производится с помощью редукционных клапанов 5 и аккумуляторов 4. Кроме того, окна камеры и использование прозрачных участков нагнетательного тракта позволяют вести наблюдения за формированием происходящих внутри канала процессов и определять характеристики движения масла за пределами его среза.

При работе часть масла, поступившая с отрывом от плоскости среза маслоподводящего канала, попадает в полость ловушки, а другая его часть, стекающая по плоскости среза канала, через зазор поступает в полость маслосборника. Приемные полости ловушки и маслосборника отделены друг от друга и имеют индивидуальные отводы масла через дроссели за пределы камеры для дальнейших измерений. Это позволяет производить раздельный сбор порций масла поступающих с “выбросом” и стеканием по стенке.

При испытаниях регистрировались:

- давление газов, действующее в области маслоподводящего канала — $P_{Г}$;
- ход плунжера лубризатора — $X_{П}$;
- ход клапана штуцера — $X_{КЛ}$;
- верхняя мертвая точка — ВМТ;
- время — T ;
- момент выхода масла из маслоподводящего канала — $M_{В}$.

Кроме того, в процессе эксперимента производилось задание и измерение температуры масла в лубризаторе, температуры штуцера, числа оборотов золотников дозирующего устройства, соответствующих частоте вращения коленчатого вала двигателя, фаз формирования импульсов давлений и частоты вращения валика лубризатора.

Одновременно с этим велось визуальное наблюдение с регистрацией процесса истечения масла при помощи скоростной кинокамеры СКС-1М. Обработка результатов киносъемки состояла в определении скорости движения ленты, масштаба снимка и измерений длины траекторий масла по кадрам при их 16-кратном увеличении.

Графические зависимости длины струи для разных значений времени позволили определить скорость переднего фронта струи масла поступающего в цилиндр. С помощью скоростной съемки производился также анализ формирования процессов движения масла (рис. 3) как внутри, так и за пределами каналов, отдельные участки которых выполнялись из прозрачного материала.



Рис. 3. Характер движения масла внутри маслоподводящих каналов и за их пределами

Раздельный сбор порций масла, поступающих стеканием по стенке и с отрывом от нее, а также отвод их за пределы камеры в процессе испытаний позволили определить изменение соотношения объемов этих порций для маслоподводящих устройств с различной геометрией в зависимости от частоты вращения, температуры масла, хода плунжера лубрикатора и импульсов давлений газа.

В настоящих исследованиях использовался комплект тензометрической аппаратуры, который включал в себя: усилитель 8-АНЧ-7М с блоком питания, магазины сопротивлений и шлейфовый осциллограф Н 115. В качестве задающих элементов аппаратуры служили проволочные датчики. Для определения масштаба записи осциллограмм, до начала измерений и после их завершения проводилась тарировка датчиков.

Регистрация импульсов давления газов в камере стенда осуществлялась с помощью тензодатчиков (рис. 4,а), а запись перемещений плунжеров лубрикаторов - индуктивными датчиками.

Для каждого конкретного штуцера и системы разрабатывались датчики хода клапана, которые устанавливались непосредственно в месте его расположения (рис. 4,б и 5,а) без нарушения геометрических и гидравлических характеристик маслопровода.

Запись отметок ВМТ осуществлялась с помощью головного телефона, а времени — посредством вибратора П-104.

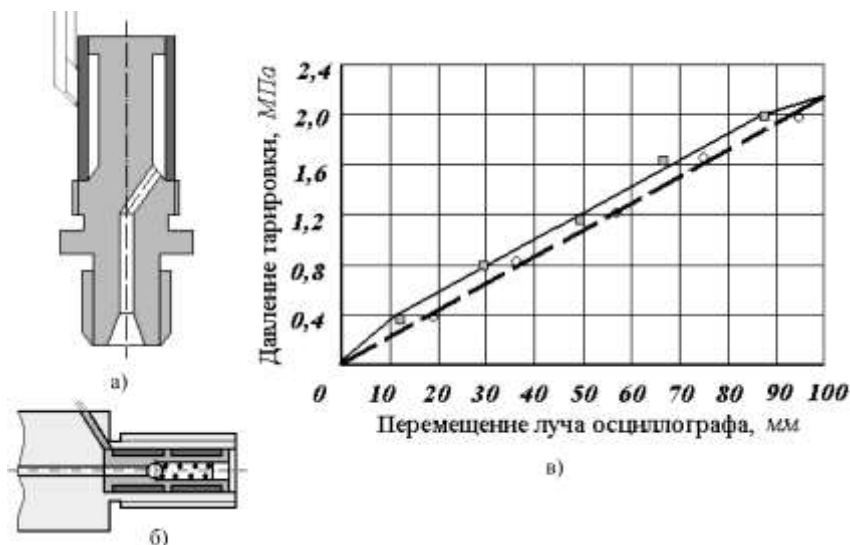


Рис. 4. Датчики (а — давления газа, б — хода клапана штуцера) и пример тарировочной характеристики датчика давления — в

Датчиком момента выхода масла на зеркало служил фоторезистор (рис. 5, а), на который фокусировался луч света. При этом источник света и датчик располагались друг против друга, по обе стороны прозрачных стенок камеры на одной линии, проходящей через срез маслоподводящего канала.

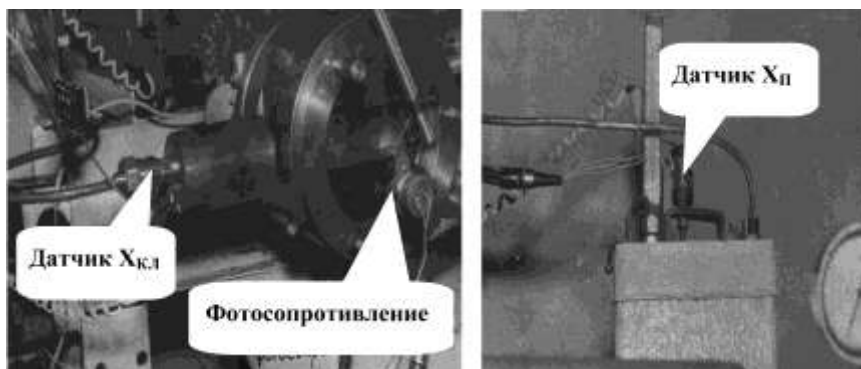


Рис.5 Места установки датчиков на стенде: а — хода клапана ($X_{кл}$) и момента выхода масла за срез (M_B); б — хода плунжера ($X_{п}$)

В эксплуатации использовалась специальная установка, позволяющая непосредственно на двигателе при его работе вести визуальные

наблюдения за процессом маслоподачи в цилиндр. Эта установка включала в себя камеру с прозрачными стенками (как и в лабораторных условиях, рис. 2), в которую с одной стороны подводилось масло от лубрикатора через штуцер, а с другой—осуществлялось соединение с полостью цилиндра двигателя.

Комплект тензометрической аппаратуры аналогичен описанному выше.

Пример осциллограммы процесса маслоподачи приведен на рис. 6.

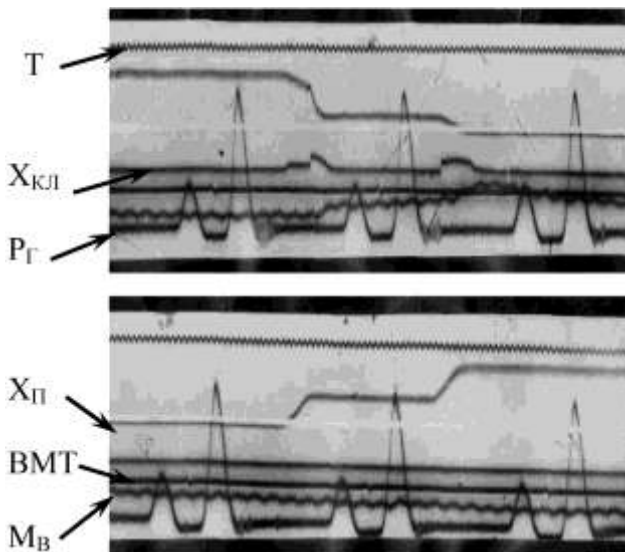


Рис. 6. Осциллограмма маслоподачи с записью основных параметров процесса

Известно, что при достаточно точных измерениях одной и той же величины результаты отдельных измерений отличаются друг от друга, и, следовательно, содержат погрешности.

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

При малом числе измерений для определения результатов, подлежащих отбрасыванию, применим критерий В.Н. Романовского, который основан на распределении Стьюдента [1, 2]. На базе этих исследований получены таблицы относительных значений грубых погрешностей ($t_k = \epsilon_k / \sigma_s$) в зависимости от принятой допустимой вероятности их появления P_k и числа измерений n .

Оценка грубых погрешностей производилась в следующем порядке. По принятому значению допустимой вероятности P_k находится значение t_k . Среднее квадратичное отклонение σ_s вычисляется по результатам измерений. Тогда погрешность, соответствующая принятой P_k , равна:

$$\varepsilon_k = t_k \sigma_s.$$

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

В таблице в качестве примера приведены результаты проверки 16 равнооточных измерений давления (размерность — МПа) на выходе из лубрикатора. Результаты измерений не содержат систематических погрешностей, распределение случайных погрешностей близко к нормальному. Оценим точность измерения давления.

Результаты определения погрешностей измерения давления масла
в лубрикаторе

i	P_i	$\bar{X}$	Погрешности		σ_s	σ_a	ε_a	A_0
			$X_i - \bar{X}$	$X_i - \bar{X}^2$				
1	1,91	$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \approx 1,93$	0,02	0,0004	$\sigma_s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (X_i - \bar{X})^2} = 0,107$	$\sigma_a = \frac{\sigma_s}{\sqrt{n}} = 0,027$	$\varepsilon_a = t_p \sigma_a = 0,06$	$A_0 = \bar{X} \pm \varepsilon_a = 1,93 \pm 0,06$
2	1,87		0,06	0,0036				
3	1,97		0,04	0,0016				
4	1,80		0,13	0,0169				
5	1,83		0,1	0,0100				
6	1,96		0,03	0,0009				
7	1,98		0,05	0,0025				
8	2,25		0,32	0,1024				
9	1,91		0,02	0,0004				
10	1,82		0,11	0,0121				
11	1,95		0,02	0,0004				
12	1,85		0,08	0,0064				
13	1,91		0,02	0,0004				
14	2,01		0,08	0,0064				
15	1,86		0,07	0,0049				
16	1,98		0,05	0,0025				
Проверка "выскакивающего" значения восьмой строки (значение 2,25 МПа)								
$\Delta X = X_i - \bar{X}$			При доверительной вероятности $P_k=0,005$ для $n=16$, t -критерий $t_k=4,2$		$\varepsilon_k=t_k\sigma_s$		Проверяем условие выбраковки $\Delta X_{\geq \varepsilon_k}$	
0,32					0,45		значение не выбраковывается	

После исключения промахов (если таковые имеются) погрешность измерения равняется сумме систематической и случайной погрешностей.

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

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

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

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

Нельзя, например, применять известные потенциометрические датчики с мембраной типа ЭДМУ. Включение этого датчика в систему аналогично включению компенсатора, сглаживающего величину импульсов давления в системе. По аналогичной причине емкостный датчик для записи перемещений клапана штуцера при неверной его установке дает недостоверные результаты.

Как известно, подача масла в трубопровод за один ход плунжера лубрикатора составляет всего несколько капель и для измерения повышения давления в системе от этой подачи необходимы датчики, у которых объем сообщенной с трубопроводом полости по сравнению с порцией поданного масла был бы незначительным. Этим требованиям удовлетворяют тензометрические датчики. Для записи движения плунжера лубрикатора и клапана штуцера использовались индуктивные датчики, получившие широкое распространение при испытаниях топливной аппаратуры.

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

Составляющая погрешности отсчитывания обусловлена (при неавтоматизированных измерениях) индивидуальными особенностями на-

блюдателей. Для уменьшения этой погрешности тщательно соблюдались правила отсчета. При выявлении систематических погрешностей их исключали с помощью поправок и поправочных множителей.

Определение случайных погрешностей измерений производилось с использованием тарировок датчиков (см. рис. 4,б), что значительно упростило обработку результатов измерений и повысило их точность. Чтобы свести к минимуму погрешность измерения, тарировка производилась по 3 раза до и после проведения опыта. За истинное значение показания датчика принималось среднее арифметическое результатов трех тарировок одной величины.

В опытах среднеквадратичная ошибка тензометрирования не превышала 6 %.

Таким образом, разработанный стенд и методика исследований позволяют вести испытания практически всех существующих конструкций систем смазывания цилиндров в широком диапазоне изменений условий их работы в соответствии с типами дизелей.

Это обеспечивает достаточно объективные исследования систем смазывания цилиндров в лабораторных условиях, что позволяет значительно экономить время и средства, и открывает возможности для их совершенствования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ермаков С.М., Жиглявский А.А. Математическая теория оптимального эксперимента: Учеб. пособие. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 320 с.
2. Основы научных исследований: Учеб. для техн. вузов / Под ред. В.И. Крутова, В.В. Попова. – М.: Высш. шк., 1989. – 400 с.

УДК 621.431.74.18-19

Бойко П.В., Бондарь С.А.
ОНМА**ПОКАЗАТЕЛИ ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ СУДОВОЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ**

В практике эксплуатации судовых энергетических установок и судна в целом имеется большое количество оценки их качества, разработанных в основе на базе адмиралтейских коэффициентов. Однако оценка по этим показателям сводится к оценке скорости хода судна и путевого расхода топлива. Выбор единого показателя качества судовой энергетической установки и ее элементов давно решен в пользу их коэффициентов полезного действия.

За обобщенный абсолютный показатель качества судового гидромеханического комплекса может быть принят его КПД [1]

$$\eta_{\text{ск}} = \eta_e \eta_{\text{вп}} \eta_{\text{пр}} = \eta_i \eta_m \eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{к}}, \quad (1)$$

где коэффициенты полезного действия: η_e — эффективный; $\eta_{\text{вп}}$ — валопровода и передачи; $\eta_{\text{пр}}$ — пропульсивный; η_i — индикаторный; η_m — механический; $\eta_{\text{в}}$ — валопровода; $\eta_{\text{п}}$ — передачи; η_p — гребного винта; $\eta_{\text{к}}$ — коэффициент влияния корпуса.

Учитывая, что

$$\eta_e = \frac{360N_e}{B_{\text{ч}}Q_{\text{н}}}; \quad N_e = \frac{N_p}{\eta_{\text{вп}}}; \quad N_p = \frac{P_e v}{\eta_{\text{пр}}}; \quad P_e = \frac{R}{X_{\text{в}}},$$

после подстановки в формулу (1) получим:

$$\eta_{\text{ск}} = \frac{360Rv}{X_{\text{в}}B_{\text{ч}}Q_{\text{н}}},$$

где: R — сопротивление движению судна, кН; v — скорость движения судна, м/с; $B_{\text{ч}}$ — часовой расход топлива, кг/ч; $Q_{\text{н}}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $X_{\text{в}}$ — количество гребных винтов.

С учетом выражения адмиралтейских коэффициентов в относительном виде

$$RV = R_0 V_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v}{v_0} \right)^2,$$

тогда

$$\eta'_{\text{ск}} = \frac{360R_0 V_0}{X_{\text{в}} B_{\text{ч}} Q_{\text{н}}} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v}{v_0} \right)^2$$

Сопротивление движению судна (кН)

$$R = X_{\text{в}}(1 - t)k_{\text{р}}D_{\text{в}}n_{\text{с}}^2, \quad (2)$$

где: $D_{\text{в}}$ — диаметр гребного винта, м; ρ — плотность забортной воды, т/м³; $n_{\text{с}}$ — частота вращения гребного винта, с⁻¹; t — коэффициент засасывания; K_i — коэффициент упора.

Коэффициент засасывания [2]

$$t = \frac{t_{\text{ш}}}{1 + \left(\frac{\lambda_{\text{р}}}{H/D_{\text{в}}}\right)_0}, \quad (3)$$

где коэффициент засасывания на швартовых

$$t_{\text{ш}} = t_0 \left[1 + \left(\frac{\lambda_{\text{р}}}{H/D_{\text{в}}} \right)_0 \right].$$

Коэффициент засасывания на базовом режиме t_0 определяем через коэффициент попутного потока ψ_0 : при расположении винта в диаметральной плоскости

$$t_0 = 0.6 \psi_0 (1 + 0.67 \psi_0),$$

и при бортовых винтах

$$t_0 = 0.8 \psi_0 (1 + 0.25 \psi_0).$$

Коэффициент попутного потока находится по формуле Э. Папмеля [3]

$$\psi_0 = 0,11 + \frac{0,16}{X_{\text{в}}} \delta^{x_{\text{в}}} \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D_{\text{в}}}},$$

где коэффициент полноты корпуса судна $\delta = \frac{V}{L_{\perp\perp}BT}$; V — объемное

водоизмещение, м³; $L_{\perp\perp}$ — длина судна между перпендикулярами, м; B — ширина корпуса, м; T — осадка, м.

Относительная поступь гребного винта

$$\lambda_{\text{р}} = \frac{0,515V_{\text{с}}(1 - \vartheta)}{n_{\text{с}}D_{\text{с}}}.$$

Сопротивление движению судна на базовом режиме

$$R_0 = X_{\text{в}}(1 - t_0)K_{10}\rho D_{\text{в}}^4 N_{\text{со}}^2,$$

где $K_{10} = f(\lambda_{\text{р}}, H/D)$ определяется из соответствующей диаграммы систематических испытаний гребного винта.

Относительная величина сопротивления движению судна

$$\frac{R}{R_0} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 = \frac{1-t}{1-t_0} \frac{K}{K_{10}} \left(\frac{n}{n_0} \right)^2.$$

Коэффициент упора можно подсчитать по зависимости [3]

$$K_1 = K_{10} \frac{1-t_0}{1-t} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v/n}{v_0/n_0} \right)^2. \quad (5)$$

Относительные и абсолютные величины КПД судового гидромеханического комплекса и его составляющих:

$$\Pi_{\text{ск}} = \frac{\eta_{\text{ск}}}{\eta_{\text{ско}}} = \frac{B_{\text{чо}} Q_{\text{но}}}{B_{\text{ч}} Q_{\text{н}}} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v}{v_0} \right)^2. \quad (6)$$

$$\eta_i = \frac{3600 N_i}{Q_{\text{н}} B_{\text{ч}}}; \quad \eta_e = \frac{3600 N_e}{Q_{\text{н}} B_{\text{ч}}}. \quad (7)$$

$$\Pi_i = \frac{B_{\text{ч}0} Q_{\text{н}0} N_i}{B_{\text{ч}} Q_{\text{н}} N_{i0}}. \quad (8)$$

$$\Pi_e = \frac{B_{\text{ч}0} Q_{\text{н}0} N_e}{B_{\text{ч}} Q_{\text{н}} N_{e0}}. \quad (9)$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 \frac{\frac{n}{n_0}}{1 - \eta_{m0}}}. \quad (10)$$

$$\Pi_m = \frac{\eta_m}{\eta_{m0}} = \frac{1}{\eta_m + \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 \frac{\frac{n}{n_0}}{1 - \eta_{m0}}}. \quad (11)$$

$$\eta_{\text{вп}} = 1 - \frac{N_{e0}}{N_e} \left(\frac{n}{n_e} \right)^{\frac{2}{3}} 1 - \eta_{\text{вп}0}. \quad (12)$$

$$\Pi_{\text{вп}} = \frac{\eta_{\text{вп}}}{\eta_{\text{вп}0}} = \frac{1}{\eta_{\text{вп}0}} - \frac{N_{e0}}{N_e} \left(\frac{n}{n_0} \right)^{\frac{2}{3}} \frac{1 - \eta_{\text{вп}0}}{\eta_{\text{вп}0}}. \quad (13)$$

$$\eta_{\text{пр}} = \frac{R_0 V_0}{\eta_{\text{вп}} N_e} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v}{v_0} \right)^2. \quad (14)$$

$$\Pi_{\text{пр}} = \frac{\eta_{\text{пр}}}{\eta_{\text{про}}} = \frac{\eta_{\text{впо}} N_{\text{ео}}}{\eta_{\text{вп}} N_{\text{е}}} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v}{v_0} \right)^2. \quad (15)$$

$$\eta_{\text{к}} = \frac{1-t}{1-\psi}. \quad (16)$$

$$\Pi_{\text{к}} = \frac{\eta_{\text{к}}}{\eta_{\text{ко}}} = \frac{1-t}{1-t_0} \frac{1-\psi_0}{1-\psi}. \quad (17)$$

$$\eta_p = \frac{1-\psi}{1-t} \frac{R_0 V_0}{\eta_{\text{вп}} N_{\text{е}}} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v}{v_0} \right)^2. \quad (18)$$

$$\Pi_p = \frac{\eta_p}{\eta_{\text{по}}} = \frac{1-\psi}{1-\psi_0} \frac{1-t_0}{1-t} \frac{\eta_{\text{впо}} N_{\text{ео}}}{\eta_{\text{вп}} N_{\text{е}}} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v}{v_0} \right)^2. \quad (19)$$

В первом приближении пропульсивный КПД можно оценить по эмпирической зависимости:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_p \eta_{\text{к}} = 0,77 - 10^{-4} n_{\text{в}} \sqrt{L_{\perp\perp}},$$

где $n_{\text{в}}$ — частота вращения гребного винта, мин.

За обобщенный абсолютный показатель качества судовой энергетической установки можно принять ее КПД

$$\eta_{\text{эу}} = \eta_{\text{еп}} X = \eta_{\text{е}} \eta_{\text{вп}} \eta_{\text{пр}} X = \eta_{\text{е}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{р}} \eta_{\text{п}} X;$$

относительная величина КПД судовой энергетической установки

$$\Pi_{\text{эу}} = \frac{\eta_{\text{эу}}}{\eta_{\text{эуо}}} = \frac{B_{\text{чо}} Q_{\text{но}}}{B_{\text{чо}} Q_{\text{н}}} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 \frac{X}{X_0}.$$

Для отдельных судовых машин и механизмов можно аналогично получить абсолютное и относительное выражения КПД, которые позволят судить об их качестве в период эксплуатации.

В таблице 1 приведен расчетный КПД СГМК для ряда морских судов различного водоизмещения при номинальной мощности главных двигателей.

Для теплохода водоизмещением $D = 5517$ т с главными двигателями, имеющими мощность и частоту вращения вала на базовом режиме соответственно $N_{\text{ин}} = 3802$ кВт; $n_{\text{н}} = 168$ мин⁻¹, при низшей теплоте сгорания топлива $Q_{\text{н}} = 41643$ кДж/кг, произведены расчеты показателей оценки качества СГМК и нескольких режимах его работы, полученных при стендовых испытаниях. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Таблица 1. Коэффициент полезного действия гидромеханического комплекса морских судов

№	Водоизмещение D , т	Мощность главных двигателей, N_i , кВт.	Частота вращения гребного винта n_v , мин ⁻¹	Скорость хода судна v_s , узл.	КПД гидромеханического комплекса $\eta_{ск}$
1	10005	3700	170	15,3	0,242
2	22100	7000	115	14,8	0,260
3	47600	10100	120	16,2	0,267
4	40680	11300	117	14,52	0,267
5	33500	7800	120	15,48	0,260
6	31800	8800	122	16,8	0,263
7	31000	9000	140	17,0	0,261
8	31800	8900	140	15,2	0,263
9	38294	10200	119	14,2	0,266

Таблица 2. Показатели оценки качества СГМК теплохода

Обозн.	Размерн.	Режим работы СГМК					
		1	2	3	4	5	6
n	мин ⁻¹	129,5	150	160,5	163	163,6	168
N_i	кВт	1892	2751	3371	3664	3685	3802
N_e	кВт	1572	2357	2934	3201	3222	3346
$B_{\text{ч}}$	кг/ч	365	532	652	703	708	736
v_s	узл.	10,76	12,55	13,60	13,90	13,95	14,15
$\eta_{ск}$	-	0,243	0,233	0,228	0,218	0,216	0,212
$b_{ск}$	кг/кВт-ч	0,365	0,371	0,379	0,396	0,400	0,408
$K_{\text{п}}$	-	2,136	1,662	1,421	1,362	1,357	1,325
$K_{\text{т}}$	-	0,0200	0,0160	0,0130	0,0123	0,0122	0,0120
K_p	-	0,1087	0,1358	0,1536	0,1621	0,1622	0,1666
B_v	-	33,42	42,39	47,94	50,57	50,75	52,01
K_y	-	1749,3	1632,75	1632,75	1515,72	1515,85	1500,30

На рис. 1. по результатам расчетов, приведенных в табл. 2, построено изменение эффективной мощности N_e часового расхода топлива $B_{\text{ч}}$, КПД судового комплекса $\eta_{ск}$, удельного расхода топлива на судовой комплекс $b_{ск}$ и показателей $K_{\text{п}}$, $K_{\text{т}}$, K_p , B_v , K_y в зависимости от скорости движения судна v_s .

Из рис. 1 следует, что группа кривых $\eta_{ск}$, $K_{\text{п}}$, $K_{\text{т}}$, K_y по характеру своего изменения в функции от скорости движения судна идентичны. Одинаковый характер изменения в зависимости от скорости движения судна имеют кривые N_e , B_v , $b_{ск}$, $B_{\text{ч}}$, K_p .

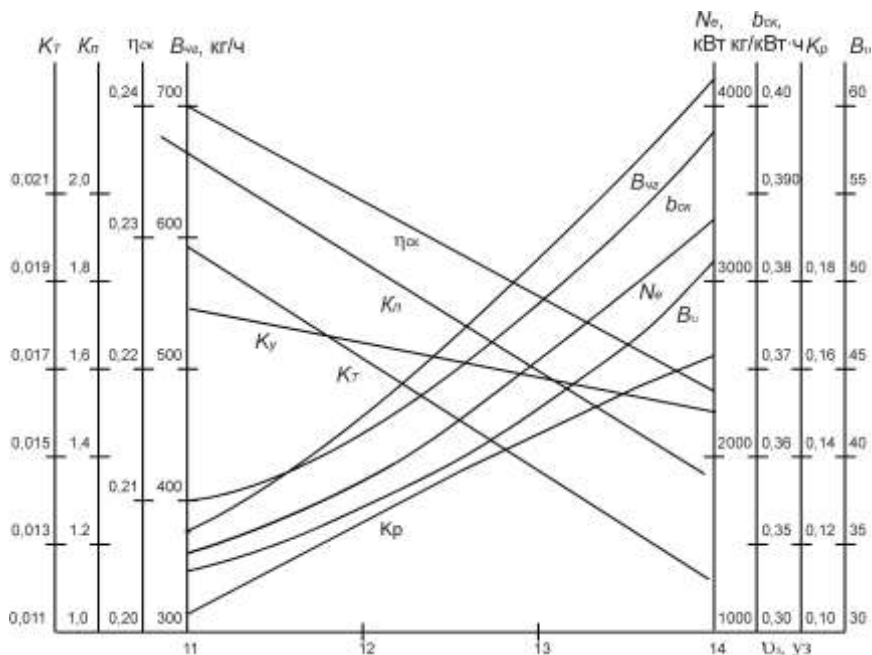


Рис. 1. Изменение показателей качества СГМК теплохода в зависимости от скорости хода судна

Поэтому предварительная оценка эксплуатационных качеств СЭУ может быть произведена при замерах мощности главного двигателя N_i (N_e), кВт, частоты вращения вала n , об^{-1} , частоты расхода топлива $B_{\text{вт}}$, кг/ч, скорости движения судна v_s уз, по коэффициенту гидромеханических качеств судового комплекса (с учетом осадки судна T), а более глубокая и всесторонняя оценка качества — по КПД судового комплекса $\eta_{\text{ск}}$, учитывающему его технические и экономические качества.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бойко П.В. Оценка эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 2. – Одесса: ОГМА. – С. 66-67.
2. Гречин М.А. Выбор расчетного режима для проектирования гребных винтов транспортных судов. // Тр. ЦНИИМФ. – 1979. – Вып. 199. – С. 4-9.
3. Кацман Ф.М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.

4. Конаков Г.А., Бойко П.В. Интегральные показатели эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 2. – Одесса: ОГМА. – С. 15-24.

УДК 621.316.721

Власенко О.А.
ОНМА**СИНТЕЗ ИНВАРИАНТНОГО НЕЛИНЕЙНОГО РЕГУЛЯТОРА
ПО ОТКЛОНЕНИЮ СТАБИЛИЗАЦИИ ЧАСТОТЫ СУДОВОГО
ВАЛОГЕНЕРАТОРА С ГИДРОПРИВОДОМ**

Большое разнообразие регуляторов, используемых в судовых автоматизированных энергетических установках, включает и такие, которые имеют в своей структуре элементы с существенно нелинейными статическими характеристиками. Для синтеза, исследования и расчета таких регуляторов требуются соответствующие методы, которые принципиально отличаются от методов линейных автоматических систем.

В последние годы при разработке высококачественных автоматических систем широко используется принцип инвариантности, теория которого достаточно полно разработана для синтеза и исследования линейных автоматических систем, а для нелинейных автоматических систем она находится в начальной стадии развития. В настоящее время имеется несколько методов синтеза нелинейных инвариантных автоматических систем, среди которых особое место занимают два метода, изложенные в работах [1, 2]. Разработка и дальнейшее совершенствование одного из них [1] была начата в Одесском высшем инженерном морском училище (ныне национальная морская академия) и продолжается в настоящее время.

Отличительной особенностью этого метода от методов, базирующихся на рассмотрении решения уравнений, является то, что этот метод базируется на рассмотрении непосредственно самих дифференциальных уравнений.

Суть метода, применительно к нелинейным одномерным системам, работающим по принципу отклонения управляемой величины, заключается в следующем.

Пусть некоторая одномерная автоматическая система, работающая по принципу отклонения управляемой величины, в общем случае описывается следующей упорядоченной (первое уравнение описывает управляемый объект, второе — чувствительно-усилительный и третье — исполнительный элементы системы) системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} F_1 \quad t, x, \dot{x}, \ddot{x}, y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z} &= f(t) \\ F_2 \quad t, x, \dot{x}, \ddot{x}, y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z} &= 0 \\ F_3 \quad t, x, \dot{x}, \ddot{x}, y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где x, y, z — координаты системы соответственно управляемая величина, чувствительно-усилительного и исполнительного элементов; $f(t)$ — внешнее возмущающее воздействие. Относительно функций $F_1(\dots)$, $F_2(\dots)$, $F_3(\dots)$ предполагается, что они дифференцируемые по всем своим аргументам $t, x, \dot{x}, \ddot{x}, y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z}$.

Поставим задачу: определить, каким должен быть чувствительно-усилительный элемент рассматриваемой автоматической системы, чтобы управляемая величина $x(t)$ не зависела (была инвариантной) от внешнего возмущающего воздействия $f(t)$.

Для решения этой задачи запишем [1] α -систему, которая для случая (1) будет:

$$\left. \begin{aligned} F_1 \quad t, x, \dot{x}, \ddot{x}, y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z} &= \alpha f(t) \\ F_2 \quad t, x, \dot{x}, \ddot{x}, y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z} + \varphi_2 \quad t, y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z} &= 0 \\ F_2 \quad t, x, \dot{x}, \ddot{x}, y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где α — некоторый малый параметр; $\varphi_2(\dots)$ — некоторая функция, которую требуется определить на основании принципа инвариантности в явном виде.

Отметим, что комплекс $\alpha f(t)$ неразделим, поэтому независимость $x(t)$ от α одновременно означает независимость $x(t)$ от $f(t)$.

Продифференцируем систему уравнений (2) по α , получим:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}(D) \frac{\partial x}{\partial \alpha} + a_{12}(D) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{13}(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= f(t) \\ a_{21}(D) \frac{\partial x}{\partial \alpha} + a_{22}^*(D) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{23}^*(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= 0 \\ a_{31}(D) \frac{\partial x}{\partial \alpha} + a_{32}(D) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{33}(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где $a_{i1}(D) = \frac{\partial F_i}{\partial \ddot{x}} D^2 + \frac{\partial F_i}{\partial \dot{x}} D + \frac{\partial F_i}{\partial x} D^0$;

$$a_{i2}(D) = \frac{\partial F_i}{\partial \ddot{y}} D^2 + \frac{\partial F_i}{\partial \dot{y}} D + \frac{\partial F_i}{\partial y} D^0; \quad (4)$$

$$a_{i3}(D) = \frac{\partial F_i}{\partial \ddot{z}} D^2 + \frac{\partial F_i}{\partial \dot{z}} D + \frac{\partial F_i}{\partial z} D^0;$$

$$a_{22}^*(D) = a_{22}(D) + \frac{\partial \varphi_2}{\partial \ddot{y}} D^2 + \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{y}} D + \frac{\partial \varphi_2}{\partial y} D^0;$$

$$a_{23}^*(D) = a_{23}(D) + \frac{\partial \varphi_2}{\partial \ddot{z}} D^2 + \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{z}} D + \frac{\partial \varphi_2}{\partial z} D^0; \quad (i = 1, 2, 3);$$

$D^0 = E$ — тождественный оператор.

В соответствии с критерием инвариантности [1] для данного случая:

$$\frac{\partial x}{\partial \alpha} = 0, \quad (5)$$

поэтому систему уравнений (3) с учётом (5) можно записать:

$$a_{12}(D) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{13}(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} = f(t) \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} a_{22}^*(D) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{23}^*(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= 0 \\ a_{32}(D) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{33}(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Из выражения (6) следует, что $\frac{\partial y}{\partial \alpha}$ и $\frac{\partial z}{\partial \alpha}$ одновременно в нуль обратиться не могут, а это означает, что система уравнений (7) должна иметь нетривиальное решение.

Для получения условий инвариантности подействуем пока неопределённым оператором $U_3(D)$ на второе уравнение (7) и результат вычтем из первого уравнения этой системы, получим:

$$\left[a_{22}^*(D) - U_3(D)a_{32}(D) \right] \frac{\partial y}{\partial \alpha} + \left[a_{23}^*(D) - U_3(D)a_{33}(D) \right] \frac{\partial z}{\partial \alpha} = 0 \quad (8)$$

Воспользовавшись неопределённостью оператора $U_3(D)$, получим:

$$a_{22}^*(D) = U_3(D)a_{32}(D), \quad (9)$$

тогда, вследствие нетривиальности решения системы (7), выражение (8) с учётом (9), даёт:

$$a_{23}^*(D) = U_3(D)a_{33}(D). \quad (10)$$

Равенства (9) и (10) представляют собой в дифференциальной форме условия инвариантности нелинейных одномерных автоматических систем, работающих по принципу отклонения управляемой величины.

В качестве примера рассмотрим синтез нелинейной инвариантной автоматической системы стабилизации частоты судового валогенератора (ВГ) с гидроприводом, исходная функциональная схема которой приведена на рис. 1.

Изменение частоты Δf валогенератора замеряется частотным измерительным органом с полосовым фильтром (I), сигнал с выхода ΔU_f которого подаётся на вход двухтактного магнитного усилителя (II), вы-

полненного по мостовой схеме. Сигнал с выхода магнитного усилителя $\Delta U_{\text{м}} \rightarrow$ подаётся на катушку электромагнита гидравлического золотника(III) с электромагнитным управлением. Перемещение золотника $\Delta \ell$ приводит к перемещению штока ΔS гидравлического сервопоршня (IV), жёстко связанного с блоком цилиндров гидравлического насоса переменной производительности, который питает гидромотор, на валу которого посажен синхронный генератор.

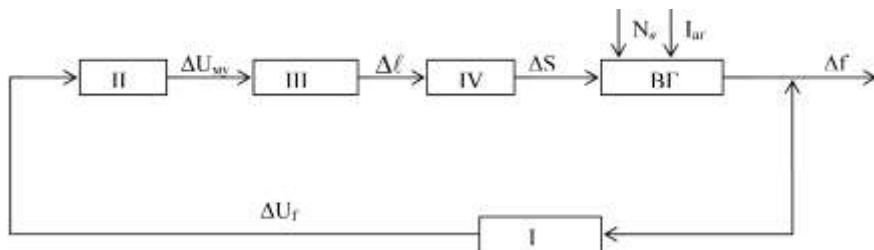


Рис. 1 Функциональная схема исходной системы стабилизации частоты ВГ с гидроприводом

Математическая модель исходной системы стабилизации частоты судового ВГ с гидроприводом, с учётом введённых обозначений: $\Delta f = x$, $\Delta \ell = y$, $\Delta S = z$, может быть представлена следующей упорядоченной (первое уравнение описывает управляемый объект: комплекс синхронный генератор — объёмный гидропривод, второе уравнение — чувствительно-усилительный и третье уравнение — исполнительный элементы системы) системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} (T_1 D + 1)x - K_1 z &= -K_2 \Delta I_{ar} + K_3 \Delta N_e \\ -K_4 x + (T_2 D)y &= 0 \\ F(y) + Dz &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

где x, y, z — координаты системы соответственно управляемая величина (частота), координата чувствительно-усилительного элемента (перемещение золотника), координата исполнительного элемента (перемещение штока гидравлического сервопоршня); T_1, T_2 — постоянные времени соответственно валогенератора с гидроприводом и магнитного усилителя; $F(y)$ — статическая характеристика исполнительного элемента (гидравлического сервопоршня) — существенно нелинейная функция с зоной нечувствительности; K_1, K_2, K_3, K_4 — постоянные коэффициенты усиления соответственно валогенератора: по входному сигналу, по внешним возмущающим воздействиям (K_2 — изменению активной составляющей тока генератора ΔI_{ar} , K_3 — изменению частоты вращения

вала главного двигателя $\Delta N_{\text{в}}$) и чувствительно-усилительного элемента;

$D = \frac{d}{dt}$ — символ дифференцирования.

Поставим задачу: используя метод получения условий инвариантности нелинейных одномерных автоматических систем, определить каким должен быть чувствительно-усилительный элемент рассматриваемой автоматической системы, чтобы управляемая величина x не зависела от внешних возмущающих воздействий $\Delta I_{\text{аг}}$ и $\Delta N_{\text{в}}$.

Введём обозначения:

$$\begin{aligned} T_1 D + 1 &= a_{11} D ; & -K_1 &= a_{13} D ; & -K_4 &= a_{21} D ; \\ T_2 D + 1 &= a_{22} D ; & D &= a_{33} D . \end{aligned} \quad (12)$$

В соответствии с поставленной задачей (будем учитывать лишь одно внешнее возмущающее воздействие $\Delta I_{\text{аг}}$, т.к. $\Delta I_{\text{аг}}$ и $\Delta N_{\text{в}}$ стоят в правой части одного и того же уравнения и различаются лишь коэффициентами и знаками перед ними, следовательно, условия инвариантности по отношению к ним будут с учётом коэффициентов одинаковыми) на основании (11), с учётом (12), запишем α -систему:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}(D)x + a_{13}(D)z &= -K_2 \alpha \Delta I_{\text{аг}} \\ a_{21}(D)x + a_{22}(D)y + \varphi_2(t, y, \dot{y}, \ddot{y}, z, \dot{z}, \ddot{z}) &= 0 \\ F(y) + a_{33}(D)z &= 0 \end{aligned} \right\} , \quad (13)$$

где $\varphi_2(\dots)$, α соответственно, как уже отмечалось — неизвестная функция, которую требуется определить в явном виде и некоторый числовой малый параметр («интенсивность возмущения»).

Дифференцируя систему уравнений (13) по α , получим:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}(D) \frac{\partial x}{\partial \alpha} + a_{13}(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= -K_2 \Delta I_{\text{аг}} \\ a_{21}(D) \frac{\partial x}{\partial \alpha} + a_{22}^*(D) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{23}^*(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= 0 \\ F_y'(y) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{33}(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= 0 \end{aligned} \right\} , \quad (14)$$

где $a_{22}^*(D) = a_{22}(D) + \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial y} D^0 + \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{y}} D + \frac{\partial \varphi_2}{\partial \ddot{y}} D^2 \right)$,

$$a_{23}^* = \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial z} D^0 + \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{z}} D + \frac{\partial \varphi_2}{\partial \ddot{z}} D^2 \right) .$$

Учитывая критерий инвариантности $\frac{\partial \chi}{\partial \alpha} = 0$, систему уравнений (14) можно записать:

$$\left. \begin{aligned} a_{13}(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= -K_2 \Delta I_{a\Gamma} \\ a_{22}^*(D) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{23}^*(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= 0 \\ F_y'(y) \frac{\partial y}{\partial \alpha} + a_{33}(D) \frac{\partial z}{\partial \alpha} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (15)$$

Для получения условий инвариантности подействуем пока неопределённым оператором $U_3(D)$ на третье уравнение системы уравнений (15) и результат вычтем из второго уравнения этой системы, получим:

$$\left[a_{22}^*(D) - U_3(D) F_y'(y) \right] \frac{\partial y}{\partial \alpha} + \left[a_{23}^*(D) - U_3(D) a_{33}(D) \right] \frac{\partial z}{\partial \alpha} = 0. \quad (16)$$

Условия инвариантности (9), (10) на основании (16) запишутся:

$$\left. \begin{aligned} a_{22}^*(D) &= U_3(D) F_y'(y) \\ a_{23}^*(D) &= U_3(D) a_{33}(D) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Порядок неопределённого оператора $U_3(D)$ определяется на основании полученных условий инвариантности (17) исходя из равенства порядков левой и правой частей. На основании анализа порядков условий инвариантности (17) устанавливаем:

$$\begin{aligned} a_{22}^*(D) &= (T_2 D + 1) + \left(\frac{\partial \Phi_2}{\partial y} D + \frac{\partial \Phi_2}{\partial y} D^0 \right); \\ a_{23}^*(D) &= \left(\frac{\partial \Phi_2}{\partial \dot{z}} D^2 + \frac{\partial \Phi_2}{\partial \dot{z}} D + \frac{\partial \Phi_2}{\partial z} D^0 \right); \\ a_{33}(D) &= D; \\ U_3(D) &= T_c D + B, \end{aligned} \quad (18)$$

где T_c, B — некоторые постоянные величины.

Подставив (18) в (17) и, приравнявая коэффициенты при одинаковых степенях D , получим систему уравнений для определения условий инвариантности:

$$\left. \begin{aligned} T_2 + \frac{\partial \Phi_2}{\partial \dot{y}} &= T_c F_y'(y) \\ 1 + \frac{\partial \Phi_2}{\partial y} &= B F_y'(y) \\ \frac{\partial \Phi_2}{\partial \dot{z}} &= T_c \\ \frac{\partial \Phi_2}{\partial z} &= B \\ \frac{\partial \Phi_2}{\partial z} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Решив систему уравнений (19), получим:

$$\begin{aligned} \Phi_2 = & -1 + T_2 D \quad y - y_0 + \left(1 + \frac{T_c}{B} D\right) B F(y) - \\ & - \left[B F(y_0) + T_c F_y'(y) D y_0 \right] + B D \quad z - z_0 + T_c D^2 \quad z - z_0 + K, \end{aligned} \quad (20)$$

где K — постоянная интегрирования. Как видим из (20), условия инвариантности нелинейных автоматических систем зависят от начальных условий, которые при технической реализации автоматической системы трудно учитывать.

Положив $\alpha=1$, а начальные условия нулевыми, подставив (20) в (13) с учётом (12), получим математическую модель инвариантной автоматической системы в виде:

$$\left. \begin{aligned} T_1 D + 1 \quad x - K_1 z &= -K_2 \Delta I_{aГ} + K_3 \Delta N_{\theta} \\ -K_4 x + \left(\frac{T_c}{B} D + 1 \right) B F(y) + T_c D^2 + B D \quad z &= 0 \\ F(y) + D z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Как следует из (21), в рассматриваемом случае для получения инвариантной автоматической системы стабилизации частоты ВГ с гидроприводом требуется, чтобы:

1. Чувствительно-усилительный элемент был нелинейным, причём, статическая характеристика его по характеру нелинейности должна быть обратной функцией нелинейности сервопривода.
2. На вход чувствительно-усилительного элемента подавался сигнал, пропорциональный сумме первой и второй производным координаты z .

Внедрение таких высококачественных регуляторов при автоматизации судовых валогенераторов с гидроприводом позволит получить высококачественную электроэнергию, используя отбор мощности от главного двигателя судна, работающего на сравнительно дешёвом тяжёлом топливе, что приведет [3] к значительному повышению экономичности работы всей энергетической установки судна.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кринецький І.І., Фокін О.В. Розрахунок інваріантних нелінійних автоматичних систем. – К.: Техніка, 1970. – 188 с.
2. Павлов В.В. Инвариантность и автономность в многомерных существенно нелинейных автоматических системах. Автореф. дис. – Киев, 1965
3. Козьминых А.В. и др. Основы системного анализа судовых энергетических установок. – Одесса.: Латстар, 2000. – 192 с.

УДК 621.431.74.018.72

Голиков В.А., Голубев М.В.
(ОНМА)

НАУЧНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Проблема эффективности работы энергетических комплексов связана с необходимостью экономии топлива и энергосбережением. На это направлена «Комплексная государственная программа энергосбережения Украины (КГПЭУ) до 2010 г. (Дополнительные мероприятия и уточненные показатели КГПЭУ по выполнению Указа Президента Украины № 457/2000 «О неотложных мероприятиях по преодолению кризисных явлений в топливно-энергетическом комплексе Украины»)» — п. 4.13 «Энергосбережение на объектах Минтранса».

Судовую энергетическую установку (СЭУ) отличает безотказность и энергоемкость. К настоящему времени математическое моделирование процессов управления передачей энергии и оценка эффективности работы СЭУ базируется на двух концепциях: механической и термодинамической.

Согласно первой концепции, судно — материальная точка, а СЭУ — источник движущей силы процесса поддержания скорости в зависимости от состава пропульсивного комплекса (ПК) и состояния внешней среды [1].

Согласно второй концепции, СЭУ — тепловой двигатель, в котором механическая работа для перемещения судна получается из подведенного тепла при выполнении трех условий: наличия двух источников тепла различной температуры, рабочего тела и регулятора несамопроизвольного превращения теплоты в работу [2].

Оценка эффективности работы СЭУ по первой концепции осуществляется по показателю пропульсивного качества судна [3], а второй эффективному КПД СЭУ [4].

Целью настоящего исследования явилась систематизация основных научных направлений по повышению эффективности работы СЭУ.

Постановка задачи исследования. В соответствии со вторым законом Ньютона движение материальной точки (центр масс судна) постоянной массы m под действием силы F вдоль оси X описывается обыкновенным дифференциальным уравнением второго порядка:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F, \quad (1)$$

где: $F_1 = -b\dot{x}$ — сила сопротивления, а $F_2 = -cx$ — сила упругости.

После деления на массу и введения обозначений

$$\frac{b}{m} = n; \quad \frac{c}{m} = k; \quad \frac{F}{m} = u$$

получим:

$$\ddot{x} + n\dot{x} + kx = u. \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) могут представлять объект управления (судно) с регулируемым параметром x , внешними возмущениями F_1 и F_2 и регулирующим воздействием F или u . Известно, что регулирующее воздействие на процесс движения судна может оказать сила тяги паруса, упор винта, реактивная сила водомета и т.д. Вместе с тем, для моторного судна сила F ограничена мощностью двигателя (дизеля), т.е. $|u| \leq u_{\text{гр}}$. В этом случае повышение эффективности регулирующего воздействия возможно за счет альтернативных источников энергии. Поэтому такую возможность следует рассмотреть, так как увеличение u снижает время переходных процессов, улучшая качество управления судном. Величины внешних возмущений F_1 и F_2 определяются конструктивными особенностями судна и погодными условиями на маршруте.

Ввиду того, что условием постоянства скорости судна является частота вращения винта (фиксированного шага), а следовательно и главного двигателя, то законы взаимодействия сил при вращении материальной точки используются для установления зависимости частоты вращения дизеля от подачи топлива при изменении нагрузки на вал [5]:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_d - M_c, \quad (3)$$

где J — приведенный момент инерции масс; ω — частота вращения вала двигателя; M_d — эффективный крутящий момент, развиваемый двигателем; M_c — крутящий момент сил сопротивления винта (машины-потребителя, связанной с двигателем).

Наличие поступательно движущихся масс вызывает при вращении коленчатого вала небольшие и быстрые изменения момента инерции, величина которого может быть определена следующей зависимостью:

$$J = J_0 + r^2 \sum_1^n m'_i + m''_i + \sum_1^m j_i^2 J_i \quad (4)$$

где J_0 — момент инерции вала двигателя и масс вращающихся вместе с ним; r — радиус кривошипа; m'_i — масса вращающихся частей шатунов; m''_i — поступательно движущиеся массы крейцкопфа вместе с поршнем; J_i — моменты инерции вращающихся масс, связанных с коленчатым валом двигателя передачи с передаточными числами j_i .

Процессы перехода внутренней энергии топлива в механическую работу описываются законами сохранения и превращения энергии (первое начало термодинамики) с учетом специфических особенностей тепла в круговом процессе при преобразовании его в работу (второе начало термодинамики). В общем виде баланс энергии в двигателе может быть представлен следующими зависимостями [4]:

$$Q_1 = \eta_{\text{СЭУ}}^{-1} N_{\text{д}} + Q_2, \quad (5)$$

где Q_1 , Q_2 — подведенный и отведенный потоки тепла в круговом процессе; $N_{\text{д}}$ — эффективная мощность двигателя; $\eta_{\text{СЭУ}} = \eta_t \eta_{oi} \cdot \eta_m \prod_1^n \eta_i$ — эффективный КПД СЭУ равный произведению термического, внутреннего относительного КПД двигателя, механического КПД и потерь в n элементах и системах, не связанных с совершением цикла (котельный агрегат, камера сгорания, редуктор, винт, электрогенератор и т.п.).

Составляющие уравнения (5):

$$Q_1 = q_p^H G_T; \quad Q_2 = f G_T, T_2, T_0; \quad N_{\text{д}} = N_{\text{д}} = C_{\text{д}} \omega^3; \quad (6)$$

где q_p^H — теплотворная способность топлива; G_T , G_T — массовые расходы топлива и рабочего тела; T_2 , T_0 — абсолютные температуры рабочего тела на выходе из цилиндра и при температуре окружающей среды; $C_{\text{д}}$ — постоянный коэффициент эмпирической зависимости.

С учетом (6) зависимость частоты вращения вала двигателя от расхода топлива примет вид:

$$\omega = \sqrt[3]{\frac{G_T \left(q_p^H - f \left(\sum_1^e K_{\text{д}i}, T_2, T_1 \right) \right) \eta_{\text{СЭУ}}}{C_{\text{д}}}}, \quad (7)$$

где $K_{\text{д}(i)}$ — коэффициент, зависящий от расхода топлива в двигателе.

Выражения (2), (3) и (5) включают сложные нелинейные составляющие, взаимное влияние которых существенно сказывается на эффективности работы СЭУ. Поэтому наибольший интерес представляют результаты исследований по поиску дополнительных источников энергии при поддержании скорости судна, энергосбережения при применении различных типов и видов топлив и топливоподготовки, перспективы повышения температуры подводимого тепла; дальнейшего использования остаточных движущих сил отводимой энергии рабочего тела в цикле двигателя; возможные технические решения по повышению эффективного КПД СЭУ.

Решение. Теоретические решения проблемы повышения эффективности ПК носят как энергетический так и экономический характер.

В работе В.И. Небеснова [6] рассмотрены вопросы динамики и оптимизации режимов работы этих комплексов при прямолинейном движении судна согласно уравнения (1) с учетом волнения и присоединенной массы воды. При этом гидромеханическая эффективность движения оценивалась по показателю пропульсивного качества:

$$K = Dv_c N_d^{-1}, \quad (8)$$

где D — водоизмещение судна; v_c — скорость судна.

Тогда величина K имеет размерность (т-мили/кВт). Причем, чем больше величина K , тем совершеннее судно.

Развивая основные положения теории В.И. Небеснова, в работе И.В. Капитонова [7] решена задача вариационного исчисления при планировании режимов работы пропульсивного комплекса с использованием экономичных скоростей судна. Критерием эффективности эксплуатации комплекса явилась чистая валютная выручка.

Основными составляющими экономического эффекта использования экономичных режимов хода судна стали: экономия топлива и смазочных материалов; сокращение расходов на ремонт судна за счет текущего ремонта; повышение КПД винтов и др.

Наиболее полно разработаны теоретические основы повышения эффективности гидромеханического комплекса «дизель – гребной винт – корпус судна – ветродвижители» в работе М.В. Миусова [8] где, после установления закономерностей изменения тяги и мощности ветродвижителя от аэродинамических характеристик, ветровых условий и скорости судна, используя общую математическую модель произвольного движения судна с ветродвижителями в подвижной системе координат, представленную системой четырех дифференциальных уравнений типа (1) и (2), разработана методика выбора оптимальных среднерейсовых скоростей судна. Автору удалось разработать зависимости (в виде алгоритма) оптимального регулирования мощности судового двигателя внутреннего сгорания (СДВС) путем воздействия на настройку скоростного режима всережимного регулятора частоты вращения вала дизеля, обеспечивающие в зависимости от ветро-волновых условий минимум расхода топлива при заданной среднерейсовой скорости судна.

В монографии П.С. Суворова [9] при анализе работы главного судового дизеля в составе ПК оценены не только влияние состояния корпуса судна, метеорологических факторов и осадки на потерю скорости хода судна, тепловые и механические перегрузки в процессах нагружения двигателя, а также транспортная эффективность морских и речных судов. Весьма важными явились: учет скорости изнашивания элементов

«движения» двигателя (ЦПГ и КШМ) при изменении M_d и M_c в уравнении (3) с последующим определением коэффициента ресурса и срока службы элементов ЦПГ или КШМ, а также учет токсичности выхлопа рабочего тела в целевой функции управления, сформированной как компромисс для трех основных принципов — экономичность, ресурс, экологичность.

К сожалению, в работе показаны только возможные пути решения проблем надежности и экологичности эксплуатации дизеля без методической проработки, что очень важно для работоспособности и экологичности СЭУ.

В работе В.В. Тарапаты [10] показатели работоспособности СЭУ оцениваются по износу элементов ЦПГ, а долговечность — по их способности регенерироваться. Несмотря на разработанные технологии восстановления этих элементов, проблема работоспособности СЭУ остается открытой.

Рассматривая проблему преобразования внутренней энергии топлива в механическую работу, следует отметить, что в области энергоиспользования СЭУ ведутся исследования по разработке топлив альтернативных нефти. Наиболее перспективно водородное топливо из-за высокой теплотворной способности (в три раза выше, чем у природного газа), и экологической чистоты рабочего тела («хороших кинематических характеристик»). Возрос интерес и к твердому топливу, теплотворная способность которого хотя в 1,5...2,0 раза ниже, чем у жидкого, однако каменный уголь считается перспективным сырьем для получения синтетического жидкого топлива. Усилились тенденции использования природного газа в СДВС. Для разработки математической модели процесса впрыскивания газа в цилиндр дизеля большой мощности уже рассмотрены волновые процессы, происходящие в потоке сжатого газа, вытекающего через сопла в цилиндр, а также получены профили давлений и чисел Маха, формы граничных поверхностей газовых струй и мест расположения зон сжатия в потоке [11].

Ввиду того, что традиционно в СДВС применяются тяжелые сорта топлива, то при подготовке топлива к подаче в цилиндры двигателя, кроме очистки, фильтрации и подогрева осуществляется его гомогенизация.

Одним из важных направлений повышения энергетической эффективности СДВС является утилизация тепла, уходящего с рабочим телом и охлаждающими средами. Утилизационные установки обеспечивают экономии топлива на 8-14 % [12].

Тепловой баланс дизеля для 1 кг сжигаемого топлива с теплотой сгорания в соответствии с (5) определяется:

$$Q_1 = Q_e + Q_\Gamma + Q_{\text{охл}} + Q_M + Q_B + Q_{\text{ост}}, \quad (9)$$

где Q_e — тепло, эквивалентное эффективной работе дизеля; Q_Γ — тепло, теряемое с выпускными газами дизеля; $Q_{\text{охл}}$ — тепло, отводимое от дизеля с охлаждающей пресной водой; Q_M — тепло, воспринимаемое маслом в узлах трения дизеля; Q_B — тепло, отбираемое от воздуха в воздухоохладителях; $Q_{\text{ост}}$ — тепло, рассеиваемое дизелем в окружающую среду.

Относительные значения величин, входящих в уравнение теплового баланса могут быть представлены так:

$$q_e = Q_e / Q_1; q_\Gamma = Q_\Gamma / Q_1; q_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}} / Q_1; q_M = Q_M / Q_1; \\ q_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}} / Q_1; q_M = Q_M / Q_1; q_B = Q_B / Q_1; q_{\text{ост}} = Q_{\text{ост}} / Q_1.$$

Тогда уравнение теплового баланса дизеля в относительных единицах примет вид:

$$q_e + q_\Gamma + q_{\text{охл}} + q_M + q_B + q_{\text{ост}} = 1. \quad (10)$$

В таблице 1 дана количественная оценка составляющих теплового баланса дизеля.

Таблица 1. Составляющие теплового баланса, %

Удельные потоки тепла	Тип дизеля		
	малооборотный	среднеоборотный	высокооборотный
q_Γ	28–32	30–32	34–36
$q_{\text{охл}}$	10–12	10–12	12–13
q_M	4–5	4–5	4–5
q_B	5,5–8	8,5–9	8,5–9
$q_{\text{ост}}$	1,5–2	1,5–2	1,5–2
q_e	51–41	46–40	40–35

Наибольшее количество тепла теряется с выпускными газами $q_\Gamma = 28–36$ %, охлаждающей водой $q_{\text{охл}} = 10–13$ % и воздухом $q_B = 5,5–9$ %. Эти же составляющие обладают и наибольшим температурным потенциалом: 260–350 °С перед и 150–180 °С после газотурбонагнетателя (ГТН), охлаждающей воды 75–90 °С.

При эксплуатации судна 80–85 % топлива расходуется на получение механической энергии, 8–12 % требуется для выработки электроэнергии и примерно 10 % для получения тепловой энергии. Поэтому для повышения энергетической эффективности СЭУ путем энергосбережения утилизация вторичных энергетических ресурсов получила широкое распространение. В дизельных установках различают внутреннюю и внешнюю утилизацию теплоты. Внутренняя утилизация заключается в использовании тепла рабочего тела на обеспечение энергетических по-

требностей самой установки и, главным образом, на повышение мощности. Самые распространенные и эффективные потребители: наддув; подогрев тяжелого топлива; подогрев наддувочного воздуха рабочим телом или байпасирование ГТН при работе дизеля на частичных нагрузках.

Внешняя утилизация позволяет повысить КПД СЭУ путем использования тепло выделяемого дизелем при выхлопе, через системы охлаждения и смазывания на для общесудовые нужды. При этом коэффициент использования теплоты может достигать 80 % вне зависимости от мощности установки.

Распространенным методом внешней утилизации является использование остаточного тепла выпускных газов в утилизационном котле при получении перегретого пара.

Паропроизводительность котла определяется из выражения [12]:

$$D_{\text{ук}} = \varphi c_1 b_e (1 + a_{\Sigma} L_0) \frac{T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}}{H_{\text{п}} - H_{\text{пв}}} N_{\text{д}}, \quad (11)$$

где φ — коэффициент, учитывающий потерю теплоты в окружающую среду; b_e — удельный расход топлива на главный двигатель; c_1 — теплоемкость выпускных газов двигателя; L_0 — среднее теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; a_{Σ} — суммарный коэффициент избытка воздуха; $T_{\text{вх}}$, $T_{\text{вых}}$ — соответственно температура выпускных газов на входе и выходе УК; $H_{\text{п}}$ — энтальпия пара; $H_{\text{пв}}$ — энтальпия питательной воды.

Мощность, развиваемая утилизационным турбогенератором (УТГ) на номинальном ходовом режиме:

$$P_{\text{утг}} = (D_{\text{ук}} - D_{\text{мс}} - D_{\text{эж}}) H_{\text{а}} \eta_{\text{ое}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{ген}}, \quad (12)$$

где $D_{\text{мс}}$ — расход пара на теплоснабжение; $D_{\text{эж}}$ — расход пара на эжекторы и уплотнения турбины; $H_{\text{а}}$ — располагаемый энтальпийный перепад в турбине; $\eta_{\text{ое}}$ — эффективный КПД паровой турбины (0,45-0,65); $\eta_{\text{пер}}$ — КПД передачи между турбиной и генератором (0,97-0,98); $\eta_{\text{ген}}$ — КПД электрогенератора (0,85-0,95).

Удельный эффективный расход пара на УТГ:

$$q_{\text{п}} = \frac{1}{H_{\text{а}} \eta_{\text{ое}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{ген}}}, \quad (13)$$

Таким образом, УТГ расходует примерно $(2,2-2,4) \cdot 10^{-3}$ кг пара на 1 кДж вырабатываемой электроэнергии. Мощность УТГ достигает 350-800 кВт и выше в зависимости от $N_{\text{д}}$, что в большинстве случаев удов-

летворяет потребности в электроэнергии на ходу судна, и часть её может передаваться на гребной вал ходовой турбиной.

Расчеты показывают, что наибольший экономический эффект от утилизации тепла выпускных газов достигается при использовании пара в судовых теплообменных аппаратах вследствие достаточно высокого термического КПД (0,88-0,92). Меньший эффект получается от УТГ из-за низкого термического КПД цикла для параметров пара УК. Худшими показателями обладает паровая турбина, так как в этом случае экономится относительно дешевое моторное топливо при низком термическом КПД цикла.

В связи с этим, в целях более эффективного использования топливно-энергетических ресурсов мощности СЭУ целесообразно комплексное использование тепла выпускных газов.

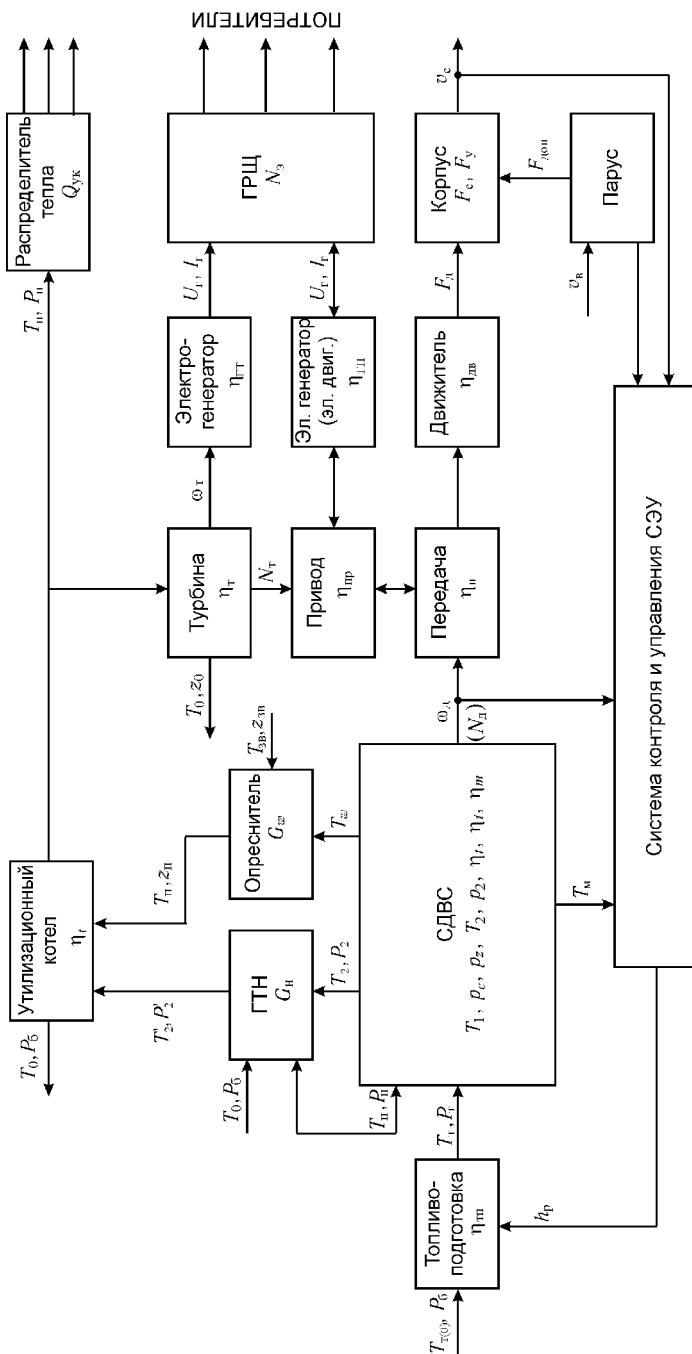
Температурный потенциал наддувочного воздуха дизеля используется для получения горячей воды на бытовые нужды и обогрев судовых помещений. Распространены трехсекционные охладители. Одна секция предназначена для получения горячей воды, другая для нагревания конденсата системы утилизации тепла выпускных газов и третья для охлаждения до 40-45 °С наддувочного воздуха морской водой.

Тепло охлаждающей воды дизелей используется в водопреснительных установках (ВОУ). В работе В.Ф. Коваленко [13] рассматривается возможность получения дистиллята на танкере-водозаводе. Предполагаемая расчетная рентабельность основных производственных фондов судна повысится в среднем с 10,7 % до 17,5 % после увеличения дополнительных капитальных вложений и эксплуатационных расходов на ВОУ на 0,5 % от общих эксплуатационных расходов судна.

Наибольшие трудности для внешней утилизации представляет тепло, которое отбирается смазочным маслом. Доля этого тепла составляет 4-5 % от тепла выделяемого сгораемым топливом при температуре масла 75-80 °С. На сегодня эта теплота не используется из-за опасности обводнения масла в теплообменных аппаратах.

В последние годы на судах начали находить применение ветродвигатели для выработки электрической энергии. Другим видом возобновляемых источников является энергия морских волн. Норвежской компанией Wave Control Co. разработан проект крыльевого движителя: горизонтальное подвижное подводное крыло на специальном кронштейне устанавливается под днищем в носовой части судна; на крыле возникает гидродинамическая сила, горизонтальная составляющая которой является движущей силой судна.

Функциональная схема возможной ресурсосберегающей судовой энергетической установки представлена на рисунке.



Возможная функциональная схема СЭУ

Выводы

Проведенный анализ результатов исследований показывает, что повышение энергетической эффективности судовых дизельных установок направлено на: совершенствование гидромеханического комплекса судна; повышение эффективности работы гребных винтов; развитие движительно-рулевых комплексов; компенсацию влияния внешних (атмосферных) факторов на пропульсивные качества судна; совершенствование рабочего процесса дизеля; применение перспективных видов топлива альтернативных нефти; повышение уровня реализации энергии сжигаемого тяжелого топлива в дизеле совершенствованием топливоподготовки; использование возобновляемых источников энергии (ветра, энергии волн); утилизацию тепла рабочего тела, надувочного воздуха, охлаждающей воды дизелей; развитие перспективных валогенераторных систем.

Заключение

Каждое из перечисленных научных направлений повышает рейтинг СЭУ. Перспективными являются технологические схемы перераспределения и накопления всех видов энергии СЭУ в зависимости от режимов ее эксплуатации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Овчинников П.Ф. Вариационное исчисление и задачи управления: Учебное пособие. – М.: Рекламинформбюро ММФ СССР, 1974. – 124 с.
2. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника: Учебник. – К.: Наукова думка, 2000. – 607 с.
3. Овсянников М.К., Петухов В.А. Дизель в пропульсивном комплексе морских судов. – Л.: Судостроение, 1987. – 254 с.
4. Арнольд Л.В., Михайловский Г.А., Селиверстов В.М. Техническая термодинамика и теплопередача: Учебник. – М.: Высшая школа, 1979. – 446 с.
5. Кринецкий И.И. Судовая автоматика: Учебник. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 438 с.
6. Небеснов В.И. Оптимальные режимы работы судовых комплексов. – М.: Транспорт, 1974. – 200 с.
7. Капитонов И.В. Совершенствование технической эксплуатации морских судов. – М.: Транспорт, 1986. – 216 с.
8. Миусов М.В. Режимы работы и автоматизация пропульсивного комплекса теплохода с ветродвижителями. – Одесса: ОГМА, ОКФА, 1996. – 256 с.
9. Суворов П.С. Динамика двигателя в судовом пропульсивном комплексе. – Одесса: ОНМА, 2004. – 304 с.

10. Тарапата В.В. Удосконалення експлуатації суднових дизелів регенерацією властивостей їх основних елементів: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.08.05 / ОНМА – Одеса, 2005. – 40 с.
11. Characteristic and computation fluid dynamics modeling of high-pressure gas jet injection. Li Y., Kirkpatrick A., Mitchell C., Willson B. (Colorado State University, Fort Collins, USA). Trans. ASME. J. Eng. Gas Turbines and Power. 2004. – 126. – №1. – С.192-197.
12. Голубев В.К. Моделирование и оптимизация судовых утилизационных комплексов. – Киев-Одесса: Вища школа, 1989. – 200 с.
13. Коваленко В.Ф., Винников В.В. Глубокая утилизация и рациональное использование тепла СЭУ. – Одесса: Система-Сервис, 2002. – 180 с.

УДК 621.431.74-571.-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Параметры процесса топливоподачи во многом являются определяющими для формирования основных характеристик дизеля.

Разработка топливной аппаратуры, эффективное использование систем впрыскивания — ответственный этап в создании и эксплуатации судовых дизелей. Современное состояние методов моделирования гидродинамических процессов в системах впрыскивания позволяет в большинстве случаев рассчитать параметры топливоподачи с достаточной точностью. Однако остаются нерешёнными существенные задачи в области исследования процессов впрыскивания, такие, как работа при маневрировании и на малых нагрузках, при двухфазном состоянии рабочего тела и др. Поэтому наряду с имитационным моделированием существует потребность в экспериментальном исследовании работы топливной аппаратуры.

При наличии опытных данных появляется возможность использовать статистические методы описания параметров топливоподачи, получать критериальные зависимости.

Для изучения процессов впрыскивания топлива судового среднеоборотного дизеля в широком диапазоне режимов выполнено экспериментальное исследование на безмоторном стенде. В опытах обеспечено плавное регулирование частоты вращения вала топливного насоса высокого давления (ТНВД), запись основных параметров на осциллограммы, цикловая подача топлива измерялась весовым способом.

Испытана система топливоподачи судового среднеоборотного дизеля в следующей комплектации.

ТНВД золотникового типа с плунжером диаметром 16 мм. Ход плунжера составлял также 16 мм, ход рейки 35 мм, диаметр отсечного и всасывающего отверстий по 4 мм. Расстояние между осями отверстий во втулке равно 5 мм, так что отсечное отверстие открывается только винтовой канавкой плунжера. Полость отсечки и всасывания у насоса общая.

Нагнетательный клапан выполнен с диаметром цилиндрической части (по направляющим) 10 мм. Клапан имеет отсасывающий пояс. Корректирующим сечением является зазор между пояском и направляющей, полученный путем снятия двух плоскостей на пояске.

На стенде испытывалось форсунка с механическим запирающим иглы. Основные характеристики форсунки следующие: количество и диа-

метр распыливающих отверстий $1 \times 0,2 - 9 \times 0,35$; расположение отверстий: одно $d = 0,2$ мм — центральное, 9 отверстий $d = 0,35$ мм на боковой поверхности с углом между осями 140° ; диаметр иглы 6 мм; ход иглы 0,45 мм; давление подъема иглы 20,6 МПа (210 кг/см^2); угол заpornого конуса иглы распылителя равен 60° .

Форсунка снабжена щелевым фильтром. Диаметральный зазор между корпусом и вставкой предусмотрен в пределах 0,01-0,05 мм.

Топливный трубопровод высокого давления изготовлен из трубы $10 \times 3,5 - 20 \text{ А ГОСТ 8234-58}$. Наружный диаметр трубки — 10 мм, толщина стенки — 3,5 мм. Длина трубки в развернутом состоянии составляет 955 мм.

Кулачковая шайба ТНВД имеет профиль, представленный на рис. 1. Наружная ее поверхность образована четырьмя дугами окружностей: $R_1 = 53$ мм — основная окружность, $R_2 = 120$ мм и $R_3 = 18$ мм — восходящая часть профиля, $R_4 = 61$ мм — нисходящая его часть. Таким образом, в соответствии с конструкцией двигателя, имеющего неизменное направление вращения, кулачковые шайбы топливных насосов выполнены несимметричными.

Диаметр ролика толкателя равен 60 мм. Расчетные кривые пути, скорости и ускорения плунжера топливного насоса для номинальной частоты вращения кулачкового вала $n = 250$ об/мин приведены на рис. 2.

Для записи и измерения параметров процесса впрыскивания использованы следующие датчики: давления топлива в полости всасывания; давления топлива за штуцером ТНВД; давления топлива перед форсункой; перемещения иглы форсунки; отметки угла поворота кулачкового вала.

Испытания проведены на дизельном и моторном топливе. Основные характеристики их следующие: вязкость дизельного при 20°C 3,1 сСт, моторного при 50°C — 25,4 сСт; плотность соответственно при 20°C — $0,830 \text{ г/см}^3$ и при 50°C — $0,914 \text{ г/см}^3$.

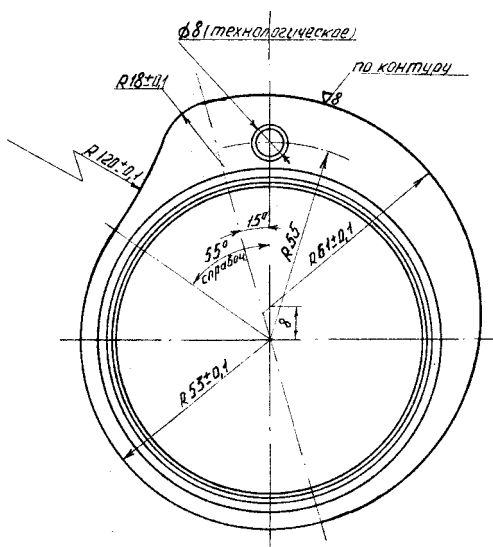


Рис. 1. Кулачковая шайба топливного насоса

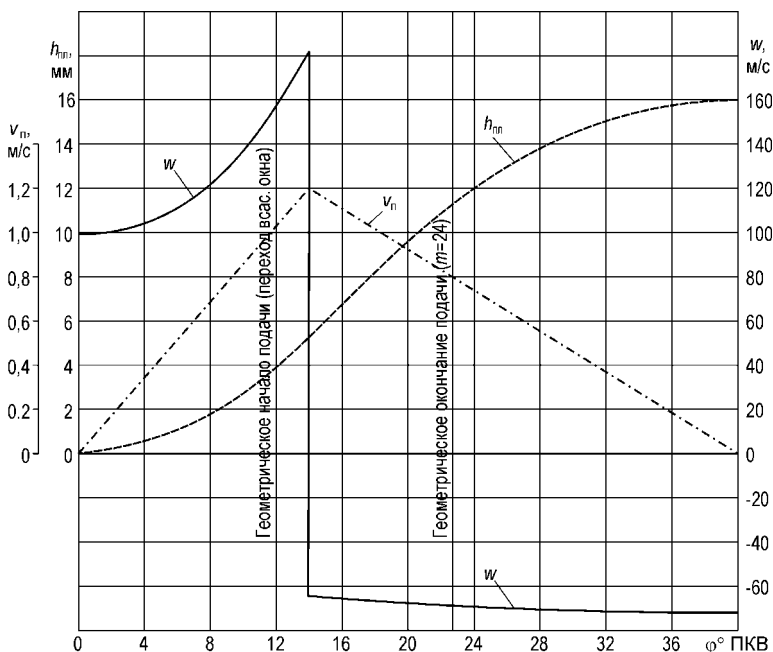


Рис. 2. Зависимость пути, скорости и ускорения плунжера топливного насоса от угла поворота кулачкового вала ($n_{\text{кул.вала}} = 250$ об/мин)

В качестве номинального режима приняты: частота вращения кулачкового вала 250 об/мин, цикловая подача 1,1 г/цикл. В результате эксперимента определены следующие параметры топливоподачи: n , об/мин — число оборотов кулачкового вала; m — выход рейки топливного насоса; $q_{\text{ц}}$, г/цикл — цикловая подача; $p_{\text{г}}$, МПа — остаточное давление топлива; $p_{\text{н}}$, МПа — максимальное давление топлива за штуцером насоса; $p_{\text{ф}}$, МПа — максимальное давление топлива перед щелевым фильтром форсунки; $p'_{\text{н}}$, $p'_{\text{ф}}$ — те же величины за вычетом остаточного давления; $\Delta p_{\text{отс}}$ — наибольшая амплитуда колебаний давления топлива в полости всасывания - отсечки; $\varphi_{\text{вп}}$, °ПРВ — угол впрыскивания топлива форсункой в градусах поворота распределительного (кулачкового) вала; $\varphi_{\text{пв}}$, °ПРВ — угол подвпрыскивания.

Температура дизельного топлива во время опытов была равна 25–27 °С (вязкость 2,5 сСт), а моторного — 80–82 °С (8,5 сСт). Температура измерена на входе в насос высокого давления.

Давление подводящей магистрали, после подкачивающего насоса составляло 0,14 МПа для дизельного и 0,16 МПа для моторного топлива.

Результаты измерений параметров впрыскивания дизельного и моторного топлива при работе по «нагрузочной» характеристике представлены на рис. 3. Частота вращения кулачкового вала оставалась постоянной, а положение рейки изменялось от максимального ($m = 34$, рейка выдвинута до упора) до минимального ($m = 4$). При дальнейшем перемещении рейки в сторону уменьшения подачи игла не достигает упора и происходит плавное уменьшение подъема иглы вплоть до полного прекращения впрыскивания. Неустойчивой работы системы (пропусков впрыскивания, изменения остаточного давления от цикла к циклу) в опытах не наблюдалось.

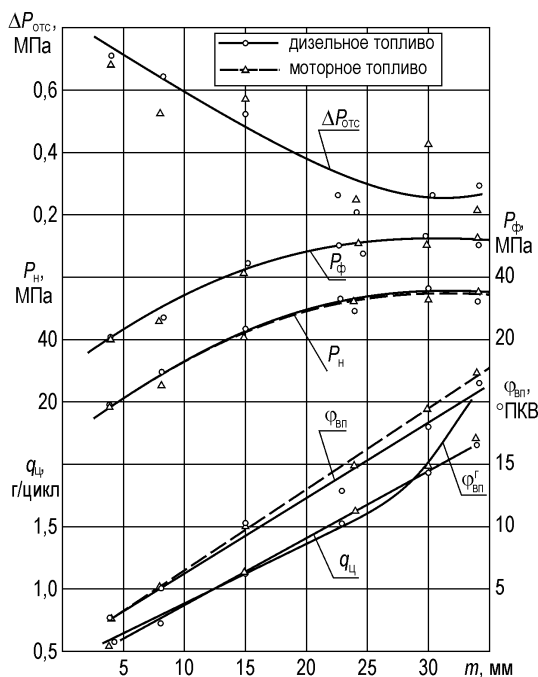


Рис. 3. Зависимость параметров впрыскивания от положения рейки топливного насоса ($n = 250$ об/мин = const)

Рассмотрим основные результаты измерений.

Величина цикловой подачи $q_{ц}$ практически не изменяется при смене сорта топлива на всех исследованных режимах, что видно из графика. При этом наблюдается линейная зависимость значений $q_{ц}$ от выхода рейки m . Для регулировки насоса, имевшей место во время эксперимента, эта зависимость может быть представлена следующим образом:

$$q_{ц} = 0,053(m - 3) \text{ г/цикл.}$$

Наибольшая абсолютная величина цикловой подачи составляет 1,6–1,7 г/цикл. Следовательно, запас по производительности в сравнении с номинальной величиной $q_{ц} = 1,1$ г/цикл равен 45 – 55 %.

Угол впрыскивания $\varphi_{вп}$ моторного топлива несколько больше, чем дизельного. Разница составляет около 1 °ПРВ при $m = 34$ и убывает по мере уменьшения m . Начиная с $m = 15$, величины $\varphi_{вп}$ для обоих сортов топлива практически одинаковы. Увеличение угла впрыскивания при переходе с дизельного топлива на моторное вызвано большей вязкостью последнего. Это приводит к сокращению коэффициента расхода и уменьшению эффективного сечения распылителя, нагнетательного клапана и отсечного окна. В результате продолжительность разгрузки системы до давления посадки иглы возрастает и, следовательно, несколько увеличивается угол впрыскивания.

На рис. 3 приведена также зависимость геометрического угла впрыскивания $\varphi_{вп}^r$ от положения рейки насоса. Величина $\varphi_{вп}^r$ для всех значений m меньше действительного угла впрыскивания форсункой $\varphi_{вп}$. Наибольшая разница имеет место при $m=24-26$, т.е. в районе номинальной цикловой подачи, достигая величины 4°ПРВ.

Поскольку геометрический угол впрыскивания определяется моментами закрытия всасывающего и открытия отсечного окна, то отличия его от действительного связаны с особенностями движения плунжера в районе окон. Наибольшая разница $\varphi_{вп}^r$ и $\varphi_{вп}$ отмечена при положении рейки, когда открытие отсечного окна происходит при достаточно большой скорости плунжера и к моменту отсечки в системе имеется высокое давление топлива. Так, в случае $m = 24$ отсечка происходит при скорости плунжера $v_{пл} = 0,8$ м/сек, а максимальное давление топлива у насоса на этом режиме $p_n = 49-50$ МПа.

При дальнейшем перемещении рейки в сторону увеличения подачи скорость плунжера на участке открытия отсечного окна резко падает (до $v_{пл} \approx 0,4$ м/сек), а наибольшее давление в системе изменяется незначительно (возрастает на 1-1,5 МПа). В результате время-сечение разгрузки системы возрастает, а следовательно эффект дросселирования в период отсечки уменьшается. Поэтому при положении рейки, близком к максимальным цикловым подачам, углы $\varphi_{вп}^r$ и $\varphi_{вп}$ становятся примерно одинаковыми.

Максимальное давление топлива у насоса и форсунки практически не зависит от сорта топлива по данным проведенного эксперимента. Действительно, опытные точки p_n и $p_{ф}$ ложатся на одни и те же кривые. Незначительная разница получена и в абсолютных величинах давлений p_n и $p_{ф}$. Наибольшее давление у насоса на 1 – 2 МПа выше, чем у форсунки, а абсолютная их величина лежит в пределах 50-53 МПа на режимах близких к номинальному.

Амплитуда колебаний давления топлива в отсечной полости $\Delta p_{\text{отс}}$ измерялась между уровнями наибольшего и наименьшего давления в подводящем штуцере насоса. Для этой величины, как видно из рис. 3, характерен значительный разброс опытных точек, что связано со случайным сочетанием факторов, определяющих величину $\Delta p_{\text{отс}}$. Четко можно проследить лишь тенденцию к росту $\Delta p_{\text{отс}}$ с уменьшением цикловых подач. Следуя кривой $\Delta p_{\text{отс}}$, отметим, что при $m = 4$ $\Delta p_{\text{отс}} = 0,7$ МПа, а для $m = 24$ $\Delta p_{\text{отс}} = 0,25$ МПа.

Величина $\Delta p_{\text{отс}}$ определяется в основном интенсивностью истечения топлива через всасывающее и отсечное окно при изменении положения рейки насоса. Чем меньше m тем больше скорость перемещения плунжера в момент отсечки и больше объем топлива, вытесняемый плунжером в отсечную полость, а следовательно и выше $\Delta p_{\text{отс}}$.

Значения $\Delta p_{\text{отс}}$ определяют гидравлические нагрузки в системе низкого давления, а их чрезмерно большие величины могут привести к выходу из строя измерительных приборов, фильтров, трубопроводов.

На рис. 4, 5 приведены осциллограммы процесса впрыскивания дизельного и моторного топлива для двух режимов: $n=250$ об/мин, $m=24$ и $n=250$ об/мин, $m=4$. Характер протекания кривых давления и подъема иглы форсунки подтверждает закономерности, представленные на рис. 3. Несколько выпадают из общих кривых лишь абсолютные давления дизельного топлива.

Обращает на себя внимание наличие, дополнительного подъема иглы на осциллограммах рис. 4. На моторном топливе заметна тенденция к росту $\varphi_{\text{пв}}$, при этом значительная его часть приходится на весьма малый подъем иглы.

Следует отметить, что дополнительный подъем иглы имеет место в диапазоне изменения $m=15-30$ и наибольшая величина $\varphi_{\text{пв}}=5-6$ °ПРВ. наблюдается на номинальном режиме работе системы.

Выводы

Исследованная топливная аппаратура представлена профилем кулачной шайбы, образованным четырьмя дугами окружностей, отдельными отверстиями во втулки для наполнения и отсечки, корректировка характеристик достигается формой отсасывающего пояска нагнетательного клапана.

Данные процесса топливоподачи получены путём эксперимента на безмоторном стенде с осциллографированием основных параметров. Испытания проведены на дизельном и моторном топливе.

Построены зависимости параметров от положения плунжера ("нагрузочная характеристика"). Номинальный режим впрыскивания имеет

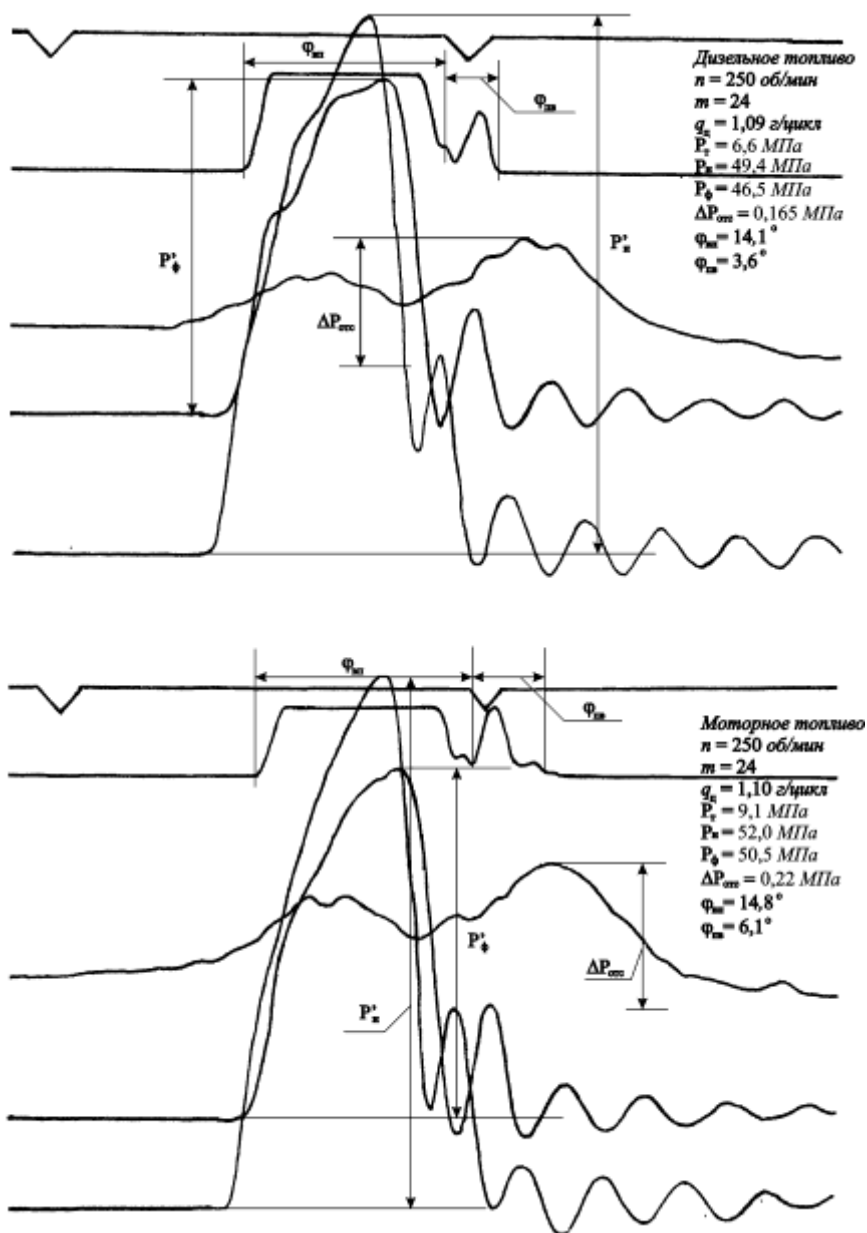


Рис. 4. Осциллограммы впрыскивания моторного и дизельного топлива ($n=250 \text{ об/мин}$, $m=24$)

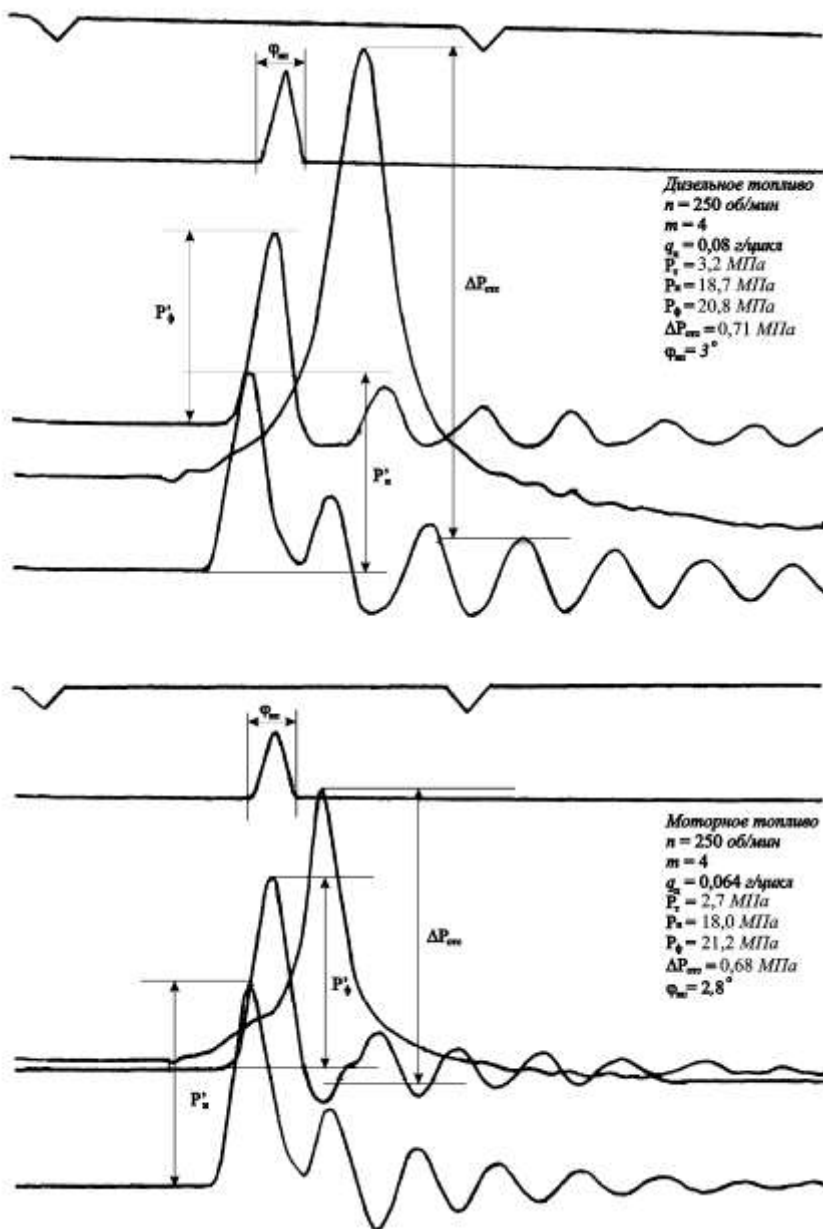


Рис. 5. Осциллограммы впрыскивания моторного и дизельного топлива ($n=250 \text{ об/мин}$, $m=4$)

следующие характеристики: цикловая подача 1,1 г/цикл, угол впрыскивания 14-15° ПРВ, продолжительность подвпрыскивания 4-6° ПРВ, максимальные давления впрыскивания около 50 МПа. Последняя величина является весьма умеренной и свидетельствует о наличии существенного резерва по форсированию процесса топливоподачи.

Различие в параметрах впрыскивания дизельного и моторного топлива невелико и состоит в некотором увеличении максимального давления у насоса (на 1-1,5 МПа) и росте угла впрыскивания (на ~ 1° ПРВ) при переходе на моторное топливо.

УДК 629.12.53: 628.84

Голиков А.А.
ОНМА

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В СУДОВЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ БАЛКЕРОВ В ПЕРИОД ГРУЗОВЫХ ОПЕРАЦИЙ

Интенсивное пополнение балкерного флота, изменение номенклатуры грузов и совершенствование нормативных требований по перевозке грузов привело к ситуации, при которой построенные суда не оборудованы специальными устройствами для борьбы с пылью при транспортировке навалочных пылящих грузов (НПГ). В настоящее время суда, перевозящие НПГ, должны оборудоваться системами пылеподавления, для которых не предусмотрено при проектировании судов расходование электроэнергии, а также наличие дополнительных емкостей (танков) для содержания дополнительного количества воды и поверхностно-активных веществ (ПАВ).

Использование судовых гидродинамических систем пылеподавления (ГСП) имеет как положительные, так и отрицательные факторы [2]. Положительные — это обеспечение санитарных норм, пожаробезопасности и экологических требований. Отрицательные — это увлажнение груза и возможное изменение его физико-химических свойств.

Поэтому моделирование процессов, происходящих в судовых ГСП, является актуальной задачей, решение которой ответит на вопросы, касающиеся энергоемкости рассматриваемых систем, эффективности их использования и безопасности мореплавания.

Целью данной работы является определение путей совершенствования методов и средств борьбы с пылью в судовых условиях.

Рассмотрим случай, когда пыление происходит в замкнутом объеме, например, трюме судна. В качестве распыляющегося материала рассматривается сера.

При натурных наблюдениях установлено, что грейфер с серой весом 7-8 тонн высыпает груз с высоты 10 – 11 метров. Объем облака сразу под грейфером равен объему грейфера при раскрытии. Будем считать этот объем известным и обозначим V_0 . В результате проведенного нами анализа гранулометрического состава комовой серы, в этом объеме содержание пыли 5 %, т.е. $0,05V_0$. Чтобы найти концентрацию пыли серы на высоте 11 метров, следует найти объем свободного пространства, которое занимает трюм судна над высотой 11 метров [1]. Обозначим этот объем V_1 , тогда концентрация пыли серы на высоте 11 метров составит

$$\frac{0,05V_0}{V_1} = C_{11}.$$

Пусть объем на высоте выше 10 метров, но ниже 11 метров равен V_2 . Тогда концентрация на высоте 10 метров составит

$$C_{10} = \frac{0,05V_0}{V_1 + V_0}.$$

Таким образом,

$$C_i = \frac{0,05V_0}{V_0 + V_{11} + V_{10} + \dots + V_{i-j}}, \quad (1)$$

где $i \in 9;1$; $j \in 1;8$.

Индекс i указывает высоту пустоты трюма.

Индекс j указывает высоту трюма, занятую грузом.

В процессе падения груза количество частиц, относящихся к пылинкам, может увеличиваться за счет разрушения частиц серы. Но это увеличение составляет незначительную величину, которой можно пренебречь. Если число подъемов грейферов серы n , то концентрация на каждой высоте составит $C_h = nC_i$.

Математическая модель динамики пылеподавления

В точке $M_0(x_0, y_0, z_0)$ расположена форсунка, которая производит распыление в направлении вектора $\vec{n}$, составляющего углы $\alpha_0, \beta_0, \gamma_0$ с осями x, y, z соответственно. Форсунка сообщает частичкам вещества начальную скорость $\vec{v}_0$ с углом распыла θ (рис. 1). Зона распыления и скорости частичек определяются в каждой точке этой зоны.

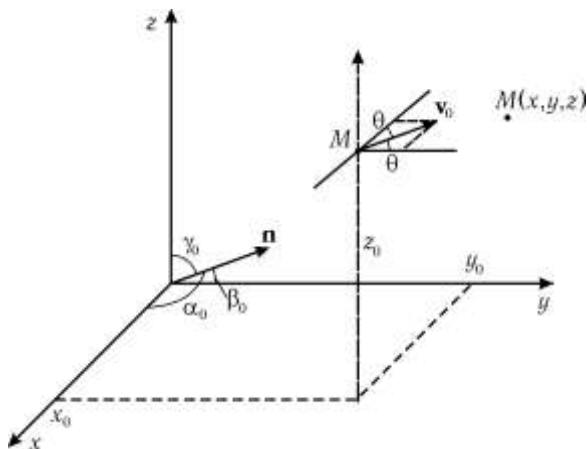


Рис. 1. Схема взаимного расположения распылителя и частиц груза в воздушном пространстве

В любой точке $M(x(\tau), y(\tau), z(\tau))$ на частичку вещества массой m будут действовать силы инерции, сопротивления воздуха, пропорциональные квадрату скорости, и сила тяжести. Проектируя указанные силы на оси координат, получим следующие дифференциальные уравнения:

$$\begin{cases} m\ddot{x} \tau + k^2 m S_x \dot{x} \tau^2 = 0; \\ m\ddot{y} \tau + k^2 m S_y \dot{y} \tau^2 = 0; \\ m\ddot{z} \tau + k^2 m S_z \dot{z} \tau^2 = -mg. \end{cases} \quad (2)$$

где S_x, S_y, S_z — максимальные площади частичек вещества в сечении плоскостями, перпендикулярными осям OX ; OY ; OZ соответственно. Будем считать, что $S_x = S_y = S_z = \pi R_c^2$, R_c — радиус частицы; $k^2 m$ — коэффициент пропорциональности, приходящийся на единицу площади поверхности частицы.

Решения дифференциальных уравнений должны удовлетворять следующим начальным условиям:

$$\begin{cases} x|_0 = x_0; x'|_0 = \vartheta_0 \cos \alpha; & \alpha_0 - \Theta \leq \alpha \leq \alpha_0 + \Theta \\ y|_0 = y_0; y'|_0 = \vartheta_0 \cos \beta; & \beta_0 - \Theta \leq \beta \leq \beta_0 + \Theta \\ z|_0 = z_0; z'|_0 = \vartheta_0 \cos \gamma; & \gamma_0 - \Theta \leq \gamma \leq \gamma_0 + \Theta \end{cases} \quad (3)$$

Вводя скорости частиц в каждой точке

$$\dot{x} \tau = \vartheta_x x; \dot{y} \tau = \vartheta_y y; \dot{z} \tau = \vartheta_z z, \quad (4)$$

систему уравнений (3) запишем в виде:

$$\begin{cases} \vartheta_x \frac{d\vartheta_x}{dx} = -k_x^2 \vartheta_x^2, k_x^2 = k^2 S_x; & k_x^2 = k^2 S_x; \\ \vartheta_y \frac{d\vartheta_y}{dy} = -k_y^2 \vartheta_y^2, k_y^2 = k^2 S_y; & k_y^2 = k^2 S_y; \\ \vartheta_z \frac{d\vartheta_z}{dz} = -k_z^2 \vartheta_z^2 - g, k_z^2 = k^2 S_z & k_z^2 = k^2 S_z. \end{cases} \quad (5)$$

Решения первых двух уравнений из (5), удовлетворяющих первым двум условиям из (3), имеют вид:

$$\vartheta_x x = \vartheta_0 \cos \alpha e^{-k_x^2 x - x_0}; \quad \vartheta_y y = \vartheta_0 \cos \beta e^{-k_y^2 y - y_0}. \quad (6)$$

Для решения третьего уравнения из (5) разделим переменные и проинтегрируем

$$\frac{\vartheta_z d\vartheta_z}{k_z^2 \vartheta_z^2 + g} = -dz; \quad \ln |k_z^2 \vartheta_z^2 + g| = -2k_z^2 z + \ln C_z.$$

Постоянную величину C_z найдем из третьего условия (3). В результате получим

$$\begin{aligned} \ln c_\tau &= 2k_z^2 z_0 + \ln |k_z^2 \vartheta_0^2 \cos^2 \gamma + g|; \\ \vartheta_z^2 &= \left(\vartheta_0^2 \cos^2 \gamma + \frac{g}{k_z^2} \right) e^{-2k_z^2 z - z_0} \end{aligned} \quad (7)$$

Для определения зоны распыления будем считать, что в крайних точках этой зоны скорость ϑ_x x , ϑ_y y , ϑ_z z меньше заданного $\varepsilon > 0$, т.е.

$$|\vartheta_x \ x|; |\vartheta_y \ y|; |\vartheta_z \ z| < \varepsilon.$$

Тогда из равенств (6) и (7) найдем:

$$\begin{aligned} x &< x_0 + \frac{1}{k_x^2} \ln \frac{\vartheta_0 |\cos \alpha|}{\varepsilon}; & \alpha_0 - \Theta &\leq \alpha \leq \alpha_0 + \Theta; \\ y &= y_0 + \frac{1}{k_y^2} \ln \frac{\vartheta_0 |\cos \beta|}{\varepsilon}; & \beta_0 - \Theta &\leq \beta \leq \beta_0 + \Theta; \\ z &= z_0 + \frac{1}{k_z^2} - \frac{\vartheta_0^2 \cos^2 \gamma + \frac{g}{k_z^2}}{\varepsilon^2}; & \gamma_0 - \Theta &\leq \gamma \leq \gamma_0 + \Theta. \end{aligned}$$

Для пылинок груза, попавших в эту зону, произойдет столкновение с распыленной жидкостью.

Найдем энергию неупругого удара распыленной жидкости с пылинкой груза. Для этого определим абсолютную величину скорости распыленного вещества в каждой точке зоны распыления по следующей формуле:

$$\begin{aligned} \vartheta_{\text{рас}} \ x, y, z &= \sqrt{\vartheta_x^2 \ x + \vartheta_y^2 \ y + \vartheta_z^2 \ z} = \\ &= \vartheta_0 \sqrt{\cos^2 \alpha e^{-2k_x^2 x - x_0} + \cos^2 \beta e^{-2k_y^2 y - y_0} + \left(\cos^2 \gamma + \frac{g}{k_z^2 \vartheta_0^2} \right) e^{-2k_z^2 z - z_0}} \end{aligned} \quad (8)$$

Для абсолютно неупругого удара кинетическая энергия ΔE [3] удара капли жидкости массой m_w по пылинке груза массой m_g , в предположе-

нии, что пылинка груза имеет скорость намного меньше, чем $\vartheta_{\text{рас}}(x, y, z)$, может быть вычислена по формуле [3]:

$$\Delta E_{x, y, z} = \frac{m_w}{m_w + m_g} \vartheta_{\text{рас}}^2(x, y, z). \quad (9)$$

Эта энергия идет на изменение массы пылинки в результате ее смачивания. Под действием увеличенной массы пылинки и действия поля скоростей жидкости пылинка быстро опустится.

Формирование горизонтального противопылевого облака распыляемой жидкости

Скорость капли можно разложить на векторные компоненты, параллельную и перпендикулярную земной поверхности [4], и предположить, что эти компоненты не взаимодействуют друг с другом. Это предположение оправдано до тех пор, пока обусловленные наличием воздуха эффекты пренебрежительно малы. Это значит, что независимо от величины и направления вектора начальной скорости тела пока оно находится в свободном падении, его ускорение направлено вертикально вниз и равно $g = 9,81 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$. Тем временем его горизонтальное движение происходит независимо от падения по вертикали, по крайней мере, пока оно не достигнет поверхности Земли или груза. При таких предположениях любую задачу определения траектории можно разделить на две отдельные задачи, каждая из которых связана с прямолинейным движением вдоль оси. Начальную скорость капель распыляемой жидкости можно разложить на вертикальную и горизонтальную составляющие. Вертикальное движение можно рассчитать по формулам линейного движения с постоянным ускорением:

$$y = y_0 + \vartheta_0 \tau + 0,5 g \tau^2 \quad \text{и} \quad \vartheta_k^2 = \vartheta_0^2 + gh.$$

Все входящие сюда скорости нужно понимать как проекции скорости тела на вертикальную ось. Движение по горизонтали происходит с постоянной скоростью, пока тело находится в воздухе. Эта постоянная скорость равна горизонтальной составляющей начальной скорости. Пройденное по горизонтали расстояние определяется выражением

$$x = \vartheta_r \tau,$$

где ϑ_r — горизонтальная составляющая скорости тела.

Для решения рассматриваемой задачи необходимо установить величину и угол наклона вектора начальной скорости распыляемой жидкости — ϑ_ϕ , а также другие конструктивные и гидродинамические характеристики распылителя при ограниченном объеме воздушного пространства над грузом.

Вертикальная и горизонтальная составляющие начальной скорости жидкости определяется по следующим тригонометрическим выражениям:

$$\vartheta_{\text{в}} = \vartheta_{\phi} \sin \alpha \quad \text{и} \quad \vartheta_{\text{г}} = \vartheta_{\phi} \cos \alpha .$$

Тогда можно получить два независимых уравнения для координат X и Y :

$$\begin{aligned} y &= y_0 + \vartheta_{\text{в}} \tau - 0,5g\tau^2; \\ x &= \vartheta_{\text{г}} \tau. \end{aligned} \quad (10)$$

Для рассматриваемого случая $y_0 = 0$, а при $y = y_{\text{max}}$ $y' = 0$. Тогда

$$\vartheta_{\text{в}} - g\tau = 0 \quad \text{и} \quad \tau_m = \frac{\vartheta_{\text{в}}}{g} = \frac{\vartheta_{\phi} \sin \alpha}{g}. \quad (11)$$

При этом с учетом (10) можно записать:

$$\begin{aligned} y_{\text{max}} &= \tau_m (\vartheta_{\text{в}} - 0,5g\tau_m), \\ y_{\text{max}} &= \frac{\vartheta_{\phi}^2 \sin^2 \alpha}{2g}. \end{aligned} \quad (12)$$

Предварительно зная величину y_{max} , например, 0,5 в, можно определить начальную скорость:

$$\vartheta_{\phi} = \frac{1}{\sin \alpha} \sqrt{2gy_{\text{max}}}. \quad (13)$$

Определение максимального расстояния по оси X можно осуществить, если принять, что при $x = x_{\text{max}}$ $y = 0$. Тогда выражение для координаты y запишется:

$$\vartheta_{\text{в}} \tau - 0,5g\tau^2 = 0. \quad (14)$$

Определим максимальное время полета капель:

$$\tau(\vartheta_{\text{в}} - 0,5g\tau) = 0. \quad (15)$$

Решение квадратного уравнения (15) относительно τ дает два корня:

$$\tau_1 = 0 \quad \text{и} \quad \tau_2 = \frac{2\vartheta_{\text{в}}}{g}. \quad (16)$$

Подставляя значение τ_2 из (16) во второе уравнение (10) получим:

$$x_{\text{max}} = \frac{2}{g} \vartheta_{\text{в}} \vartheta_{\text{г}} \approx 0,19_{\phi}^2 \sin 2\alpha. \quad (17)$$

При заданных значениях $y_{\max}$ и $x_{\max}$ величина угла определится из выражений (12) и (17);

Путем исключения ϑ_ϕ , которая определяется по выражению (13):

$$x_{\max} = \frac{4}{\operatorname{tg} \alpha} y_{\max} \quad \text{или} \quad \alpha = \arctg \left(4 \frac{y_{\max}}{x_{\max}} \right). \quad (18)$$

Объемный расход жидкости через осевую форсунку определится как

$$V_\phi = \vartheta_\phi S_\phi = \vartheta_\phi \pi r_b^2 - r_m^2, \quad (19)$$

где S_ϕ — проходное сечение форсунки, м^2 ; r_b , r_m — радиус отверстия и радиус оси форсунки, м .

Геометрический объем, занимаемый факелом жидкости (для эллипсоида):

$$V_\Gamma = \frac{\vartheta_\phi^2}{2g} \left(\frac{\vartheta_\phi^2 \sin 2\alpha}{g} \right)^2.$$

Теоретическая эффективность орошения определится зависимостью, с^{-1} :

$$\eta_o = \frac{V_\phi}{V_\Gamma}, \quad (20)$$

а теоретическая эффективность распыла, $\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$:

$$\eta_p = \frac{V_\phi}{2x_{\max} y_{\max}}. \quad (21)$$

Абсолютное давление жидкости перед распылителем, полученное с помощью формулы Бернулли, МПа:

$$p_\phi = \frac{g \rho_w \vartheta_\phi^2}{2 \cdot 10^6}. \quad (22)$$

где ρ_w — плотность жидкости, кг/м^3 .

Формирование вертикального облака распыляемой жидкости

Вертикальное движение можно рассчитать по формулам одномерного движения с постоянным ускорением:

$$y = \vartheta_0 \tau + 0,5g\tau^2. \quad (23)$$

и

$$\vartheta_k^2 = \vartheta_0^2 + 2gh. \quad (24)$$

Все входящие сюда скорости нужно понимать как проекции скорости тела на вертикальную ось.

Движение по горизонтали происходит с постоянной скоростью, пока капля находится в воздухе:

$$\begin{aligned} y &= H_0 - \vartheta_{\phi} \cos \alpha \tau - 0,5g\tau^2; \\ x &= \frac{a}{2} - \vartheta_{\phi} \sin \alpha \tau. \end{aligned} \quad (25)$$

Остальные построения и определения геометрических форм облака распыла находятся в рамках элементарной стереометрии и рассчитываются при конкретных технических решениях. Поэтому в данной методике не рассматриваются.

Изложенные выше теоретические исследования позволяют разработать принципиальную схему гидродинамической системы пылеподавления, используемой при перегрузке НППГ, которая представлена на рис. 2.

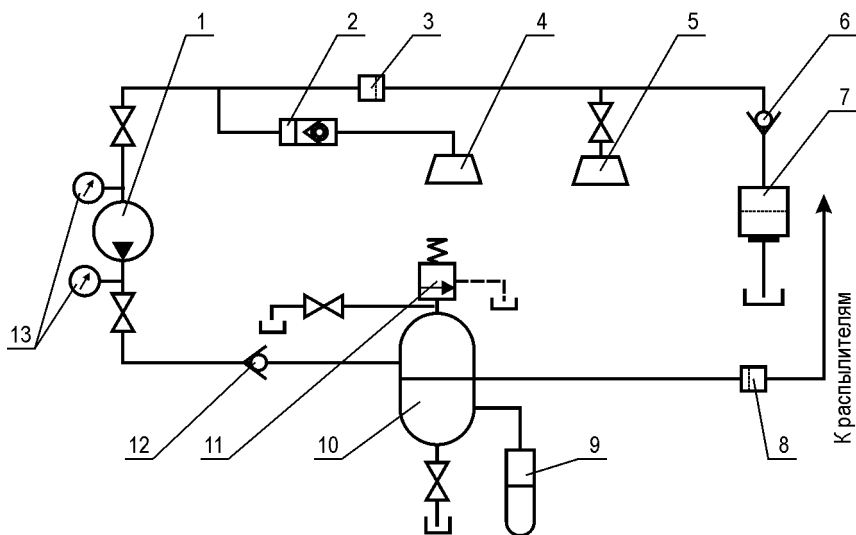


Рис. 2. Принципиальная схема гидродинамической системы пылеподавления

Принцип действия гидродинамической системы пылеподавления следующий: вода всасывается насосом 1 через фильтр грубой очистки 7, невозвратный клапан 6, фильтр тонкой очистки 3. После фильтра 3 в систему подается поверхностно-активное вещество (ПАВ) посредством дозирующего устройства 2. Вода и ПАВ поступают в смеситель 10 для образования стойкой смеси определенной концентрации, которая

направляется к распылителям через фильтр тонкой очистки 8. Давление в системе контролируется манометрами 13, емкость воды 5 обеспечивает всасывание жидкости центробежным насосом при его запуске. В емкости 4 размещено ПАВ. Аккумулирующая емкость 9 обеспечивает стабильность давления рабочей жидкости перед распылителями.

Выводы

1. Полученная математическая модель позволяет исследовать процессы пылеподавления при перегрузке НПП и контролировать их влажностное содержание.
2. Получена методика расчета противопылевого облака, как горизонтального, так вертикального направления.
3. На основании математической модели разработана методика расчета конструктивных характеристик распылителей.
4. Использование моделей и методик расчета дает возможность определить энергозатраты на ГСП и откорректировать работу судовой электростанции на стоянке судна в процессе грузовых операций.
5. Модель ГСП и методики расчета позволяют определить объем дополнительной емкости (танка) для содержания воды, используемой для борьбы с пылью.
6. Результаты выполненных исследований дают возможность разработать гидродинамические системы пылеподавления для различных типов судов.
7. Применение ГСП при выполнении грузовых операций с НПП обеспечивает пожаробезопасность, соблюдение санитарных и экологических требований.
8. Полученные результаты теоретических исследований могут быть использованы судостроителями при проектировании новых судов.

ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ:

1. Голиков А.А. Методы определения пылеобразования при погружно-разгрузочных работах с массовыми навалочными и насыпными грузами // Мат. міжнар. наук.-техн. конф. «Сучасне судноплавство і морська освіта», Ч. I. – С. 143-145.
2. Голиков А.А., Голиков В.А., Сидоров А.В. Техничко-технологические аспекты обеспыливания воздуха на транспорте // Экологический бюллетень. – 2002. - №2. – С. 5-15.
3. Обеспыливание воздуха. – Ростов-на-Дону, 1982. – 128 с.
4. Овчинніков П.Ф. Вища математика. Ч. 2. – Київ: Техніка, 2000.

УДК 629.12 - 8.002

Голиков А.А., Дмитриев М.Н.
ОНМА

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ПОСРЕДСТВОМ МЕТОДА УПРАВЛЕНИЯ РИСКОМ

Основной задачей технической эксплуатации флота (ТЭФ) является обеспечение максимально возможного эксплуатационного времени судов при условии сохранения их надежности и при наименьших затратах на содержание в исправном состоянии. При этом приходится сталкиваться с двумя противоположными требованиями: с одной стороны, для обеспечения надежности и долговечности судна техническое обслуживание (ТО) необходимо проводить чаще, а с другой стороны, с учетом экономических требований периодичность и объем ТО желательно свести к минимуму.

Реально существующая противоположность двух взаимосвязанных задач указанного типа связана с возникновением экологических, экономических и других последствий от риска возможных нарушений работы судовой энергетической установки (СЭУ). Большинство экономических субъектов оперируют успешным использованием и управлением риском в процессе эксплуатации технических средств.

Управлять риском можно различными способами:

- Знанием и компетенцией обслуживающего персонала;
- Модернизацией, перепроектированием или изменением функционирования систем и механизмов;
- Увеличением надежности элементов СЭУ, уменьшением числа операций, улучшением свойств используемых сред (вода, смазывающие материалы, сжатый воздух и др.);
- Информационным обеспечением по состоянию элементов СЭУ посредством внедрения методов и средств автоматического управления аварийно-предупредительной сигнализации, защиты и диагностирования;
- Страхованием, гарантийными обязательствами судоремонтных предприятий и субподрядчиков.

Все вышеуказанные методы по управлению риском в определенной степени могут быть использованы в практике эксплуатации морских и речных судов.

Основной задачей данной работы является разработка методов управления риском в процессе эксплуатации СЭУ.

Учитывая противоречия между обеспечением высокой надежности СЭУ и экономическими расходами на ТО и ремонт, мы считаем, что

оптимизация эксплуатации СЭУ по технико-экономическим критериям невозможна без решения задач по управлению риском.

СЭУ, состоящая из большого числа систем и механизмов, качественно изменяется в процессе эксплуатации. Соответственно такие изменения происходят и в каждом элементе СЭУ, которые в период эксплуатации подвержены механическому износу, коррозии, окислению и т. д. То есть каждому определенному периоду эксплуатации СЭУ существует также определенный уровень его технического состояния (ТС), которое в конечном итоге изменяет технико-экономические и другие свойства СЭУ.

Таким образом, состояние СЭУ может быть задано численным значением выходных показателей, каждый из которых характеризует степень изменения того или иного свойства СЭУ.

Уровень ТС по каждому показателю (свойству) оборудования [4] определим безразмерной величиной (по модулю) согласно выражению:

$$y_j = \left| \frac{V_{Пj} - V_{Дj}}{v_j} \right|, \quad (1)$$

где $V_{Пj}$, $V_{Дj}$ — соответственно предельное и действительное значение показателя (параметры); v_j — допустимое отклонение показателя от его предельного значения (поле допуска).

Поскольку с течением времени состояние элементов СЭУ меняется, то величины $y_1(t)$, $y_2(t)$, ..., $y_n(t)$ являются переменными.

Уровень ТС по показателю y_j характеризует относительную величину отклонения действительного значения показателя от предельного или базового, т. е. степень развития того или иного свойства.

Мера уровня ТС по данному показателю:

$$\xi_j = \lambda_j y_j, \quad (2)$$

где λ_j — значимость показателя, которая представляет собой безразмерную относительную характеристику степени его влияния на формирование качества отдельного судового оборудования или СЭУ в целом, причём

$$\sum_{j=1}^n \lambda_j = 1, \quad (3)$$

Эта мера является количественной характеристикой отдельного свойства механизма, влияющего в той или иной степени на формирование его качества (ТС).

Уровень ТС механизма определяется:

$$S_i = \sum_{j=1}^n \xi_j = \sum_{j=1}^n \lambda_j y_j, \quad (4)$$

Если учесть, что элементы (системы и механизмы) СЭУ имеют различные уровни ТС, а также различные ранги (значимость механизма, влияющая на общую безопасность СЭУ), то можно составить двухмерную матрицу [5], которая служит для контроля и отображения ТС механизмов СЭУ в реальном времени (рис. 1).

Уровень технического состояния механизмов СЭУ

		S_0	S_1	S_2	S_3
Ранг механизмов СЭУ	P_1	Зона А	Зона А	Зона В	Зона С
	P_2	Зона А	Зона В	Зона С	Зона D
	P_3	Зона В	Зона С	Зона D	Зона E

Рис. 1. Матрица управления риском в реальном времени

Матрица графически отображает состояние оборудования и уровень ТС СЭУ в целом.

По горизонтали указан уровень ТС механизмов, представляющий четыре класса S_0 , S_1 , S_2 , S_3 , определяемые по формуле (4).

S_0 — механизмы, основные параметры работы которых соответствуют паспортным характеристикам и требованиям классификационных обществ. Новые механизмы или механизмы после проведения ТО.

S_1 — это предупреждающий уровень опасности, связанный в некоторых случаях с незначительным, только что начавшимся износом. Условия причинно-следственные, с еще не показавшими себя симптомами, так называемая «неисправность в процессе». Примером может быть повышенная температура, загрязненное масло, пониженное давление наддува в ДВС и т. д..

S_2 — это условие, когда механизм уже ушел из уровня причинно-следственного или начинающегося уровня износа на уровень, когда надежность механизма находится в зоне повышенного риска. Степень износа и ухудшения угрожают надежности и безопасности потенциальной угрозой неисправности и дорогостоящим восстановлением. Примером условия может быть износ подшипника ГТН ДВС, повышенная вибрация в работающем механизме и т. д.. Если неисправности уровня S_2 обнаружены на ранней стадии и соответственно предупредительные меры

приняты и запланированы своевременно, то снижение уровня безопасности и надежности СЭУ можно избежать.

S_3 — механизмы, которые оцениваются по этой степени, находятся в аварийном состоянии и время на исправление ситуации практически отсутствует. Поэтому корректирующие действия приводят к нарушению режимов работы СЭУ и судна в целом. Корректирующее действие обычно требует замены ответственных деталей или целого механизма. Для механизмов, которые обеспечивают производственную деятельность судна необнаруженная или с опозданием исправленная ошибка третьего уровня может привести к выводу судна из эксплуатации и значительным экономическим потерям.

По вертикали в матрице указаны три уровня, характеризующие ранг механизма (Р), т. е. его значимость в системе СЭУ.

Значимость механизмов может быть определена по различным критериям.

В качестве основных могут быть приняты следующие критерии [3]: первоначальной стоимости, стоимости восстановления, надежностный, структурный, экономический, функциональный.

Стоимостная значимость определяется или по критерию первоначальной стоимости:

$$\lambda_{Si} = \frac{C_i}{C}, \quad (5)$$

где λ_{Si} — значимость i -го механизма; C_i — критерий оценки (первоначальная стоимость i -го механизма); C — начальная стоимость СЭУ,

или по критерию восстановления:

$$\lambda_{bi} = \frac{C_{bi}}{M \left[\sum_{i=1}^n C_{bi} \right]}, \quad (6)$$

где C_{bi} — критерий восстановления (трудозатраты на восстановление i -го механизма за время t); $M \left[\sum_{i=1}^n C_{bi} \right]$ — математическое ожидание трудозатрат на восстановление всей системы за время t .

За экономический критерий может быть принята стоимость потерь при отказе системы, наступившая в результате выхода из строя данного механизма:

$$\lambda_{Si}^3 = \frac{C_r \cdot t_i}{M C_T}, \quad (7)$$

где C_T — средняя стоимость потерь рассматриваемой системы от одного часа простоя; t_i — среднее время восстановления системы в часах при потере ею работоспособности в результате отказа механизма; $M[C_T]$ — операция математического ожидания стоимости потерь рассматриваемой системы за принятый промежуток времени.

При оценке ТС в ряде случаев необходимо использовать обобщенную значимость механизмов. Последняя может быть определена по ряду выражений, в частности, по обобщенному критерию значимости, который может быть вычислен по суммарной матрице значимостей.

Большое значение при анализе технических средств имеет функциональная значимость механизма, которая может быть определена методами упорядоченного сравнения и графового анализа.

Метод упорядоченного сравнения механизмов состоит в последовательной проверке суждений о значимостях рассматриваемых механизмов [3], которая производится путем их относительного сравнения и корректировок.

Функциональную значимость механизмов системы по влиянию их на выходные и обобщенные параметры можно вычислить, используя формальные свойства матриц доминирования, составленные на основе построенных графов. При анализе отношений доминирования механизмов системы по построенным графам и матрицам значимость механизма можно характеризовать числом, называемым рангом механизма (P).

Ранг механизма, определенный по матрице доминирования, является относительным показателем, в связи с этим значимость механизмов можно получить только путем сравнения рангов всех механизмов СЭУ.

Для получения функциональной значимости механизмов СЭУ достаточно иметь качественное описание влияния механизма на выходные и обобщенные параметры.

Согласно вышесказанному все механизмы разделяются на три класса:

P_1 — механизмы, которые не являются важными для обеспечения общей безопасности СЭУ и судна в целом. Поэтому неисправность такого механизма приводит скорее к неудобствам, чем к серьезным нарушениям в работе СЭУ.

P_2 — механизмы, выход из строя которых может иметь место только в течение короткого времени, а стоимость ремонта или простоев потенциально значительна.

P_3 — механизмы с высшей степенью важности, связаны со значительными экономическими потерями, угрозой безопасности человеческой жизни и судна, а также окружающей среде.

В матрице (см. рис. 1) имеется пять определенных зон, которые объединяют уровень ТС и значимость механизмов. Все механизмы, указан-

ные в зонах, четко определяют степень важности и срочности выполнения ТО механизмов в зависимости от их расположения по зонам.

В зоне *A* расположены механизмы с низкой степенью необходимости принятия каких-либо корректирующих действий, т. е. никакие меры не принимаются до тех пор, пока механизм перейдет из ТС S_1 в S_2 , что соответственно переведет его в зону *B*.

В зоне *B* также расположены механизмы низкой срочности, но корректирующие действия (обслуживание, ремонт) должны быть запланированы и проведены своевременно. Для механизмов уровня важности P_3 это планово-предупредительные осмотры и ремонты.

Механизмы в зоне *C* являются механизмами более высокой степени риска, и корректирующие действия должны быть выполнены при первой возможности.

Механизмы зон *D* и *E* требуют немедленных действий и являются факторами высшей степени срочности.

Введем коэффициент степени риска (K_R) отдельного механизма в виде следующего выражения:

$$K_R = S \cdot P \cdot \left(\frac{C_P - C_{ТО}}{C_{ТО}} \right), \quad (8)$$

где S — уровень технического состояния механизма; P — ранг механизма, т. е. значимость его в системе СЭУ; $C_{ТО}$, C_P — затраты на проведение соответственно планового технического обслуживания и ремонта в случае аварийного повреждения.

Степень риска отдельного механизма запишем в виде следующей зависимости:

$$R_{Mi} = 1 - \frac{1}{K_R}, \quad (9)$$

Тогда степень риска механизмов, расположенных в зоне *A* матрицы (см. рис. 1) определится выражением:

$$R_A = \frac{\sum_{i=1}^a R_{MA}}{\sum_{i=1}^a N_A}, \quad (10)$$

где R_{MA} — степень риска механизмов в зоне *A* матрицы; N_A — количество механизмов в зоне *A* матрицы.

Аналогичное выражение можно записать для зон матрицы *B*, *C*, *D* и *E*.

Таким образом, степень риска СЭУ, а следовательно, и эффективность управления риском можно представить в виде следующего выражения:

$$R = \frac{1}{N} R_A + R_B + R_C + R_D + R_E, \quad (11)$$

где N — количество зон в матрице управления риском (т.е в данном случае — 5),

или

$$R = 1 - \left(\frac{1}{K_{RA} + K_{RB} + K_{RC} + K_{RD} + K_{RE}} \right), \quad (12)$$

где K_{RA} , K_{RB} , K_{RC} , K_{RD} и K_{RE} — степени риска механизмов в зонах А, В, С, D и Е соответственно.

Тогда коэффициент степени риска СЭУ можно записать:

$$K_{RCЭУ} = K_{RA} + K_{RB} + K_{RC} + K_{RD} + K_{RE},$$

то есть степень риска СЭУ:

$$R = 1 - \frac{1}{K_{RCЭУ}}, \quad (13)$$

При увеличении расходов на ТО все механизмы матрицы будут стремиться к состоянию S_0 и снижению степени риска, и наоборот при снижении затрат на ТО состояние механизмов будет стремиться к S_3 , что соответственно приводит к увеличению степени риска. Поэтому степень риска можно представить как функцию от расходов на проведение ТО ($C_{ТО}$) (рис. 2):

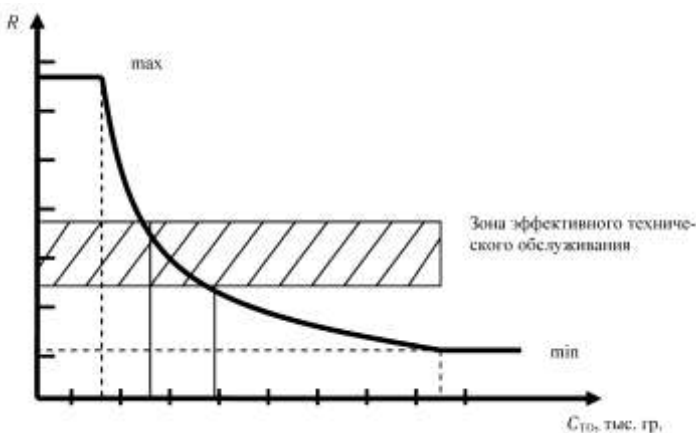


Рис. 2. Зависимость степени риска от расходов на проведение ТО

$$R = f(C_{ТО}) \quad (14)$$

В целом, матрица управления риском обеспечивает планирование и подготовку приоритетов обслуживания, а также информирует о состоянии механизмов и помогает предусмотреть и принять корректирующие меры по обслуживанию, обеспечению стратегии надежности и предотвращению аварий.

Выводы:

1. Разработана методика и алгоритм совершенствования технической эксплуатации СЭУ посредством управления риском.
2. Получена зависимость степени риска от расходов на проведение ТО в процессе эксплуатации СЭУ, что дает возможность оптимизировать работу СЭУ по экономическим критериям.
3. Практическое применение матрицы управления риском на судах обеспечивает безопасность эксплуатации СЭУ и судна в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голиков А.А., Дмитриев М.Н.. Проблемы технической эксплуатации современных судов // Судостроительство. – 2004. № 11-12. – С. 17-18.
2. Голиков А.А., Холчев Е.С. Система обезвоживания смазочного масла — шаг к снижению риска // Судостроительство. – 2001. – № 8-9. – С. 60-61.
3. Грицай Л. Л., Шумилов Р. М.. Определение значимости элементов сложных энергомеханических систем при количественной оценке их технического состояния. Сб. науч. работ. — Николаев: НКИ, 1972. — Вып. 61. — С. 82-87.
4. Шумилов Р. М.. Система технического состояния судна — основа управления технической эксплуатацией морского флота: Учеб. пособие. — М.: В/О «Мортехинформреклама», 1987. — С. 21-24.
5. Fitch Jim, "Managing Reliability in Real Time - The Risk Management Grid (RMG)". Practicing Oil Analysis Magazine. January 2003. P. 15-18.

УДК 629.12-8.001.63.004+629.12.037.21

Колесник Д.В.
ОНМА

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ПРОПУЛЬСИВНЫХ КОМПЛЕКСОВ СУДОВ ЭКСПЛУАТИРУЮЩИХСЯ ВО ВНУТРЕННИХ ВОДНЫХ ПУТЯХ

Специализация и эволюция архитектурно-конструктивных типов судов характеризуется с одной стороны развитием и усовершенствованием методов грузовых операций, а с другой стороны характерным для последнего времени всеобщим повышением удельной грузоместимости, т.е. увеличением при заданной грузоподъёмности относительной внутренней кубатуры грузовых помещений [1].

Например, рост грузопотоков колёсной техники привёл к изменению архитектурно-конструктивных параметров традиционных судов типа RO-RO, что кардинально изменило конфигурацию судовых энергетических установок этих судов и всего пропульсивного комплекса.

В настоящее время всё большее значение приобретает малотоннажный флот смешанного река-море плавания. Обширная сеть внутренних водных путей объединяется в единую Евразийскую транспортную систему «река-море». Суда смешанного плавания позволяют вести доставку грузов «от двери к двери», минуя перегрузку в морских портах с их недешёвыми услугами. Использование внутренних водных путей для транспортировки грузов на всём евразийском континенте, обеспечивает экономию не менее 25% затрат по сравнению с железной дорогой и 30÷40% по сравнению с автомобильным транспортом [2].

Суда эксплуатирующихся во внутренних водных путях обладают рядом особенностей. Их габариты, как правило, ограничены по длине, ширине и осадке, в связи с чем, особую важность приобретает компактность и мощность СЭУ. Кроме того, существенное значение имеет высокая манёвренность, т.к. судам часто приходится работать в узкостях, проходить через многочисленные шлюзы.

Целью данной работы является проведение анализа существующих конфигураций пропульсивных комплексов судов внутреннего и смешанного река-море плавания, который позволит выявить преимущества и недостатки различных конструктивных решений, а также возможности совершенствования их эксплуатации.

Современные торговые суда оснащаются исключительно дизельными установками, благодаря их высокой надёжности и непревзойдённой термодинамической эффективности. Например, среди самоходных судов имеющих класс Российского морского регистра судоходства приблизительно 96% имеют дизельную энергетическую установку, 4% ди-

зель-электрическую. На все остальные типы энергетических установок, таких как атомная, газотурбинная, паротурбинная и паровая поршневая приходится около 0,2 % [3].

Традиционно в качестве пропульсивного комплекса судов смешанного плавания используется двухвальная установка. Применение двухвальной установки вызвано стремлением улучшить маневренные качества судна, а также повысить пропульсивный КПД при ограниченном диаметре гребного винта за счёт распределения мощности между двумя движителями и соответствующего снижения их загрузки по упору [4]. В качестве главных двигателей используются среднеоборотные дизели с прямой передачей мощности на винт фиксированного шага (рис. 1).

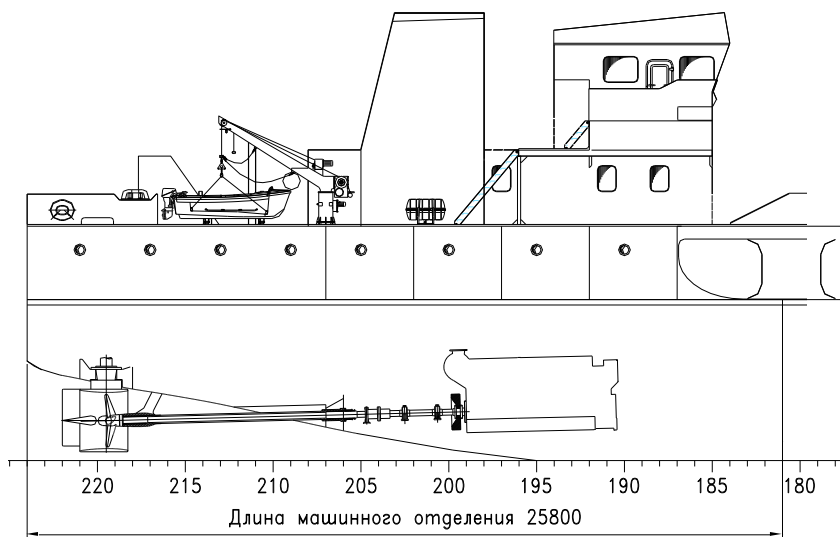


Рис. 1 Судно с традиционным пропульсивным комплексом

К недостаткам традиционных СЭУ следует отнести большую длину валопровода, что увеличивает длину МО и соответственно уменьшает грузместимость. Суда обладают плохой управляемостью на малых ходах, что особенно важно в реках, где даже при стоянке на месте скорость судна относительно воды не равна нулю. Кроме того «больным местом» зачастую является дейдвудное устройство из-за эксплуатации в загрязнённых водах на мелководье. Ремонт дейдвудного устройства производится в доке, что требует значительных затрат, а также приводит к потере ходового времени.

Альтернативой традиционным валолиниям является применение винторулевых колонок (ВРК).

ВРК является одновременно двигателем и рулевым устройством. В настоящее время серийно производятся ВРК мощностью до 6000 кВт [5, 6].

ВРК (рис. 2) состоит из верхней части, неподвижно смонтированной в корпусе судна, баллера и нижней части, включающей гребной вал и винт. Нижняя часть крепится к баллеру и имеет возможность вращаться на 360° , что позволяет использовать полную мощность СЭУ для маневрирования.

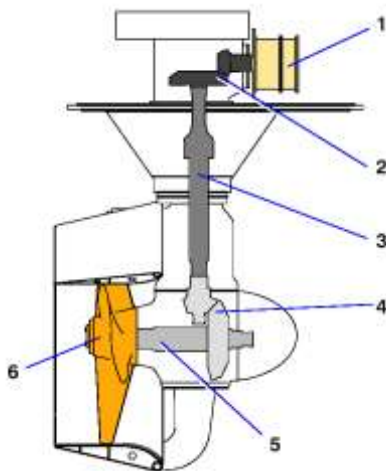


Рис. 2. Винторулевая колонка

Передача энергии осуществляется от силового входа 1, через верхнюю коническую зубчатую передачу 2 к вертикальному валу передачи энергии 3. Оттуда через нижнюю коническую зубчатую передачу 4 к гребному валу 5 и винту 6.

Пропульсивный комплекс с использованием ВРК состоит из двух среднеоборотных главных двигателей, соединённых с винторулевыми колонками промежуточными валами небольшой длины (рис. 3).

Концепция ВРК обладает рядом преимуществ по сравнению с традиционным пропульсивным комплексом.

Длина машинного отделения (МО) может быть сокращена на 20÷30%. Это достигается за счёт короткого валопровода, отсутствия дополнительного редуктора (роль редуктора выполняет ВРК), а также вследствие того, что гребные винты могут быть расположены дальше в корме в виду отсутствия рулей. Укороченное МО позволяет увеличить объём грузовых трюмов [7].

Ещё одним следствием расположения гребных винтов дальше в корме является то, что диаметры винтов могут быть увеличены, что приводит к повышению пропульсивного КПД, а, следовательно, сокращению расхода топлива.

Масса пропульсивного комплекса с использованием ВРК ниже традиционного на 20÷30 %.

ВРК позволяет направить упор в любом направлении, обеспечивая отличную управляемость на всех режимах, включая режимы малого и заднего хода и тем самым, повышая безопасность судна.

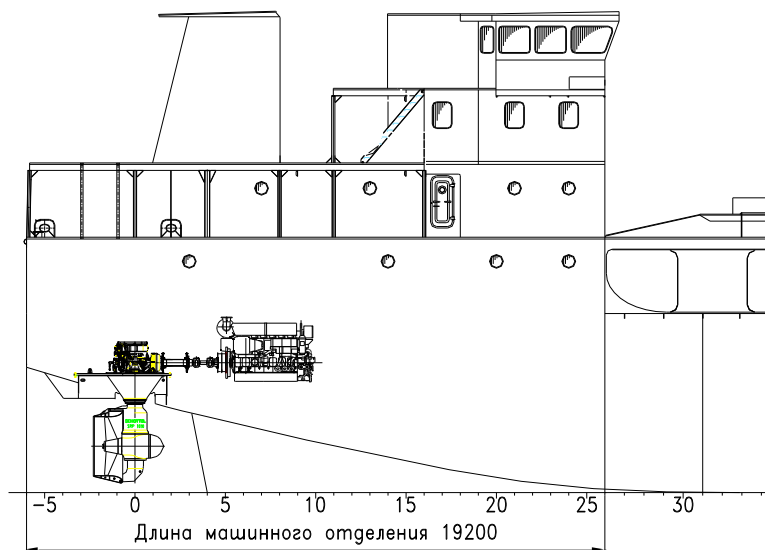


Рис. 3. Судно с винторулевыми колонками

Также повышается и манёвренность: судно способно развернуться на месте, а при развороте колонок на 180° с полного хода вперёд до остановки судно проходит всего $1,5 \div 2$ длины корпуса.

Полностью отсутствует дейдвудное устройство в традиционном понимании этого узла. Упрощается конструкция кормовой оконечности. Монтаж ВРК значительно проще, чем укладка валолинии, выполняется быстрее и требует менее квалифицированный персонал. При этом надёжность таких важных узлов как подшипники и уплотнения гребного вала выше, т.к. они собираются и тестируются в условиях завода изготовителя ВРК, а не в условиях верфи.

В целом ВРК обладают высокой надёжностью. При эксплуатации по фактическому состоянию замена уплотнений требуется раз в $5 \div 8$ лет. Срок службы зубчатых передач более 25 лет [8].

В отличие от традиционного гребного вала и дейдвудного устройства, ремонт и периодическое освидетельствование которых требуют постановки судна в док, демонтаж и монтаж колонки может быть выполнен на плаву. Для серийных судов эффективно может применяться модульный ремонт ВРК без вывода судна из эксплуатации – замена колонки осуществляется во время стоянки с грузовыми операциями в течение одного дня.

Ёще одним преимуществом ВРК является то, что при постройке судна колонки могут быть установлены после спуска судна на воду, что

позволяет раньше освободить слип. Кроме того, закупка и монтаж оборудования винторулевого комплекса может быть осуществлена позже на несколько месяцев, что также приводит к экономии средств.

Закупочная цена с учётом монтажа пропульсивного комплекса с использованием ВРК ниже традиционного за счёт отсутствия таких элементов как редукторы, валолинии, дейдвудные устройства, рули, рулевые машины.

Таким образом, при использовании пропульсивного комплекса с ВРК достигается увеличение грузовместимости, повышение манёвренности, снижение капиталовложений и эксплуатационных расходов.

Анализ существующих пропульсивных комплексов позволил сделать вывод, что при всех очевидных преимуществах концепции ВРК для судов эксплуатирующихся во внутренних водных путях, в пропульсивных комплексах с использованием ВРК имеется ряд недостаточно исследованных эксплуатационных процессов, в частности:

- отсутствует методика расчёта необходимой мощности главного двигателя;
- отсутствует методика настройки регулятора частоты вращения;
- отсутствует методика выбора параметров защиты;
- не изучена совместная работа главных двигателей и ВРК при значительных углах поворота колонок;
- методика номинирования расхода топлива требует уточнения;
- не исследована вибрация на различных эксплуатационных режимах.

Таким образом, очевидна необходимость проведения исследований, направленных на решение вышеперечисленных вопросов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кохановский К.В. Основные направления развития мирового морского флота. – Одесса: ОИИМФ, 1969. – 159 с.
2. ЕТС «река-море» — новая идеология водных перевозок // Судостроение. – 2003. – №7-8. – С. 40-41.
3. Регистровая книга судов // Российский морской регистр судоходства. – 2003.
4. Кацман Ф.М., Дорогостайский Д.В. Теория судна и движители: Учебник. – Л.: Судостроение, 1979. – 280 с.
5. SCHOTTEL for the Shipping World. Standard Types. Информационный материал фирмы SCHOTTEL GmbH & Co. KG, Германия, 2005.
6. LIPS Steerable Thrusters. Информационный материал фирмы WARTSILA, Нидерланды, 2004.

-
7. Егоров Г.В. «Гейдар Алиев», сухогрузное многоцелевое судно смешанного река-море плавания дедвейтом 6970 тон с винторулевыми колонками // Судостроение и судоремонт. – 2004. – №6. – С. 10-19.
 8. Maintenance Schedule for SRP 1010/1212 FP. Technical Specification. Информационный материал фирмы SCHOTTEL GmbH & Co. KG, Германия, 2005.

УДК 621.431.74.038

Колпакчи Э.М., Коханский А.И.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДВУХКОНТУРНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ ВОЗДУХА НАДДУВА ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ МЕЛКОВОДЬЯ

Данная работа направлена на исследование и разрешение одной из важнейших проблем, касающейся работы речных пассажирских судов ОАО "УДП" типа "Украина" в летнее, жаркое время года. Высокие скорости судов, плотные графики туристических фирм, гонки между пассажирскими судами за лучшую позицию при прохождении многочисленных шлюзов на верхнем Дунае, выгодной швартовке в портах Европы, длинные скоростные переходы на мелком среднем Дунае заставляют порой эксплуатировать судовые дизеля с максимально возможными оборотами.

Одна из главных задач эксплуатации двигателей речных пассажирских судов — сохранить основные параметры дизеля на уровне оптимальных при работе судна на малых глубинах, при высокой температуре забортной воды. Для ее решения немаловажную роль играет наддув дизеля. В связи с этим весьма актуальным является исследование охлаждения наддувочного воздуха в системе воздухообеспечения дизеля как фактора, оказывающего влияние на общую теплонапряженность, топливную экономичность и на улучшение параметров рабочего процесса двигателя.

При выходе судна на мелководье при фиксированном положении рейки топливных насосов высокого давления (ТНВД), вследствие увеличения сопротивления движению из-за повышенной турбулизации потока воды между дном реки и днищем судна, частота вращения главных двигателей падает, что ведет к падению давления наддува. Теплонапряженность дизелей при этом не уменьшается, а температура наддува при этом немного увеличивается, что ведет к дополнительной потере расхода воздуха через цилиндр. В холодное и умеренное время года атмосферные условия позволяют снимать повышенную теплонапряженность дизелей из-за понижения температур воздуха в машинном отделении (МО) и существует возможность регулировки температуры забортной воды в большом диапазоне. В жарких условиях работы, когда забортная вода на мелких участках прогревается до 28-30 °С, а температура воздуха в машинном отделении достигает 45-50 °С, воздействуя на параметры наддувочного воздуха на входе в цилиндр дизеля, приводит к значительному уменьшению коэффициента избытка воздуха α .

На рис. 1 показаны винтовые характеристики и основные параметры дизеля MWM TBD 440-8K т/х "Украина" на различных глубинах при

определенных, фиксированных положениях топливной рейки ТНВД. Из таблицы 1 видно, что эксплуатация дизеля на малой глубине под корпусом судна, при номинальном положении топливной рейки невозможна по причине повышенной теплонапряженности деталей, составляющих камеры сгорания, определяемой высокой температурой выхлопных газов. Для точки 3" необходимо уменьшить положение топливной рейки из-за опасности перегрева дизеля. Можно полагать, основываясь на опытных данных, что в зависимости отношения глубины фарватера H к осадке судна $T \left(\frac{H}{T} \right)$ при выходе судна на мелководье нагрузка увеличивается до 40% от номинальных значений.

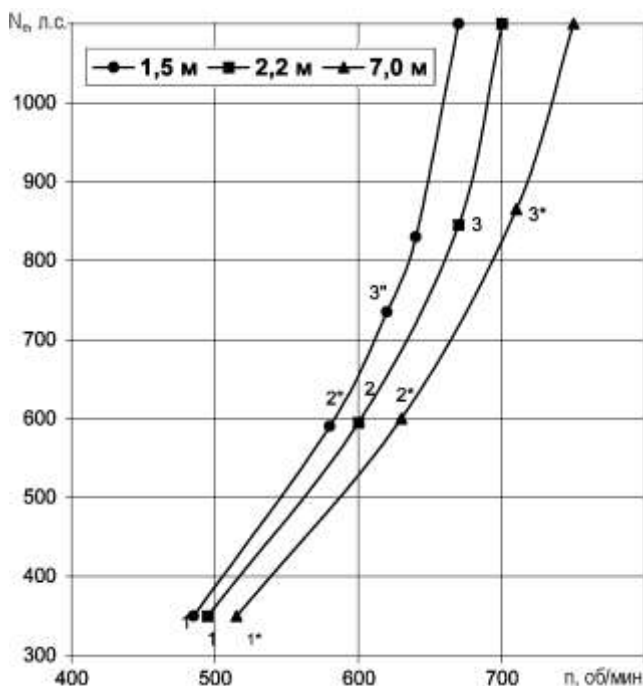


Рис. 1. Винтовые характеристики т/х «Украина» в зависимости от глубины фарватера

Большее влияние на индикаторную мощность оказывает температура окружающего воздуха, при повышении которой мощность двигателя снижается. Это обусловливается уменьшением плотности воздушного заряда и снижением индикаторного КПД за счет увеличения доли потерь тепла с выпускными газами и в охлаждающую воду.

Таблица 1. Параметры дизеля MWM TBD 440-8K при разных глубинах фарватера, фиксированном положении топливной рейки h и температуре забортной воды 25 °C

Показатель	Ед. изм.	1	1"	1*	2	2"	2*	3	3"	3*
h	мм	17	17	17	21	21	21	25	23	25
$T_{вг}$	°C	330	315	340	385	380	400	410	430	400
P_n	кгс/см ²	0,15	0,15	0,15	0,42	0,36	0,42	0,76	0,65	0,86
T_n	°C	39	39	32	40	41	33	40	44	36

Изменяя поток вентиляционного воздуха машинного отделения, направленного на турбокомпрессор дизеля MWM TBD 440-8K, при фиксированном положении топливной рейки $h=25$ мм и постоянной температуре охлаждающей воды охладителя наддувочного воздуха $t_{зв}=18^\circ\text{C}$, а также при большой глубине фарватера, в таблице 2 показано изменения температуры и давления наддувочного воздуха t_s , P_s и температуры выхлопных газов $t_{вг}$.

Таблица 2. Параметры дизеля MWM TBD 440-8K при большой глубине фарватера и фиксированном положении топливной рейки h и температуре забортной воды $t_{зв}$

Параметры	t_0 , °C				
	20	25	36	40	48
$t_{мo}$, °C	24	24	27	29	31
t_s , °C	34	34,5	35	36	40
P_s , bar	1.02	1.00	0.99	0.98	0.96
$t_{вг}$, °C	365	372	375	382	384
h , мм			25		
$t_{зв}$, °C			18		

При достаточно низких температурах охлаждающей воды и воздуха машинного отделения хорошо просматривается влияние температуры воздуха перед фильтром ГТН t_0 на рабочий процесс дизеля. Повышение температуры t_0 на 30 °C ведет к небольшому понижению частоты вращения вала двигателя и повышению общей теплонапряженности дизеля.

При работе главных двигателей в условиях мелководья и высокой температуры окружающей воды и забортной воды главной проблемой обслуживающего персонала стоит повышенная теплонапряженность дизелей. Уменьшение числа оборотов двигателя вследствие малой воды и соответственно увеличению нагрузки ведет к падению давления наддува при фиксированном положении топливной рейки ТНВД. Значимой дополнительной потерей давления воздуха является высокая температура забортной воды на мелких участках. Как правило, снижением по-

дачи топлива уменьшение температуры выхлопных газов и общей теплонпряженности дизеля добиться практически невозможно из-за еще большего падения давления наддува. Значимым фактором, влияющим на данную ситуацию, является регулировка температуры наддувочного воздуха.

При повышении температуры наддувочного воздуха значительно повышается термическая напряженность двигателя, так как температура рабочего цикла зависит от температуры начала сжатия в цилиндре, которая в свою очередь является функцией от температуры воздуха на впуске в цилиндр.

Благодаря регулируемому охлаждению наддувочного воздуха в воздухоохладителе, температура воздуха перед цилиндром T_s должна быть постоянной. В этом случае изменение плотности, а следовательно действительная масса заряда воздуха в цилиндре подчиняется линейной зависимости от давления наддувочного воздуха P_s .

Для оценки влияния охлаждения воздуха на величину индикаторного КПД η_i рассмотрим его зависимость от коэффициента избытка воздуха α , степени повышения давления при сгорании λ и от потерь теплоты в сечении и с выпускными газами.

Увеличение массового заряда воздуха вследствие охлаждения при сохранении цикловой подачи топлива приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха α и снижению температуры цикла. При неизменных условиях охлаждения двигателя снижение температуры цикла уменьшает количество теплоты, отводимой в стенки, и теплоты, уносимой с выпускными газами, что способствует увеличению η_i .

При достаточном охлаждении наддувочного воздуха понижение температуры цикла ведет к уменьшению теплоотдачи в охлаждающую воду и уменьшению доли теплоты, уносимой с выпускными газами, а значит, доля полезного использования теплоты двигателя возрастает, увеличивая его экономичность. Надо учитывать, что уменьшение температуры наддува однозначно связано и с уменьшением давления наддува, так как более низкая температура рабочего цикла уменьшает удельную располагаемую работу выпускных газов на турбине.

В нашем случае необходимо регулировать температуру рабочего цикла посредством регулировки температуры наддувочного воздуха, которая поможет дать определенный запас по тепловой напряженности дизеля в тяжелых эксплуатационных условиях. Варьируя значение температуры наддувочного воздуха в определенном диапазоне, необходимо найти оптимум с удовлетворительными значениями тепловых показателей и с разумными значениями топливной экономичности. Все это позволит обеспечить перераспределение показателей теплового баланса в

сторону повышения мощности двигателя, снять тепловую напряженность наиболее ответственных деталей и снизить расход топлива.

В зависимости от типа ГТН двигателей, их технического состояния и чистоты, а также от температуры окружающего воздуха на всасывании компрессора температура на выходе из компрессора может изменяться в широких пределах. На рис. 2 приведены температуры воздуха на выходе из компрессора при различных значениях температур на входе, КПД компрессора и степенью повышения давления.

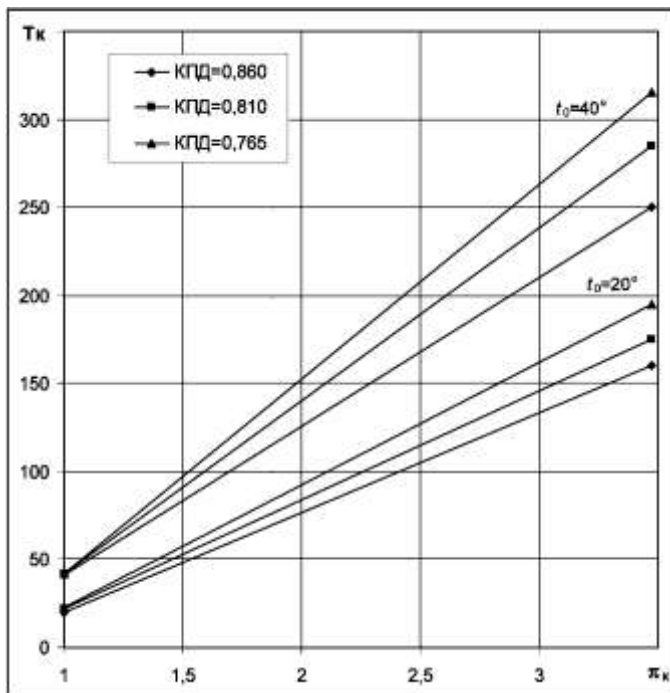


Рис. 2. Зависимость температуры воздуха на выходе из компрессора от температуры воздуха на входе в компрессор, КПД компрессора и от степени повышения давления

Для стабилизации температуры наддувочного воздуха и для увеличения диапазона регулировки необходимо проанализировать все пути, которые позволяют добиться желаемого результата, и выбрать из них оптимальный для конкретного случая.

Основными направлениями исследования могут быть увеличение теплообменной поверхности воздушных холодильников, увеличение производительности насосов охлаждения, увеличение эффективности работы теплообменного аппарата.

Для пассажирских речных судов типа «Украина» авторы предлагают модернизировать существующий теплообменный аппарат фирмы «Langerer & Reich» (рис 3), разделив его на две различные по размерам части. Меньшую из них предлагается запитать холодной водой системы кондиционирования. На судах данного типа агрегаты системы кондиционирования расположены в непосредственной близости от главных двигателей, что облегчает возможность такого подсоединения. На ресивер наддувочного воздуха предлагается установить регулятор температуры, который будет работать на контуре холодной воды кондиционирования отдельно от регулятора температуры воздуха, работающего на контуре забортной воды (рис. 4).

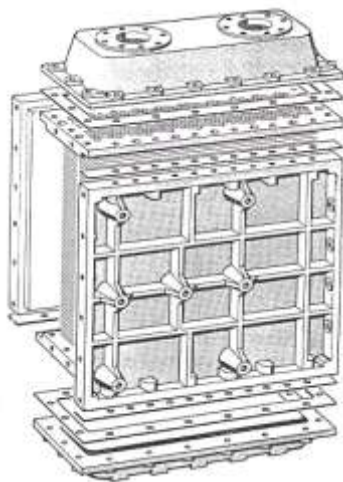


Рис. 3. Воздушный теплообменный аппарат фирмы «Langerer & Reich» дизеля MWM TBD 440-8K

При этом первый регулятор будет включаться тогда, когда второй будет открыт на охладитель воздуха для забортной воды на 85-90 %.

Полная схема установки с двухсекционным охладителем наддувочного воздуха показана на рис. 5

Для конструктивного расчета теплообменного аппарата обычно задаются начальные и конечные параметры теплоносителей, и находится необходимая площадь поверхности теплообмена [1]. Для нашего случая расчет будет обратным. Зная площади поверхностей двух секций теплообменника и начальные параметры теплоносителей, найдем КПД теплообменников для возможного диапазона регулировки температуры воздуха наддува.

Основу теплового расчета теплообменного аппарата составляют уравнение теплового баланса

$$\Phi = m_{\tau 1} c_{pm1} t_1' - t_1'' = m_{\tau 2} c_{pm2} t_2'' - t_2' \quad (1)$$

или

$$\Phi = m_{\tau 1} i_1' - i_1'' = m_{\tau 2} i_2'' - i_2' ,$$

где Φ — тепловой поток; $m_{\tau 1}, m_{\tau 2}$ — массовый расход воздуха и воды; c_{pm1}, c_{pm2} — средняя удельная теплоемкость при постоянном давлении

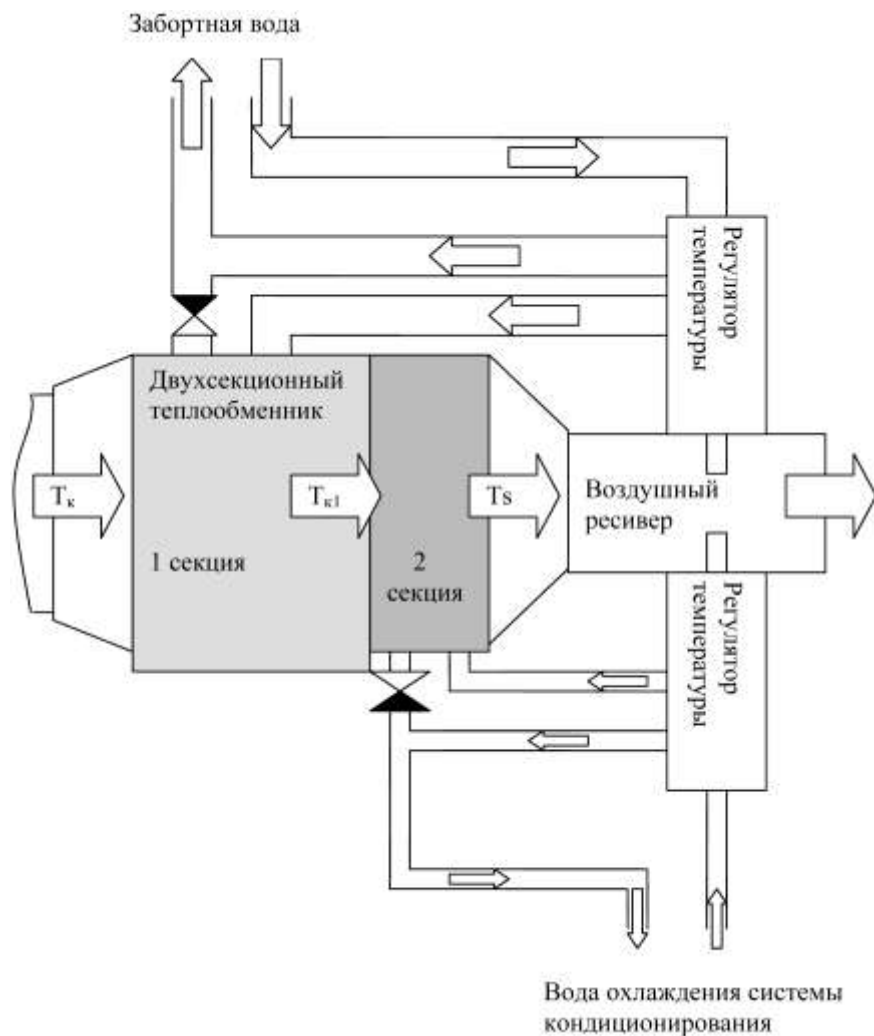


Рис. 4. Двухсекционный теплообменник охлаждения наддувочного воздуха

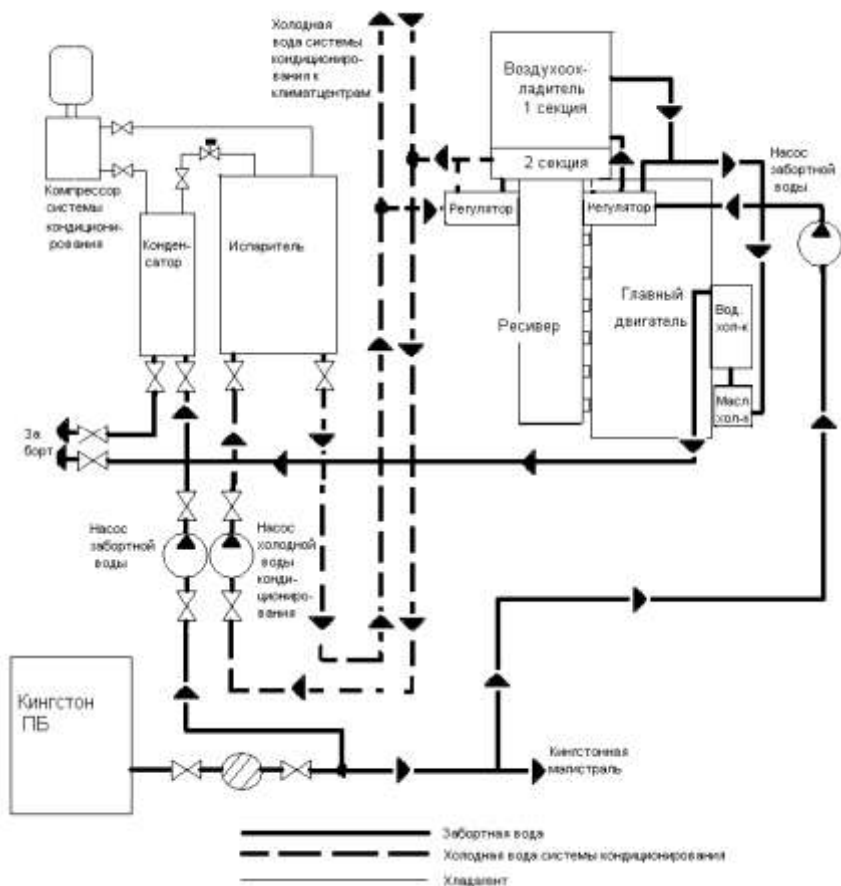


Рис. 5. Схема охлаждения наддувочного воздуха

воздуха и воды; t_1', t_2' — температура воздуха и воды на входе в теплообменник; t_1'', t_2'' — температура воздуха и воды на выходе из теплообменника; i — удельная энтальпия теплоносителей.

Уравнение теплопередачи

$$\Phi = kF\Delta t_m, \quad (2)$$

где k — коэффициент теплопередачи; F — площадь поверхности теплообмена; Δt_m — средняя разность температур (температурный напор).

При дополнительном охлаждении воздуха в жаркое время года встает вопрос о возможности использования влажного воздуха в камере сгорания, т.к. температура холодного наддувочного воздуха будет го-

раздо ниже температуры точки росы водяных паров при температуре и относительной влажности машинного отделения.

За многие годы применения дизелей в судовой практике сложилось мнение, что присутствие воды в топливе либо в наддувочном воздухе недопустимо из-за отрицательного воздействия влаги на рабочую поверхность втулок цилиндров. Частицы воды вызывают разрушение масляной пленки на трущихся поверхностях и создают условия для усиленного изнашивания цилиндропоршневой группы.

Одновременно с этим мнением на протяжении многих лет ведутся работы по применению воды в качестве добавки к топливам для улучшения качества его сгорания. Этот способ пока не нашел широкого практического применения из-за трудности в приготовлении и поддержании перед впрыском водотопливных эмульсий с необходимой пропорцией и дисперсностью глобул воды.

Улучшение сгорания топлива объясняются несколькими причинами [5]. Неполнота сгорания в значительной мере определяется догоранием во время расширения укрупненных капель распыленного топлива, которые концентрируются на периферии камеры сгорания. Если недалеко от этих капель будут находиться небольшие капли воды, то при подогреве, в результате "микровзрывов", эти капли будут дробиться на мельчайшие частицы, которые, испаряясь, образуют достаточно активные частицы, необходимые для воспламенения и сгорания топлива. При таком процессе распыливания и дополнительного дробления центры возникновения и развития пламени равномерно распределяются в объеме камеры сгорания, и вся порция поданного в цилиндр топлива сгорает с большей полнотой.

При росте температуры цикла практически химически нейтральный азот становится активным и способным вступать в реакцию с кислородом, образуя окислы азота NO_x . Это химическое вещество является ядовитым и оказывает очень вредное действие на окружающую атмосферу. Также NO_x связывает кислород воздушного заряда, чем создает кислородное голодание для окисления углеводородов топлива. Следующая причина к применению водотопливных эмульсий заключается в том, что при попадании влаги максимальное давление сгорания и температура цикла снижаются, что снижает количество образующегося химически активного азота и создает более благоприятные условия для полного сгорания топлива.

Как показали эксперименты [2], применение водотопливных эмульсий, где количество воды достигает 20-25%, позволяет снизить содержание NO_x до 50%, уменьшить нагарообразование на 40% [3], а на основании проведенных лабораторных и эксплуатационных исследований,

износ основных деталей ЦПГ существенно не возрастает по сравнению с обычными режимами работы.

Основываясь на исследованиях применения водотопливных эмульсий, можно сказать, что дополнительное охлаждение наддувочного воздуха, которое ведет к его увлажнению, добавит преимущество в использовании двухсекционного теплообменника наддувочного воздуха. Влага, входящая в камеру сгорания, нагреваясь, испаряется, образуя активные частицы, улучшая процесс сгорания и дополнительно снижая температуру, уменьшая выброс окислов азота. Так, при уменьшении температуры наддувочного воздуха с 80 °С до 40 °С выброс окиси азота снижается почти вдвое [4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баскаков А.П. и др. Теплотехника. – М.: Энергоиздат, 1982. – 264 с.
2. Лебедев О.Н., Сомов В.А., Сисин В.Д. Водотопливные эмульсии в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1988. – С. 50-56, 93, 81.
3. Воржеев Ю.И., Гимбутис К.К. Об использовании водотопливных эмульсий в судовых дизелях // Судостроение, 1985. – № 7. – С. 18-22
4. Калкин Ю.И., Возницкий И.В. и др. Эксплуатация судовых дизельных установок. – М.: Транспорт, 1996. – 432 с.
5. Большаков В.Ф., Фомин Ю.Ф., Павленко В.И. Эксплуатация судовых среднеоборотных дизелей. – М.: Транспорт, 1983. – 160 с.

УДК 536.248.2:532.529.5

Дорошенко А.В., Корейша О.В., Лисин В.В.
ОГАХ, ОНМА

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ В СУДОВЫХ СИСТЕМАХ ТЕРМОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Открытый абсорбционный цикл обеспечивает новые возможности для создания перспективного поколения судовых холодильных систем и систем кондиционирования воздуха [1-3]. Оптимально в подобных системах использование комбинированного греющего источника [4], интегрирующего разнохарактерные источники низкопотенциального тепла, при обязательной составляющей солнечной энергии.

Преимущества рассматриваемых систем — экологическая чистота и малое потребление энергии — сопряжены с проблемами, естественным образом присущими этой новой технике: значительными габаритами теплообменной аппаратуры в связи с малыми движущими силами процессов; необходимостью обеспечить малые сопротивления движению потоков через ТМА, что, с учетом значительного количества аппаратов, входящих в систему (рис. 1), представляет понятные трудности.

Снижение габаритов и сопротивления аппаратуры авторы решают двумя путями: использованием ТМА пленочного типа с многоканальными насадочными структурами, что обеспечивает компактность и переходом к ТМА совмещенного типа, когда в пределах одного аппарата реализуются сразу несколько процессов, основной и вспомогательный. Это значительно сокращает число ТМА в схеме.

Пленочные ТМА, в качестве основного решения для аппаратов альтернативных систем, оптимальны. В них используется многоканальная насадка, раздельное движение контактирующих потоков, что минимизирует аэродинамическое сопротивление, при достаточно высокой эффективности протекания процессов теплообмена. По вертикальным продольно или поперечно гофрированным поверхностям стекает жидкостная пленка, а внутри каналов движется поток газа. Дополнительная интенсификация обеспечивается использованием регулярной шероховатости рабочих поверхностей. На основании многолетних теоретических и экспериментальных исследований авторов [5], при создании ТМА для альтернативных систем, можно рекомендовать следующие величины геометрических параметров: величина эквивалентного диаметра каналов насадки (как в галетном, так и в межгалетном пространстве выбирается идентичной) $d_e = 20 - 25$ мм; параметры основного гофрирования рабочих поверхностей — шаг гофра $P = 10-16$ мм; высота гофра $E = 6-9$ мм; параметры регулярной шероховатости (РШ) ра-

бочих поверхностей — шаг $p = 10\text{--}15$ мм; оптимальный параметр шероховатости $p/e = 12,4$.

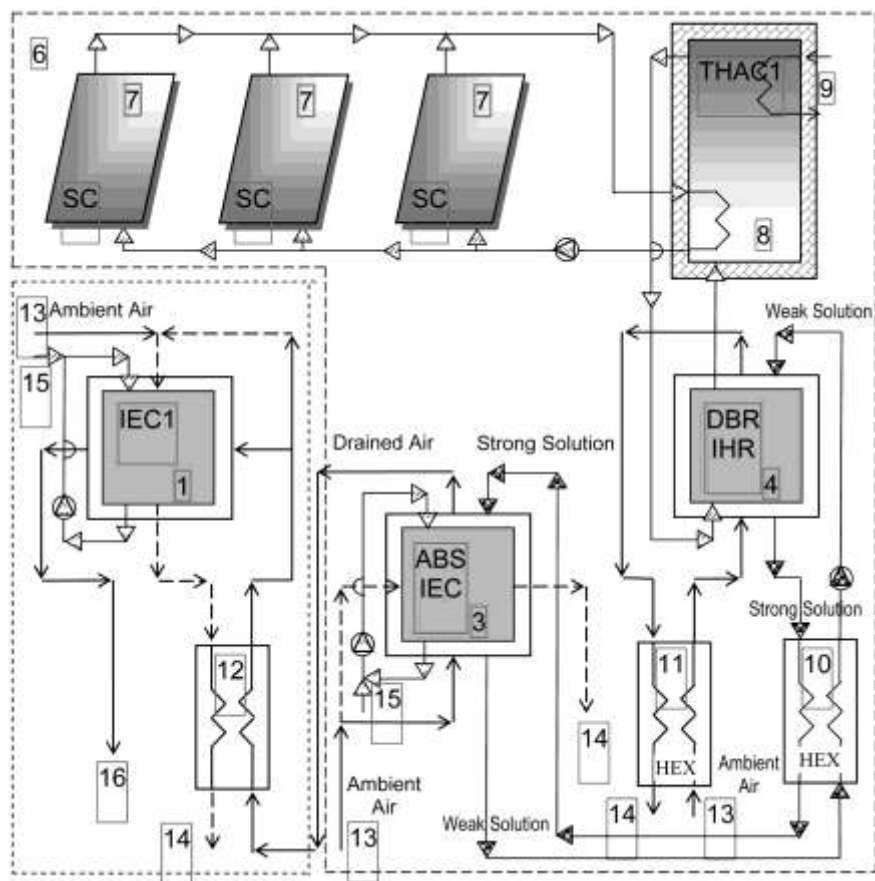


Рис. 1. Принципиальная схема судовой солнечной системы термовлажностной обработки воздуха: 1 — не прямой испарительный охладитель; 3 — абсорбер; 4 — десорбер; 7 — солнечный коллектор; 8 — бак-теплоаккумулятор; 9 — дополнительный источник энергии (тепла); 10-12 — теплообменники; 13 — наружный воздух; 14 — выбрасываемый в среду воздух; 15 — рециркулирующая вода.

Поперечноточная схема движения контактирующих потоков обеспечивает удобство взаимной компоновки многочисленных ТМА в едином блоке оборудования, снижая количество необходимых «разворотов» воздушных потоков (обеспечивая «линейность» схемы сквозного движения потоков воздуха через ТМА). Это позволяет уменьшить число вентиляторов в схеме [4, 6-7] и снизить их энергопотребление.

Примером такого рационального совмещения основных и вспомогательных процессов в едином ТМА могут служить все основные аппараты схемы (см. рис. 1): непрямой испарительный охладитель НИО (1) в охладительной части альтернативной системы кондиционирования воздуха (АСКВ), абсорбер АБР (3) и десорбер ДБР (4), в осушительной части схемы. Их устройство в целом идентично, причем и вышеприведенные рекомендации относительно выбора геометрии рабочих поверхностей и ТМА также совпадают, то есть все основные ТМА альтернативных систем могут быть унифицированы, что обеспечивает единство технологических операций при их изготовлении.

В непрямом испарительном охладителе НИО основным является процесс охлаждения основного воздушного потока при неизменном влагосодержании, реализуемый в «сухой» части аппарата, внутри «галет». Этот процесс обеспечивается испарительным охлаждением, рециркулирующей через каналы «мокрой» части НИО, воды во вспомогательный воздушный поток в межгалетном пространстве аппарата. Охлажденная водяная пленка отводит тепло от основного воздушного потока через тонкую теплопроводную стенку. Оба процесса протекают одновременно в одном многоканальном аппарате НИО, но в его чередующихся каналах. Схема контакта потоков воды и воздуха в «мокрой» части НИО противоточная; основного и вспомогательного воздушных потоков поперечноточная. Выполненные ранее исследования позволили рекомендовать: соотношение основного и вспомогательного воздушных потоков $G_o/G_{вс} = 1,0$; соотношение расхода рециркулирующей воды через «мокрую» часть НИО и вспомогательного воздушного потока $G_{ж}/G_{вс} = 0,2$.

В абсорбере АБР основным является процесс осушения воздушного потока, поступающего в дальнейшем в охладительную часть АСКВ стекающей по наружной поверхности галет пленкой абсорбента (крепкий раствор). Этот процесс реализуется в межгалетном пространстве. Внутри галет вспомогательный воздушный поток во взаимодействии с водяной пленкой, обеспечивает ее испарительное охлаждение, и, тем самым, теплоотвод от основной рабочей части ТМА, где, при абсорбции влаги из осушаемого воздушного потока, выделяется тепло. В схемах, анализированных нами ранее, в статье [6-7], для охлаждения абсорбера использовалась градирня и теплообменник. Абсорбер с внутренним испарительным теплоотводом, таким образом, четырехпоточный, в нем два воздушных потока: основной и вспомогательный, и два жидкостных — рециркулирующие через испарительную часть АБР вода и абсорбент. Это порождает дополнительные технологические задачи: разводку всех четырех потоков и герметизацию рабочих полостей в осушительной и ох-

ладительной частях аппарата. Но в целом, аппараты НИО и АБР устроены идентично и содержат теплообменные элементы «галеты», размещенные внутри аппарата, так что основной и вспомогательный процессы протекают в нем одновременно. Схема контакта воздушных потоков поперечноточная, в осушительной части поперечноточная между воздухом и стекающей пленкой абсорбента; в охлаждающей части противоточная, между воздухом и стекающей водяной пленкой. Десорбер устроен совершенно аналогично. Процессы десорбции в нем протекают в регенеративной (восстановительной) части аппарата, в его межгалетном пространстве, при взаимодействии стекающей пленки абсорбента (слабый раствор) и воздушного потока, выносящего из аппарата влагу, а подвод необходимого для десорбции тепла обеспечивается горячей водой, поступающей внутрь галет. В схемах, анализированных нами ранее, в статье [6-7], для нагрева абсорбента использовался теплообменник.

Таким образом, переход к ТМА совмещенного типа позволяет исключить из схемы градирню и два теплообменника. Дополнительно, как показали ранее выполненные исследования, отпадает необходимость и в прямом испарительном охладителе. Это существенно уменьшает общие габариты охладительного блока и его энергопотребление.

Анализ характеристик рабочих тел в качестве абсорбентов для разрабатываемых систем [8] показал перспективность растворов $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$ (LiBr), $\text{LiBr} + \text{LiNO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ (LiBr^+) и $\text{LiBr} + \text{ZnCl}_2 + \text{CaBr}_2 + \text{H}_2\text{O}$ (LiBr^{++}), причем LiBr^{++} является наиболее предпочтительным. Он обладает высокой растворимостью и низкой коррозионной активностью. Раствор LiBr^{++} использован в настоящей части исследования. Ориентировочный рабочий интервал концентраций составляет 65-70%.

Для рассмотренного достаточно широкого диапазона начальных параметров воздуха альтернативная система вполне обеспечивает получение комфортных параметров воздуха испарительными методами, не прибегая к парокомпрессионному охлаждению [6-9], и может при этом опираться только на солнечную энергию, как основной греющий источник, обеспечивающий регенерацию абсорбента в гелиосистеме с плоскими солнечными коллекторами (расчетная температура регенерации составляет 55-93 °С и вполне может быть обеспечена плоскими СК, разработанными в НПФ "Новые технологии" и выпускаемыми для горячего водоснабжения).

Новые системы, базирующиеся на совмещении традиционных и альтернативных (солнечного) источников энергии, могут носить комбинированный характер, как по источнику энергии, так и по области практического использования в судовых энергосистемах (охлаждение, конди-

ционирование, осушение воздушного потока). Они обладают и малым энергопотреблением и экологической чистотой применяемых решений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Lamp P., Ziegler F. European research on solar-assisted air conditioning // Int. J. Refrig. – 1998. – Vol. 21. – No. 2. – P. 89-99.
2. Hellman H.M., Grossman G. Simulation and analysis of an open-cycle dehumidifier-evaporator (DER) absorption chiller for low-grade heat utilization // Int. J. Refrig. – 1995. – Vol. 18. – No. 3. – P. 177-189.
3. Lowenstein A., Liquid desiccant air-conditioners: An attractive alternative to vapor-compression systems // Oak-Ridge Nat. Lab/Proc. Non-fluorocarbon Refrig. Air-Cond. Technol. Workshop. Breckenridge, CO, US. – 1993, 06.23-25. – P. 133-150.
4. Дорошенко А.В., Концов М.М., Поберезкин А.А. Альтернативные холодильные и кондиционирующие системы с комбинированным греющим источником // Холодильная техника и технология. – 2000. – Вып. 69. – С. 47-56.
5. Дорошенко А. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Дисс. ... докт. техн. наук. – Одесса, 1992.
6. Поберезкин А.А., Смоляная И.А., Дорошенко А.В., Кириллов В.Х., Альтернативные системы кондиционирования воздуха на основе открытого абсорбционного цикла // Холодильная техника и технология. – 1999. – Вып. 64. – С. 34-47.
7. INTAS PROJECT, Reference Number: INTAS-96-1730 "Alternative Refrigerating, Heat-Pumping and Air-Conditioning Systems on the basis of the open absorption cycle and Solar Energy". 1998.
8. Koltun P., Doroshenko A.V., Poberezkin A.A., Smolyanaya I.A., Simulation of working processes in alternative cooling and air-conditioning systems on the basis of the open absorption cycle // 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF. – Sydney, 1999.
9. Дорошенко А.В., Концов М.М., Карачарова И.В. Рабочие вещества открытых абсорбционных холодильных и кондиционирующих систем // Холодильн. техника и технол. – 2000. – Вып. 73. – С. 28-33.

УДК 621.431.74

Луковцев В.С., Юхименко С.В.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА С ПЕРЕГРУЗКОЙ 10%

При эксплуатации судовых электроэнергетических установок (СЭЭУ) часто возникают ситуации, когда при внезапном набросе нагрузки на судовой дизель-генератор (ДГ) свыше 10 % его номинальной мощности происходит длительное снижение частоты, достигающее опасных пределов, что приводит к тяжелым последствиям [1].

Поставлена задача исследовать поведение ДГ в режиме работы с перегрузкой на 10% методом моделирования с целью определения, каким путем можно вывести СЭЭУ из этого ненормального состояния.

Для того чтобы смоделировать работу СЭЭУ в ненормальном режиме, были использованы пакеты Simulink и SimPowerSystem программы MATLAB при следующих исходных данных:

1. Два параллельно работающих дизель-генератора (ДГ) мощностью по 325 kVA каждый, напряжением 400 V, частотой 50 Hz. Через 8 с один из ДГ отключается.

2. Эквивалентная нагрузка 275 кВт активной и 150 кВАр реактивной мощности; два асинхронных электродвигателя (АД) по 75кВт с частотой вращения вала 1484 об/мин; напряжением 400V. Нагрузка на АД представлена механической характеристикой насоса $M_c = 0,13 + 0,905 \omega^2$, где ω — частота вращения в о.е. Нагрузка при номинальной частоте вращения составляет 400 Н.

3. Ограничение максимального относительного напряжения возбуждения у синхронных генераторов (СГ) типа ГМС составляет 4.

4. При моделировании введен максимальный шаг моделирования 1/60.

В качестве синхронного генератора взят блок Synchronous Machine pu Fundamental, что реализует модель в относительных единицах (p.u). Тип ротора — Round (неявнополюсный).

Автоматические выключатели моделируются блоком 3_Phase Breaker с внутренним управлением (флажок External control of switching times снят). Параметры рубильников R_p и C_p установлены в положение «100» и «inf» соответственно.

Нагрузка на валу АД моделируется блоком Step, сигнал с которого поступает на вход T_m двигателя в момент его подключения к сети. Для сокращения времени моделирования использован режим Accelerator.

После составления модели перед запуском моделирования надлежит провести инициализацию системы с помощью блока Powergui. При

этом начальные условия асинхронного двигателя должны быть нулевыми, поскольку его пуск осуществляется в процессе моделирования.

Порядок действий:

1. В главном окне MATLAB открыть *M*-файл, ввести: $KA=200$, $a1=0.01$, $a2=0.02$, $a3=0.2$.
2. Запустить *M*-файл (меню Debug\Run).
3. В окне MATLAB 6.5 открыть *mdl*-файл.
4. Запустить модель.

В процессе симуляции судового дизельного генератора в среде Simulink/MATLAB были сняты выходные характеристики напряжения и частоты, представленные в виде графиков при набросе нагрузки более чем на 10% выше номинальной.

Схема моделирования приведена рис. 1, результаты моделирования на рис. 2-5. Первые 8 с характеризуют процессы, какие происходят в электрической сети во время пуска.

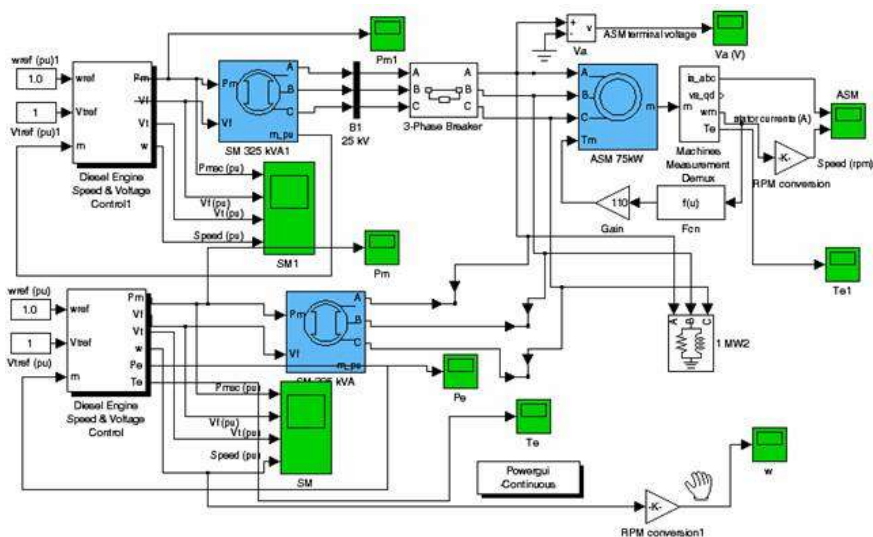


Рис. 1. Схема моделирования процесса перегрузки ДГ на 10% с помощью Simulink/MATLAB

Установлено, что нагрузка с отключившегося дизеля переходит на работающий дизель в течение 2 секунд. Дизель берет на себя дополнительную мощность, уменьшается частота вращения (рис. 2).

Первый провал частоты достигает $0,78 \omega_{\text{ном}}$ за время 0,6 с после отключения ДГ, далее включается в работу регулятор и провал становится $0,87 \omega_{\text{ном}}$ за время 2 с после отключения. После этого скорость сниже-

ния частоты вращения дизеля уменьшается. Мощность, отдаваемая генератором в сеть, снижается и достигает $0,75 P_{\text{ном}}$ за время 0,45 с (рис. 5).



Рис. 2. Изменение частоты вращения ДГ при перегрузке 10%

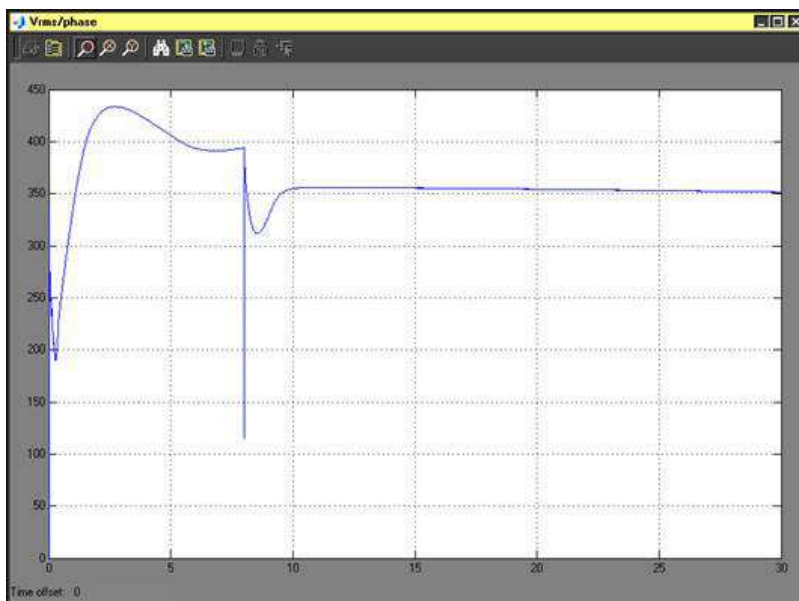


Рис. 3. Изменение напряжения генератора

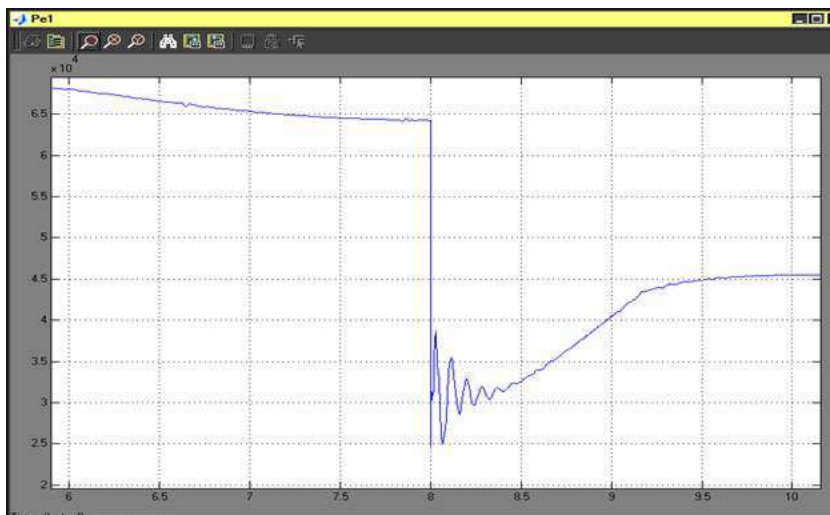


Рис. 4. Изменение мощности АД при пониженной частоте и напряжении



Рис. 5. Изменение мощности на генераторе при перегрузке

Электромагнитный момент СГ в момент отключения генераторного автомата резко возрастает, при этом происходит резкое снижение на-

пряжения в системе до 315 В за время 0,6 с (время соответствует времени пикового провала частоты). После этого напряжение восстанавливается и стремится к 350 В. Напряжение генератора не форсируется из-за насыщения магнитной цепи возбуждения.

В момент отключения генераторного автомата происходит снижение потребляемого тока и снижение частоты вращения АД, связанное с переходом АД в генераторный режим (рис. 4). Электромагнитный момент АД в момент отключения генераторного автомата резко падает, затем восстанавливается на меньшее значение (связано с низким напряжением сети). Провал частоты вращения АД составляет 122 рад/с за время 0,6 с, после чего она стремится к 135 рад/с.

ВЫВОДЫ

1. Результаты моделирования показали что, если перегрузка ДГ окажется свыше 10%, происходит резкое снижение частоты сети, которое приводит к уменьшению потребляемой мощности основных потребителей – асинхронных электродвигателей. ДГ не останавливается, а переходит к новому установившемуся режиму при частоте порядка 0,7 номинальной и нагрузкой около 0,75 номинальной, что является недопустимым. т.к. при этом возрастает потребляемая реактивная мощность, снижающая напряжение в сети ниже допустимого.

2. Моделирование подтвердило неэффективность защиты генератора от перегрузки (защита Мейера) в этом режиме, которая не успевает сработать, поскольку при резком увеличении нагрузки на ДГ его ток и мощность сначала возрастают, но затем с уменьшением частоты они уменьшаются быстрее, чем успеет сработать защита (6-10 с). Защита по перегрузке успевает вернуться в исходное состояние, не отключив второстепенные потребители и не разгрузив перегруженный генератор.

3. Для выхода из ненормального режима перегрузки в системе управления СЭУ должна быть предусмотрена функция частотной разгрузки ДГ, а для возможных случаев ее неэффективного применения следует предусмотреть запуск и включение на шины главного распределительного щита резервного дизель-генератора методом самосинхронизации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Луковцев В.С. Технические причины аварии теплохода «Лубны» // Судовождение: Сб. науч. трудов. - ОГМА. – Вып. 4.- Одесса: Лат-стар, 2002. - С. 58-63.
2. Лазарев Ю. Моделирование процессов и систем в MATLAB. Учебный курс. – СПб: Питер-пресс, 2004. – 263 с.

УДК 681.586.773:537.228.1

Никольский В.В., Багдасарян Л.Б.
ОНМА, НПО «Пищепромавтоматика»**ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОПЛИВ И МАСЕЛ,
ИСПОЛЪЗУЕМЫХ В СЭУ**

В [1, 2] рассмотрен ряд конструкций пьезоэлектрических вискозиметров, выполненных на прямоугольных, круглых и цилиндрических пьезокерамических биморфных элементах, которые позволяют измерять вязкость ньютоновских жидкостей. Однако, для применения в судовых энергетических установках эти конструкции не пригодны для измерения вязкости тиксотропных жидкостей.

В [3] приводится конструкция ротационного вискозиметра для проведения лабораторных испытаний, в котором с целью расширения диапазона измерения и получения возможности регулирования сдвиговых деформаций применена ременная передача с набором шкивов. Полученная конструкция является достаточно громоздкой.

Для расширения диапазона измерений ротационным вискозиметрам необходимо либо менять измерительные зонды, либо менять двигатель, либо использовать редуктор. Известно, что использование ременной или редукторной передачи в измерительных устройствах крайне негативно влияет на точность измерения. Это обусловлено неустранимыми аддитивными помехами, вносимыми элементами передачи. Переход на качественно новый уровень возможен благодаря использованию пьезоэлектрического привода (ПП). В [4 - 6] используется привод на основе пьезо манипуляторов и линейных пьезодвигателей.

Ниже приводится описание конструкции вискозиметра на соосных цилиндрах с ПП, кинематическая схема которого представлена на рис. 1.

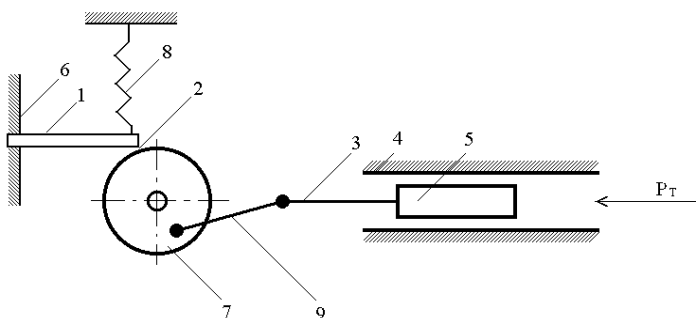


Рис. 1. Кинематические схемы вискозиметров на соосных цилиндрах: 1 — пьезорезонатор; 2 — точка касания; 3 — шток; 4 — неподвижный цилиндр; 5 — подвижный цилиндр; 6 — корпус; 7 — ротор; 8 — прижимная пружина; 9 — шатун

В состав вискозиметра входят триботехнический узел, пьезоэлектрический нереверсивный двигатель с пассивным ротором [7, 8, 9] и кривошипный механизм. На рис. 2 представлена фотография макета вискозиметра. Триботехнический узел выполнен на основе распылителя форсунки с зазором 15 мкм, в который впресован штуцер для подачи жидкости.

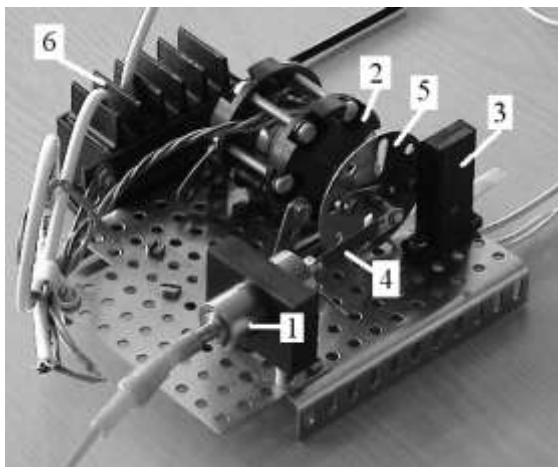


Рис. 2. Макет вискозиметра на соосных цилиндрах с пьезоэлектрическим приводом: 1 — неподвижный цилиндр; 2 — пьезоэлектрический двигатель; 3 — оптопара; 4 — шатун; 5 — диск с метками; 6 — преобразователь напряжения

Через входной штуцер поступает вязкая среда, заполняя пространство между подвижным и неподвижным цилиндром. На пьезоэлектрический двигатель подается управляющее напряжение частотой 57 кГц и амплитудой в диапазоне от 200 до 900 В при помощи преобразователя постоянного напряжения, питаемого от источника постоянного напряжения +24 В. При помощи диска с метками и оптопары производится измерение частоты вращения ротора двигателя.

Для оценки процессов, протекающих в разработанном вискозиметре, были приняты следующие теоретические ограничения и допущения.

Коэффициент вязкости «ньютоновской» жидкости определяется из следующего соотношения:

$$\eta = \frac{F_{TP} / S}{\Delta V / \Delta h},$$

где F_{TP} — сила внутреннего трения, $\Delta V / \Delta h$ — градиент скорости, S — площадь поверхности внутреннего цилиндра, Δh — толщина слоя. S и Δh — постоянные величины.

F_{TP} пропорциональна мощности P пьезодвигателя и определяется, как

$$P = F_{PP} \times V_{PP},$$

где F_{PP} – усилие и V_{PP} – скорость, развиваемые концом пьезорезонатора (ПР) и зависящие от амплитуды U_M и частоты колебаний f управляющего напряжения. Так как работа ПР осуществляется на частоте резонанса и является величиной постоянной для конкретного типа двигателя, то F_{PP} и V_{PP} зависят от U_M .

Известные соотношения для кривошипного механизма позволяют определить по угловой скорости вращения ротора ω пьезодвигателя линейную скорость поршня и, соответственно, скорость сдвига слоев ΔV .

Исходя из выше сказанного, можно сделать вывод, что коэффициент вязкости жидкости η пропорционален отношению U_M/ω . В то же время, отношение U_M/ω является механической характеристикой пьезодвигателя, позволяющей установить момент сопротивления $M_{сопр}$, на основании чего можно утверждать, что $M_{сопр}$ является аналогом η , а механическая характеристика пьезодвигателя в составе вискозиметра соответствует реологической кривой исследуемой жидкости.

Кроме того, отличительной особенностью пьезодвигателей является идентичность механической характеристики на частоте резонанса для всех типов. Так, на рис. 3 представлена механическая характеристика пьезодвигателя с пассивным ротором при постоянных значениях момента сопротивления.

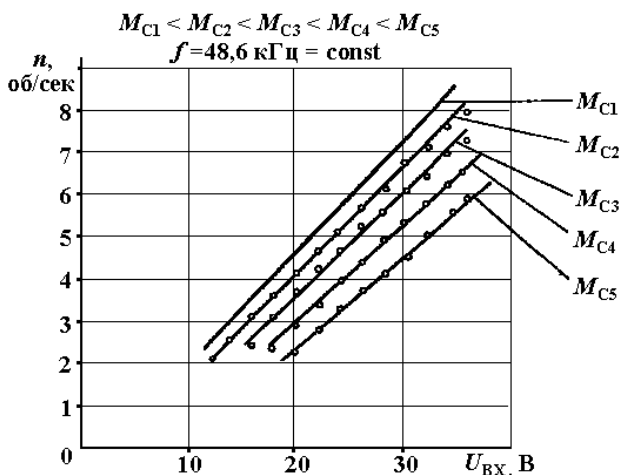


Рис.3. Механическая характеристика нереверсивного пьезодвигателя

Для обработки информации был использован частотомер.

Проведенные эксперименты показали достаточно полное соответствие принятой теоретической базы и результатов натурных испытаний.

Для проведения эксперимента были отобраны следующие жидкости: масла вязкостью 154 и 90 стокс, масло для автоматических трансмиссий Dexron 3; спирт; дизельное топливо и смесь дизельного топлива и масла 154 стокса в процентном соотношении 80:20. Измерение вязкости масел проводились при температуре $+20^{\circ}\text{C}$.

По полученным данным была построена механическая характеристика для масел (рис. 4) и дизтоплива (рис. 5).

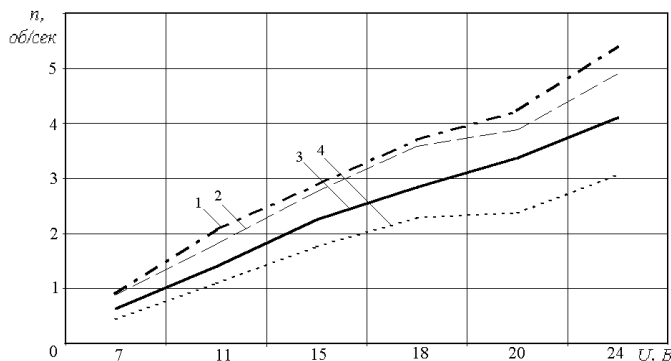


Рис. 4. Механическая характеристика вискозиметра при измерении вязкости масел: 1 — Dexron 3; 2 — 90 стокс; 3 — спирт; 4 — 154 стокс

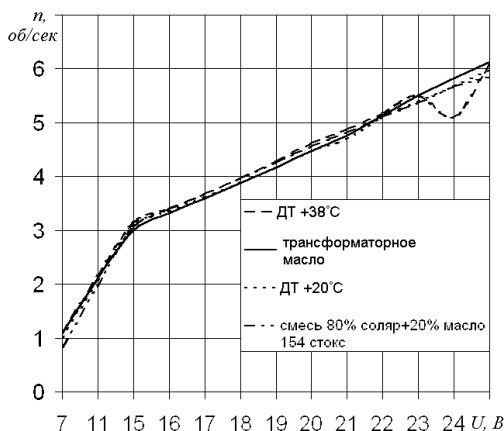


Рис. 5. Механическая характеристика вискозиметра при измерении вязкости дизтоплива, трансформаторного масла

Кроме того, оценка работы ПП позволяет прогнозировать его двойное использование: применение ПП в качестве датчика нагрузочного момента открывает возможность реализации измерения усредненной вязкости в широких диапазонах от 10 до 190 стокс. Применение стандартного распылителя в качестве соосных цилиндров позволяет приблизить процессы в вискозиметре к реальным процессам в плунжерных парах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Джагунов Р. Г., Ерофеев А. А. Пьезоэлектронные устройства вычислительной техники, систем контроля и управления: Справочник / - СПб.: Политехника, 1994. - 608 с.
2. Плавинский Е.Б., Никольский В.В., Цубенко А.С. Пьезоэлектрический вискозиметр // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. - Одесса: ОНМА, 2003. - Вып. 8. - С. 130 - 132.
3. Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые энергетические установки: научн.-техн. Сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.
4. Нікольський В.В. Деклараційний патент України, МКІ 7 G01N11/10 Вискозиметр. - № 2003054350; Заявл. 15.05.2003; Опубл. 15.01.2004, Бюл. №1
5. Нікольський В.В. Деклараційний патент України, МКІ 7 G01N11/10 П'єзоелектричний віскозиметр. - № 2003109671; Заявл. 28.10.2003; Опубл. 15.09.2004, Бюл. №9.
6. Нікольський В.В. Деклараційний патент України, МКІ 7 G01N11/10 Вискозиметр. - № 20031211819; Заявл. 18.12.2003; Опубл. 15.11.2004, Бюл. №11.
7. Коваль В.С., Лавриненко В.В., Тишко О.О., Хорунжий В.М. П'єзоелектричний двигун та спосіб його виготовлення. Патент України № 69663А, від 2004.
8. Коваль В.С., Лавриненко В.В., Левицкий О.В. Пьезоэлектрический двигатель, Патент России, № 1820820, 1997.
9. Коваль В.С., Лавриненко В.В., Левицкий О.В. П'єзоелектричний двигун, Патент України № 20182, 1997.

УДК 621.431.74.03

Половинка Э.М., Бузовский В.А.
ОНМА

ИЗМЕНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ТОПЛИВА В ПРОЦЕССЕ ВПРЫСКИВАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

Как показано в ряде работ [1-5] в результате выделения из топлива растворённого воздуха при разрывах сплошности на отдельных этапах впрыскивания в системе топливоподачи дизелей формируется двухфазная среда из топлива и пузырьков воздуха. Известно также, что исторически развитие систем топливоподачи связано с компрессорным распыливанием, когда в цилиндр подавалась смесь топлива и воздуха. Эксперименты по применению топливовоздушной смеси в дизелях проводились и в наше время [6].

Имеется также современный опыт промышленного использования топливовоздушной смеси в дизелях. Речь идёт о системах впрыскивания двигателей фирмы Камминс [7-10], использующих насос-форсунки открытого типа. В них формируется смесь топлива с воздухом, поступающим из цилиндра на ходе сжатия. Полученная смесь впрыскивается на рабочем ходе плунжера.

Присутствие воздуха в топливе изменяет сжимаемость последнего и оказывает тем самым влияние на процесс топливоподачи и качество распыливания.

Процесс впрыскивания смеси из-за особых ее физических свойств имеет специфические отличия от общепринятого.

Для оценки свойств рабочего тела системы впрыскивания используем модель однородной газожидкостной смеси [7] со следующими допущениями (по аналогии с воздушно-водяными смесями [11]):

- 1) смесь дизельного топлива с воздухом представляет собой однородную среду, в которой пузырьки воздуха имеют малые размеры и равномерно распределены по всему объему топлива;
- 2) топливо является несжимаемой жидкостью;
- 3) состояние газа подчиняется характеристическому уравнению идеального газа;
- 4) при истечении смеси скорости жидкой и газовой фаз одинаковы;
- 5) жидкая и газовая фазы находятся в тепловом равновесии.

При неизменной массовой концентрации компонентов в процессе сжатия и расширения смеси массой $M_{см}$ для объемной доли топлива в смеси справедливо:

$$\delta_m = q / V_{см} = 1 / \left[1 + \left[\varepsilon / (1 - \varepsilon) \right] \rho_m / \rho_v \right], \quad (1)$$

где $V_{см}$ — объем смеси; q — объем топлива; ε — массовая доля воздуха в смеси.

$$\varepsilon = M_B / (M_B + M_m) = M_B / M_{см},$$

где M_B и M_m — массы компонентов воздуха и топлива.

Плотность смеси зависит от объемной концентрации компонентов и практически пропорциональна плотности топлива:

$$\rho_{см} = \rho_t \delta_t + (1 - \delta_t) \rho_B \approx \rho_t \delta_t.$$

При увеличении давления объемная доля топлива приближается к 1 (рис. 1), и $\rho_{см}$ стремится к ρ_t .

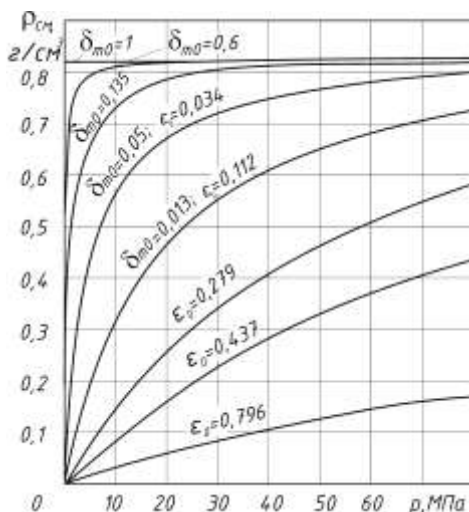


Рис. 1. Зависимость плотности смеси топлива с воздухом от давления

Как показывает анализ уравнения состояния смеси [7], при $0 \leq \varepsilon \leq 0,1$ с точностью до 1,5% процессы сжатия и расширения смеси можно считать изотермическими.

Нельзя в связи с этим согласиться с имеющимся в некоторых работах, например [12], предложениями не учитывать внутренний теплообмен между фазами, и процесс сжатия считать происходящим с показателем адиабаты 1,4.

Отношение объемов топлива и воздуха в смеси в зависимости от давления можно представить в виде $[(1 - \delta_t) / \delta_t] p = \text{const}$, откуда

$$\delta_t = \delta_{t0} \{ (p / p_0) / [1 - \delta_{t0} (1 - p / p_0)] \}, \quad (2)$$

где δ_{t0} — начальная объемная доля топлива; p_0 — начальное давление.

Скорость истечения одномерного потока смеси может быть найдена из уравнения движения, имеющего такой же вид, что и для однородной среды.

Принимая процесс истечения изотермическим ($m \approx 1$) и считая, что $1 - \varepsilon \approx 1$, получим упрощенное выражение для скорости истечения одномерного потока смеси

$$W_{\text{см}} = \sqrt{(2/\rho_T)(p_0 - p)} \cdot \sqrt{1 - [(1 - \delta_{T0})/\delta_{T0}]\{[\ln(p/p_0)]/[1 - (p/p_0)]\}} = \psi_{\text{см}} W_T, \quad (3)$$

где $\psi_{\text{см}}$ — коэффициент увеличения скорости смеси; W_T — скорость истечения топлива. Характер изменения коэффициента $\psi_{\text{см}} = f(\delta_{T0}; p/p_0)$ показан на рис. 2.

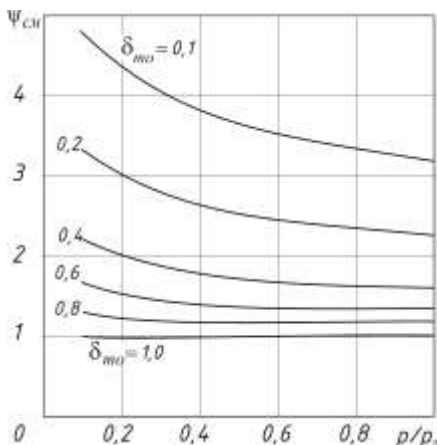


Рис. 2. Влияние перепада давления и состава смеси на коэффициент истечения

При добавлении воздуха в топливо скорость истечения смеси возрастает по сравнению со скоростью истечения одного топлива и тем в большей степени, чем выше содержание воздуха и больше перепад давлений в сопле. По мере повышения давления скорость истечения смеси приближается к скорости истечения топлива.

При уменьшении давления за соплом скорость истечения смеси возрастает. Одновременно происходит расширение струи на выходе из сопла, что ограничивает расход смеси. При совместном влиянии этих факторов — увели-

чения скорости струи и ее расширения — расход смеси достигает максимального значения. Максимальная величина расхода смеси $G_{\text{отн}}$ зависит от концентрации воздуха в смеси и по мере уменьшения содержания воздуха возрастает, стремясь к 1. При этом возрастает перепад давлений, соответствующий максимуму расхода смеси (p/p_0 уменьшается).

Кроме того, в результате понижения давления в сопле из топлива при истечении начинают выделяться пары и растворенные в нем газы, которые сужают полезную площадь потока в этом сечении, т. е. возникает явление кавитации. Это уменьшает диффузорный эффект в расширяющейся части потока в сопле, и при дальнейшем понижении давления за соплом расход перестает увеличиваться, т. е. при истечении ре-

альной жидкости также имеет место «критический» расход. При малых перепадах давления кавитация не возникает.

Исследования, показали, что с увеличением давления p_1 перед соплом при $\varepsilon_0 = \text{const}$ разница между величинами расходов $G_{\text{см}}$ и $G_{\text{т}}$ ($\varepsilon_0 = 0$) уменьшается. При определенном давлении p_1 когда происходит полное растворение в топливе воздуха, $G_{\text{см}}$ становится равным $G_{\text{т}}$. При неполном растворении воздуха его концентрация ε зависит от давления p_1 и начальной концентрации ε_0 :

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - \lambda \cdot 1 - \varepsilon_0 \cdot p_1. \quad (4)$$

Величина константы растворения λ , по результатам проведенных экспериментов равна $135 \times 10^{-5} \text{ МПа}^{-1}$, т. е. при нормальных атмосферных условиях в дизельном топливе воздуха растворено около 10 % от объема топлива, что практически совпадает с данными других исследователей [3, 13].

При расчетах процесса топливоподачи необходимо учитывать сжимаемость смеси, которая характеризуется коэффициентом сжимаемости $\alpha_{\text{см}}$, представляющим собой относительное уменьшение объема при увеличении давления. Считая, что уменьшение объема смеси $dV_{\text{см}}$ происходит за счет сжатия топлива dq и воздуха $d(V_{\text{см}} - q)$ можно получить выражение для коэффициента сжимаемости смеси в функции объемных долей компонентов:

$$\alpha_{\text{см}} = \alpha_{\text{т}} \delta_{\text{т}} + \alpha_{\text{в}} \cdot 1 - \delta_{\text{т}} \quad (5)$$

Заменив объемные доли на массовые, получим

$$\alpha_{\text{см}} = \alpha_{\text{т}} \frac{1 + \varepsilon \left[\frac{\alpha_{\text{т}} \rho_{\text{в}}}{\alpha_{\text{в}} \rho_{\text{т}}} \right] - 1}{1 + \varepsilon \left[\frac{\rho_{\text{т}}}{\rho_{\text{в}}} - 1 \right]}. \quad (6)$$

Коэффициент сжимаемости воздуха принят равным $\alpha_{\text{в}} = 1/p$, величина $\alpha_{\text{т}} = 50 \cdot 10^{-5} \text{ МПа}^{-1}$.

На рис. 3 представлен ряд кривых $\alpha_{\text{см}} = f(p, \varepsilon)$, полученных расчетом с помощью уравнения (6) и позволяющих по известному составу смеси и давлению определить величину коэффициента сжимаемости. В случае учета растворения воздуха в топливе при пользовании графиком $\alpha_{\text{см}} = f(p, \varepsilon)$ необходимо с помощью выражения (4) ввести соответствующие поправки на изменение содержания нерастворенного воздуха в смеси. В этом случае с момента $\varepsilon = 0$ коэффициент сжимаемости $\alpha_{\text{см}}$ становится равным коэффициенту сжимаемости $\alpha_{\text{т}}$.

Важной характеристикой сжимаемой жидкости является скорость распространения в ней малых возмущений. Малые возмущения — не-

прерывные изменения во времени плотности $\rho_{\text{см}}$ и давления p — распространяются в однородной среде адиабатически со скоростью звука, которую можно определить по формуле

$$a_{\text{см}} = \sqrt{dp/d\rho_{\text{см}}} = 1/\sqrt{\alpha_{\text{см}}\rho_{\text{см}}} \quad (7)$$

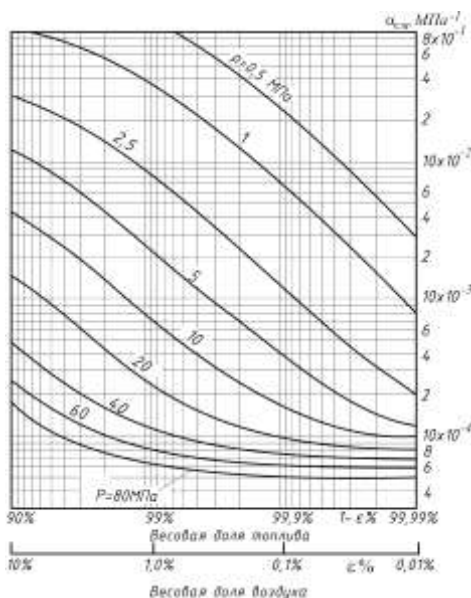


Рис. 3. Влияние состава топливовоздушной смеси на коэффициент сжимаемости

При равенстве скорости истечения и скорости распространения звука режим истечения становится критическим, и расход смеси через сопло не изменяется.

Скорость звука является функцией двух переменных — плотности и сжимаемости. Топливоздушная смесь, состоящая из практически несжимаемого топлива и воздуха, имеет плотность, близкую к плотности топлива, и сжимаемость, близкую к сжимаемости воздуха, т. е. воздух, находящийся в смеси с большой массой топлива, действует как слабая пружина, что вызывает резкое уменьшение скорости распространения звука в смеси. Расчеты [14] и эксперименты [15]

показывают, что скорость распространения звука в смеси зависит как от состава смеси, так и от давления (рис. 4). При малых давлениях минимальная величина скорости звука в смеси значительно меньше скорости распространения звука в воздухе $a_{\text{в}}$ (при $p = 0,1$ МПа $a_{\text{см min}} = 22$ м/с, т. е. 6,5 % от $a_{\text{в}}$; при $p = 2,5$ МПа $a_{\text{см min}} = 107$ м/с). С увеличением давления скорость распространения звука в смеси $a_{\text{см}}$ возрастает, приближаясь к скорости распространения звука в топливе $a_{\text{т}}$. Скорость распространения звука в смеси минимальна при равенстве объемных долей топлива и воздуха [11].

Из сказанного следует, что при наличии в топливе незначительного количества нерастворенного воздуха резко увеличивается сжимаемость топлива, особенно в области низких давлении, и уменьшается скорость передачи импульса давления в топливопроводе, вследствие чего могут возникнуть перебои в работе топливной аппаратуры разделенного типа

в линиях как высокого, так и низкого давлений. Пользуясь приведенными уравнениями, можно численно оценить параметры работы топливной аппаратуры в этих условиях.

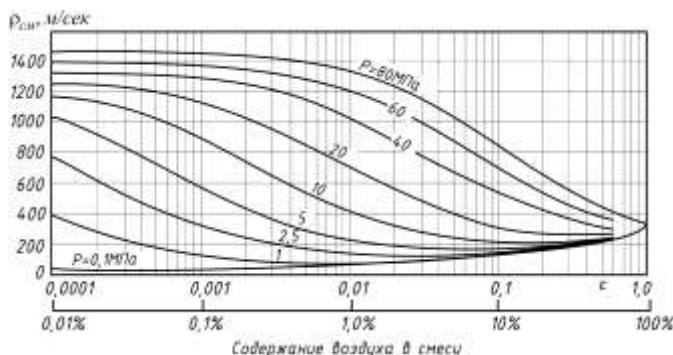


Рис. 4. Изменение скорости звука в смеси топлива с воздухом

Рассматривая причины образования газовой фазы в линии высокого давления важно отметить, что одно из условий выделения воздуха из топлива – существование газовой фазы, сохранившейся от предыдущего цикла. После первого цикла пузырьки газа в небольшом количестве образуются только в штуцере насоса и в части топливопровода непосредственно прилегающему к штуцеру. В последующие циклы область существования пузырьков постепенно продвигается к форсунке, пока газовая фаза стабильно не начнет равномерно просматриваться во всем объеме линии высокого давления. Это свидетельствует о том, что частично сохранившаяся газовая фаза способствует появлению пузырьковой структуры в линии высокого давления.

Исследования топливных систем быстроходных дизелей [1, 5, 16] показали, что несмотря на высокое давление развиваемое при впрыскивании, топливо постоянно находится в двухфазном состоянии. Причем газовая фаза может существовать как при разрежении в линии высокого давления между впрыскиваниями ($p_0 < 0,1$ МПа), т.е. при наличии так называемых остаточных свободных объемов, так и при остаточном давлении ($p_0 \geq 0,1$ МПа). В последнем случае возможно не только кратковременное существование газовой фазы (разрывов сплошности) в конце впрыскивания, но и сохранение ее до начала следующего впрыскивания. В основном на всех исследуемых режимах работы топливных систем наблюдалось равномерное распределение газовой фазы в топливе. Отдельных паровоздушных пробок соизмеримых с внутренним диаметром топливопровода не обнаружено. Поэтому можно считать, что в линии высокого давления в период между впрыскиваниями находится то-

пливоздушная смесь (двухфазная среда) с равномерным распределением газовой фазы в топливе, с физическими параметрами, отличными от физических параметров топлива при данном его состоянии.

Разрыв сплошности потока топлива и как следствие из этого выделение растворенного в топливе воздуха и образование двухфазной среды наблюдалось только в конце процесса впрыскивания топлива из-за разгружающего действия нагнетательного клапана и гидравлических явлений конца процесса впрыскивания.

На рис. 5 показано состояние двухфазной среды в топливопроводе высокого давления топливной системы дизеля 6Ч 13/14 (ЯМЗ-236) при различных углах поворота вала насоса [1].

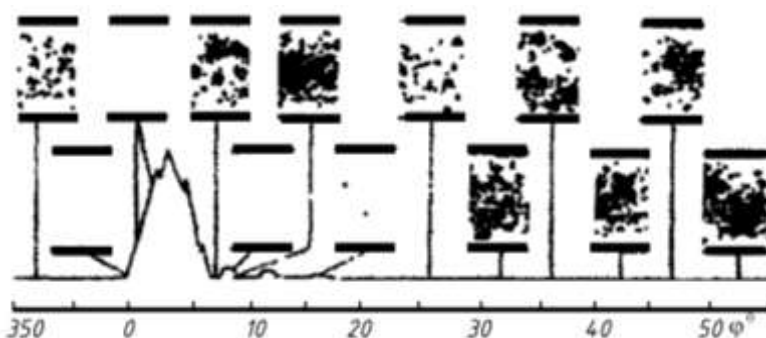


Рис. 5. Синхронизированные фотографии газовой фазы в топливопроводе у насоса высокого давления

Перед впрыскиванием ($\varphi = 350^\circ$) пузырьки равномерно распределены по объему топливопровода. При дальнейшем повышении давления пузырьки визуально не просматриваются, а затем, при снижении давления, вновь появляются ($\varphi = 7,5^\circ$). В период понижения давления и его колебаниях в конечной фазе ($7,5^\circ - 10^\circ$) структура среды неустойчива. Стабилизируется она, примерно через $30^\circ - 40^\circ$ после основного импульса, что свидетельствует об окончании колебательных процессов.

Список литературы

1. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусков и др. - М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
2. Gaiginschi E., Simionescu A., Homutescu C.A., Barjoianu A., Lazarescu E. Influenta bulelor de gaze in instalatia de injectie a motorului Diesel de tractor. Cereetare executata in baza contractului nr. 5588 din. 28 mai 1969 intre Academia R.S.R. Filiala Iasi, Centrul de cercetari, tehnice si fizice, si Uzina mecanica fina Sinaia.

3. Чертков Я.В. Современные и перспективные углеводородные реактивные и дизельные топлива. – М.: Химия, 1968. – С. 204-210.
4. Балакин В.И., Еремеев А.Ф., Семенов В.Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. – Л.: Машиностроение, 1967. – С.209-210.
5. Мурзин Д.С. Влияние режима работы топливной системы дизеля на состояние двухфазной среды в линии высокого давления. Московский автомобильно-дорожный институт. – М., 1981. – 11 с.
6. Симонеску А., Быржоану А., Лэзерэску Э., Хомутеску К. Влияние воздуха введенного в топливную систему на расход топлива дизельного двигателя Д-103. Buletinul institutului politehnic din Iasi (г. Яссы). Tomul 20, tasc. 1-2, sectia 4, 1974. – С. 53-58.
7. Вихерт М.М., Мазинг М.В., Топливная аппаратура автомобильных дизелей: Конструкция и параметры. – М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.
8. Аникеев А.Ф., Мазинг М.В. Дизельная топливная аппаратура Cummins. Обзор. М., 1967.
9. Аникеев А.Ф., Мазинг М.В. Исследование дизельной топливоподающей аппаратуры «Камминс». – Тр. Центр. науч.-исслед. автомобильного и автомоторного ин-та, 1966. – Вып. 88. – С. 51-74.
10. Трусов В.И., Дмитриенко В.П., Масляный Г.Д. Форсунки автотракторных дизелей. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.
11. Tangren R.F., Dodge C.H., Seifert H.S. Compressibility effects in two-phase flow // Journal of Applied Physics, 1949. Vol. 20, № 7, p. 637-645.
12. Rosselli A., Badgley P. Simulation of the Cammins diesel injection system Vancouver, 1971. – 11 p. (SAE prepint № 710570).
13. Файнлеб Б.И. Исследование растворимости воздуха в дизельном топливе // Тр. Центр. науч.-исслед. ин-та топливной аппаратуры автотракторных и стационарных двигателей, 1968. – С. 18-21.
14. Мазинг М.В. Особенности истечения топлива находящегося в смеси с воздухом // Тр. Центр. науч.-исслед. автомобильного и автомоторного ин-та. – 1969. – Вып. 111. – С. 27-41.
15. Семенов Н.И., Костерин С.И. Результаты исследования скорости звука в движущихся газожидкостных смесях // Теплоэнергетика. – 1964. – №6. – С. 46-51.
16. Астахов И.В., Голубков Л.Н., Мальчук В.И. Результаты исследования линии низкого давления топливных систем автотракторных дизелей // Тр. Моск.о автомобильно-дорожного ин-та. – 1976. – Вып. 126. – С.40-45.

УДК 621.313.84-843:629.5

Слынченко А.А., Клюев К.М.
ОНМА

ЛИНЕЙНЫЙ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОР ДЛЯ СУДОВЫХ ПРОПУЛЬСИВНЫХ КОМПЛЕКСОВ

На современном этапе развития судовой энергетики много внимания уделяется разработкам, позволяющим эффективнее, экономичнее, а главное безопаснее получать и использовать электрическую энергию. Одно из направлений развития — линейные дизель-генераторы (ЛДГ). Как известно, судовой дизель-генератор (СДГ) состоит из двух самостоятельных машин объединённых в один агрегат общим валом. Коэффициент полезного действия дизеля не превышает 50%, генератора — более 90%. Это объясняется тем, что внутренняя энергия топлива дизеля преобразуется сначала в энергию поршня и потом кинетическую энергию коленчатого вала. Один из путей повышения эффективности СДГ — объединить цилиндропоршневую группу дизеля и генератор в один агрегат, т.е. судовой линейный дизель-генератор (СЛДГ). Подобные машины и механизмы интересовали ученых ещё в конце 18 – начале 19 столетий. Однако на флоте ЛДГ распространения не получили. СЛДГ — моноагрегат позволяющий энергию движения поршня преобразовывать в электрическую энергию, а значит, энергия, ранее расходовавшаяся на вращение коленчатого вала, тоже будет расходоваться на генерирование электроэнергии.

Последние десятилетия наряду с попытками создания альтернативных дизельных агрегатов во многих странах мира ведутся широкомасштабные исследования ЛДГ: свободнопоршневой двигатель внутреннего сгорания с линейным электрическим генератором Пинского Ф.И. и Пинского Т.Ф., (2000 г., Россия); линейный генератор электроэнергии Ригацци П.А., (1999 г., Прибалтика); линейный электрогенератор на постоянных магнитах Рощина О.А. (2003 г., Россия). В США — группа ученых под руководством румынского ученого И. Болдеа. Однако все эти агрегаты имеют мощность не более нескольких киловатт и не достаточную эффективность, поэтому не могут быть применены на флоте. Представляют интерес исследования свободнопоршневых генераторов газов с линейным электрическим генератором Вильяма Кауторна (университет западной Верджинии США) [2]. Наибольших успехов добились австралийские ученые компании Rampek System — им удалось создать ЛДГ мощностью 450 кВт с коэффициентом эффективности (произведение коэффициентов полезного действия и коэффициентов мощности) более 0,8. Как известно мощность современных судовых

дизелей достигает 5 МВт на цилиндр, синхронных генераторов 25–30 МВт, при этом подобные агрегаты имеют большие массогабаритные показатели.

Цель работы — исследования судового ЛДГ мощностью до 1 МВт на модуль с удовлетворительными коэффициентом эффективности и массогабаритными показателями.

Исследования проводятся по следующим направлениям: линейный дизель (ЛД), линейный электрический генератор (ЛЭГ) и система управления ЛДГ для судового пропульсивного комплекса. Тепловые процессы ЛД и ЛЭГ исследуются для одного модуля.

В статье [1] в качестве линейного дизеля принят за основу свободнопоршневой дизель с обратногоходными поршнями. В качестве топлива — классическое дизельное и или моторное топливо. Известно, что идеальный цикл Отто позволяет лучше всего использовать тепловую энергию сгорающего топлива, поэтому моделирование ЛД будем производить по циклу Отто. Для обеспечения минимального объёма при максимальной выходной мощности ЛД применим полый поршень-ротор и систему продувки Pampek System (рис. 1).

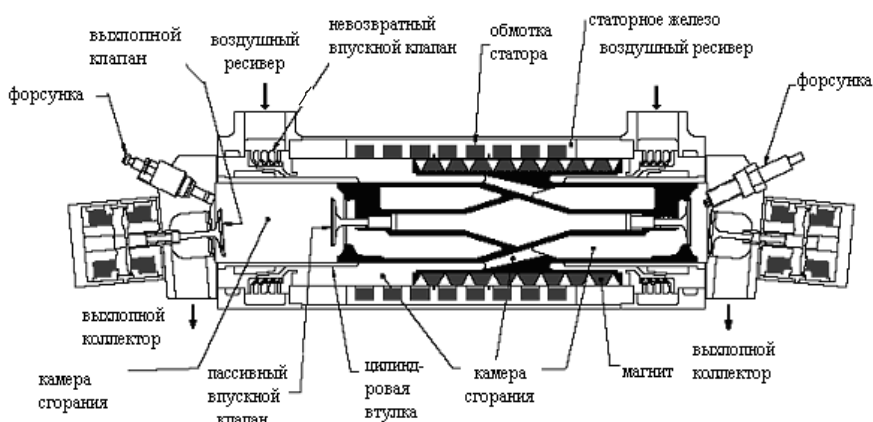


Рис. 1. Линейный дизель генератор с технологией продувки «полый поршень – ротор».

Пассивный впускной клапан данного дизеля, размещённый в головной части каждого поршня, работает без дополнительного внешнего контроля, его передвижение управляется разницей давлений компрессора и цилиндра, силой обратной пружины и динамическими силами. Во время работы открытие пассивного клапана синхронизировано с открытием выхлопного клапана. В процессе сжатия, сгорания и начале расширения высокое давление в цилиндре удерживает клапан в седле.

При подходе толкателя к НМТ выхлопной клапан открывается для начала процесса газообмена, что снижает давление в цилиндре ниже давления в компрессоре, вследствие чего открывается пассивный клапан. После снижения давления под действием возвратной пружины и под влиянием кинетической энергии движущегося поршня-ротора в противоположную сторону оба клапана остаются открытыми, что обеспечивает проточную продувку. В открытом положении пассивный клапан остаётся, пока достаточен поток газов для работы против возвращения. Пассивный клапан также обеспечивает изолирование влияния рабочих газов на стенки цилиндра. Отношение хода поршня к диаметру равно 1,5 – 1,65, что позволяет минимизировать объём цилиндра. Для обеспечения низкого коэффициента трения и снижения массы подвижная часть изготавливается из титана и алюминия.

Энергетические состояния ЛД исследуются на модели работы обыкновенного двухтактного дизеля для определения величин основных параметров, конструкции и массогабаритных показателей основных узлов.

Уравнение баланса сил:

$$P_L(x)A_B - P_R(x)A_B - F(x) = mx'', \quad (1)$$

где $P_L(x)$ — мгновенное давление в левом цилиндре; $P_R(x)$ — мгновенное давление в правом цилиндре; A_B — площадь цилиндра; $F(x)$ — электромагнитная сила и сила трения; m — масса подвижной части; x — позиция толкателя.

В качестве ЛЭГ принимаем синхронный трехфазный генератор переменного тока напряжением не ниже 400 В. Для снижения потерь магнитного потока статор изготавливается из листов электротехнической стали. Трехфазная обмотка, состоящая из плоских концентрических катушек с двумя активными сторонами, уложена в пазы в виде шести параллельных слоев, размещенные на разной глубине паза так, что катушки в слоях соединены последовательно. Слои одной фазы расположены по высоте паза симметрично. Начала и концы фаз сформированы у крайних катушек слоев с одного края индуктора и чередуются послойно, а слои катушек одной фазы соединены посредством токопроводящих перемычек между крайними катушками соответствующих слоев с другого края индуктора [3]. Для улучшения токопроводности статорная обмотка выполняется из меди. Подвижная часть ЛЭГ — индуктор состоит из изолированных друг от друга колец конструктивно разделённых на три фазы с наклеенными сверху постоянными магнитами. Постоянные магниты изготовлены в виде колец из редкоземельных материалов, например, NeFeB, для обеспечения магнитного потока, что уменьшает массогабаритные показатели. Магнитные кольца сделаны

многополюсными, что уменьшает длину потока и поток в полюсах, а значит и радиальную толщину статорного железа. Для отвода дополнительного количества тепла ЛЭГ и ЛД используется водяная система охлаждения.

Максимальная линейная скорость поршня современного дизеля не более 10 м/с. Если за один ход поршня индуктор генерирует один период, то частота ЛЭГ будет прямо пропорциональна линейной скорости и обратно пропорциональна величине хода поршня

$$f = v / S \quad (2)$$

где f – частота индуктора, v – линейная скорость толкателя, S – ход поршня.

Например, при $S=1,0$; $f=10$ Гц, а при $S=0,5$; $f=20$ Гц. Способы увеличения частоты и напряжения ЛЭГ: усложнение обмотки, уменьшение хода поршня, увеличение скорости толкателя, однако увеличение более 10 м/с предъявляет повышенные требования к системе охлаждения.

Моделирование процессов однофазных генераторов отличается от моделирования процессов многофазных только количеством фаз и схемой их соединения, то моделировать ЛЭГ начнем для одной фазы.

На рис. 2 показана схема одного витка ЛЭГ.

Напряжение, индуцируемое катушкой $U_{\text{инд}}$, определяется выражением

$$U_{\text{инд}} \approx w_{\text{кат}} \frac{\Phi_{\text{макс}} - \Phi_{\text{мин}}}{\Delta t}, \quad (3)$$

где $w_{\text{кат}}$ — число витков катушки, $\Phi_{\text{макс}}$, $\Phi_{\text{мин}}$ — максимальный и минимальный магнитный поток, Δt — промежуток времени за которое индуктор проходит под катушкой.

Время Δt пропорционально длине катушки и обратнопропорционально линейной скорости индуктора

$$\Delta t \approx \frac{l_{\text{кат}}}{v_{\text{вала}}}, \quad (4)$$

где $l_{\text{кат}}$ — длина катушки, $v_{\text{вала}}$ — скорость индуктора.

Так как $\Phi_{\text{мин}} = 0$ (принимаем), выражение (3) приобретает вид

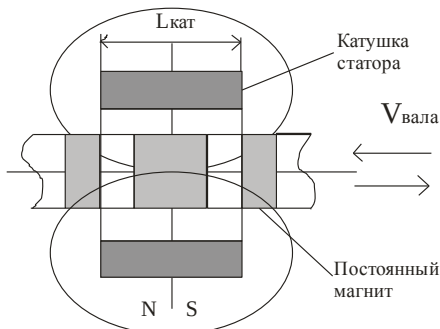


Рис. 2. Схема одного витка обмотки ЛЭГ

$$U_{\text{инд}} = w_{\text{кат}} \frac{v_{\text{вала}}}{I_{\text{кат}}} \Phi_{\text{макс}} = \frac{w_{\text{кат}} \cdot \Phi_{\text{макс}}}{I_{\text{кат}}} v_{\text{вала}}, \quad (5)$$

Из (5) видно, что напряжение, а значит и ток ЛЭГ, зависят от скорости движения индуктора, т.е. от числа оборотов ЛД.

Для определения приблизительных массогабаритных характеристик и путей увеличения мощности до 1 МВт на модуль на основании формул (1)-(5) произведено моделирование в пакете MATLAB. Результаты моделирования представлены на рис 3. Далее будут созданы модели ЛД и ЛЭГ, общая модель ЛДГ и произведена её оптимизация.

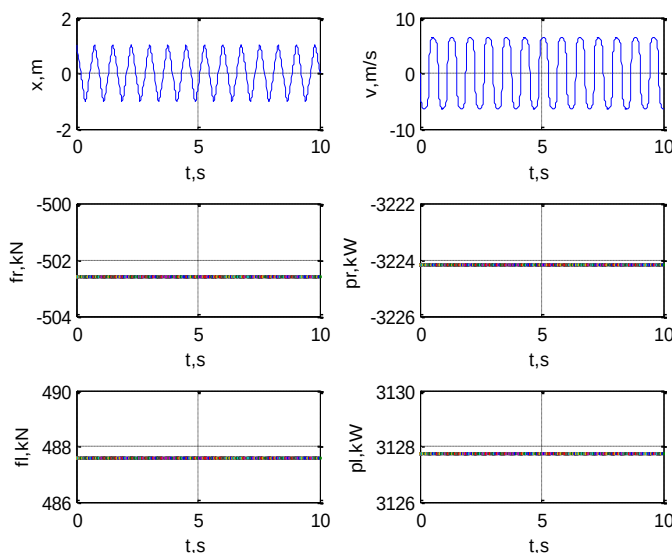


Рис. 3. Результаты моделирования в пакете MATLAB.

Результаты анализа энергетических процессов ЛДГ показывают, что для обеспечения простоты конструкции, надёжного и оптимального управления требуется интеллектуальная система управления [1, 4, 5] (ИСУ). Такая система оптимизирует тепловые процессы ЛД, электромагнитные процессы ЛЭГ, позволяет контролировать качество получаемой электроэнергии (форму кривой, частоту) динамическую и термическую нагрузку ЛДГ.

Требуются исследования: процессов в системах охлаждения и смазки ЛД и ЛЭГ, влияние процессов цилиндропоршневой группы на элементы и изоляцию ЛЭГ.

В целом судовой ЛДГ состоит из модулей (М1, М2, М3, рис. 4) объединенных один агрегат. Переменное трехфазное напряжение низкой частоты каждого модуля с помощью системы управления синхронизируется в общее напряжение агрегата. Полученное напряжение подается на блок силовых выпрямителей В. Выпрямленное постоянное напряжение поступает на блок гармонических фильтров Ф. Далее с помощью инверторов И преобразуется в переменное напряжение 400 В частотой 50 Гц для потребления судовой электростанцией. Применение дополнительных агрегатов не снижает общей эффективности — коэффициент полезного действия современных силовых выпрямителей и инверторов большой мощности близок к 0,97. На современном флоте силовые выпрямители и инверторы имеют широкое распространение, поэтому их применение не усложнит электроэнергетическую часть пропульсивного комплекса судна.

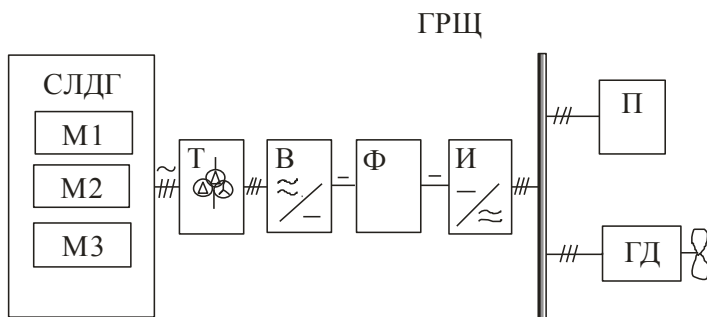


Рис 4. Схема судовой электростанции с использованием судовых линейных дизель-генераторов.

Таким образом, определены основные элементы конструкции, уточнён принцип действия СЛДГ. Результаты математического моделирования в MATLAB подтвердили возможность создания ЛДГ мощностью 1 МВт на модуль для судовой пропульсивной установки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Слыначенко А.А. Судовой линейный дизель-генератор // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 95-100.
2. Каурторн В. Р. Оптимизация бесщеточного линейного генератора переменного тока с постоянным магнитом для использования с линейным двигателем внутреннего сгорания. – Моргантаун: Университет Западной Верджинии США, 1999. – 118 с.

3. Пат. 2035524 Россия, H02K41/00. Индуктор линейной электрической машины: Пат. 2035524 Россия, H02K41/00 Роспатент №4812705/07; Заявл. 10.04.90; Оpubл. 20.03.95; МПК 7. – 5с.
4. Радченко А.П., Проничкин С.В. Штучно-интеллектуальные электроприводы с бесщеточным синхронным двигателем // Электромашиностроение и электрооборудование: науч.-техн. сб. – 2004. – № 63. – Киев: Техника. – С. 33-36.
5. Калан Р. Основные концепции нейронных сетей. – М.: Издательский дом “Вильямс”, 2001. – 287 с.

УДК 629.5:621.4

Ткач М.Р.
НУК

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ ДЛЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ СУДОВ

Постановка проблемы. Снижение топливной составляющей затрат судов путем применения альтернативных топлив является актуальной проблемой, что отражено в ряде Законов Украины "Про альтернативні види рідкого та газового палива" (№ 1391-XIV от 14.01.2000 г.) Постановлении Кабинета Министров Украины № 915 от 26.06. 2001г. «Про впровадження системи збирання, сортування, транспортування, переробки та утилізації відходів як вторинної сировини» и в проекте Закона Украины «Про альтернативні джерела енергії» (реестр. № 6145).

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. В настоящее время получили широкое развитие специализированные суда – плавучие производственные комплексы, которые применяются при разработке нефтегазовых месторождений, обеспечении электроэнергией и теплом, производстве олефинов, и т.п. [5, 6]. Такое организационно-техническое решение дает ряд существенных преимуществ по сравнению со стационарным размещением производств: снижение экономических рисков, оптимальные сроки и стоимость строительства, минимальная себестоимость переработки, оптимальные затраты на сырьё, возможность перемещения производства при исчерпании запасов сырья и (или) изменениях в законодательстве и др.

С повышением стоимости нефти и нефтепродуктов проблема использования нефти в качестве топлива судовых двигателей обостряется [2]. Другим перспективным видом альтернативных топлив являются отходы термопластичных полимеров. Выполненные в последние годы работы показали целесообразность использования таких топлив в судовых условиях. При математическом моделировании энергетических установок специализированных судов и технологических платформ используется теория систем [5, 6]. Выделяют четыре иерархических уровня рассмотрения: судовая энергетическая установка (СЭУ) специализированного судна в целом; технологическая и энергетическая подсистемы; группы оборудования подсистем; оборудование, входящее в группы. В основе математической модели газотурбинной СЭУ с дополнительной камерой сгорания (ДКС) лежит первое начало термодинамики. На базе рассмотрения потоков энергии и массы получены зависимости, позволяющие определить значения температур, давлений и расходов

рабочих тел и теплоносителей. Это позволило определить показатели эффективности СЭУ – удельный расход топлива, КПД и мощность [5].

Цель исследований. Выявление закономерностей влияния мощности и температуры наружного воздуха на показатели эффективности судовых газотурбинных СЭУ с дополнительной камерой сгорания при использовании альтернативного топлива.

Решение проблемы.

Структура энергетической подсистемы СЭУ специализированного судна, для выработки электроэнергии включает в себя в общем случае главные и вспомогательные двигатели и оборудование по утилизации тепла. Структура технологической подсистемы включает в себя группы оборудования первой и второй ступеней технологического процесса (ТП). В данном исследовании рассмотрена СЭУ на базе газотурбинного двигателя (ГТД) простой схемы с дополнительной камерой сгорания (ДКС) (рис. 1).

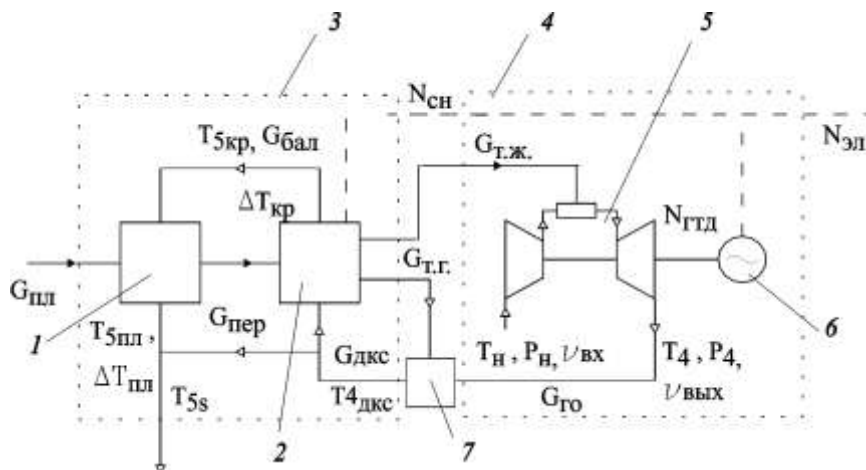


Рис. 1. Технологическая схема газотурбинной СЭУ с ДКС: 1 — первая ступень ТП, 2 — вторая ступень ТП, 3 — технологическая подсистема, 4 — энергетическая подсистема, 5 — газотурбинный двигатель, 6 — электрогенератор, 7 — ДКС

Расход сырья, поступающего в первую ступень технологического процесса, $G_{пл}$ определен как

$$G_{пл} = \frac{g_e \cdot N_{гтд}}{3600 \cdot d_{т.ж} \cdot k_{тех}},$$

где g_e — удельный расход топлива ГТД, кг/(кВт·ч); $N_{гтд}$ — механическая мощность ГТД, кВт; $k_{тех}$ — относительный выход альтернативного

топлива в процессе переработки сырья; $d_{т.ж} = \frac{G_{т.ж}}{G_{пл} \cdot k_{тех}}$ — относительный расход жидкого топлива на ГТД; $G_{т.ж}$ — массовый расход жидкого топлива на ГТД, кг/с.

Мощность СЭУ определится как:

$$N_{эл} = N_{ГТД} \cdot \eta_{ген} - \bar{N}_{сн} \cdot G_{пл} \cdot 3600,$$

где $\eta_{ген}$ — КПД генератора; $\bar{N}_{сн}$ — удельный расход электроэнергии на собственные нужды технологического оборудования, кВт·ч/кг.

КПД СЭУ:

$$\eta_{эл} = \frac{N_{эл}}{G_{пл} \cdot k_{тех} \cdot d_{т.ж} \cdot Q_{Uж} \cdot \eta_{кс} + d_{т.г} \cdot Q_{Uг} \cdot \eta_{дкс}},$$

где $Q_{Uж}$, $Q_{Uг}$ — низшая располагаемая теплотворная способность жидкого и газообразного топлива соответственно; $d_{т.г} = \frac{G_{т.г}}{G_{пл} \cdot k_{тех}}$ — относительный расход газообразного топлива на ДКС; $G_{т.г}$ — массовый расход газообразного топлива на ДКС, кг/с; $\eta_{кс}$, $\eta_{дкс}$ — КПД камеры сгорания ГТД и ДКС.

Величина массового расхода газового топлива на ДКС определена на базе рассмотрения теплового баланса ДКС при условии обеспечения заданного температурного напора на выходе из первой ступени технологического процесса $\Delta T_{кр}$.

Определение величин, входящих в приведенные зависимости выполняется на основе математической модели СЭУ на базе ГТД с ДКС [5].

Относительное значение параметров ГТД: мощности, КПД, расхода и температуры газов на выходе в зависимости от температуры наружного воздуха представлены в виде полиномов третьей степени [1, 3, 5, 6]:

$$\bar{Z}_{i ГТД} = \sum_{j=0}^3 A_j^i T_n^j,$$

где $\bar{Z}_{i ГТД}$ — относительное значение мощности ГТД ($i=1$), КПД ГТД ($i=2$), расхода газов на выходе ГТД ($i=3$), температуры газов на выходе ГТД ($i=4$), A_j^i — коэффициенты полиномов для соответствующих параметров.

Изменение параметров ГТД $\delta \bar{Y}_{i ГТД}$ в зависимости от коэффициентов восстановления полного давления воздухоприемного $v_{вх}$ и газоотводящего $v_{вых}$ трактов учтено методом малых отклонений [6]:

$$\overline{\delta Y}_{i \text{ ГТД}} = C_1^i \cdot 1 - v_{\text{вх}} + C_2^i \cdot 1 - v_{\text{вых}} ,$$

Коэффициенты влияния C_1^i и C_2^i определены методом односторонней вариации на базе характеристик ГТД, представляемых предприятием-изготовителем [1, 2, 6].

В качестве варианта альтернативного топлива рассмотрены отходы термопластичных полимеров. Основные показатели технологического процесса даны в [4, 5].

Исследование влияния мощности и температуры наружного воздуха на КПД, мощность и величину подогрева отходящих газов в ДКС СЭУ специализированного судна выполнено применительно к базовым ГТД производства НПКГ «Зоря» – «Машпроект» в диапазоне температур наружного воздуха 258...318 К. Необходимые для реализации модели характеристики ГТД в соответствии с условиями испытаний по ISO2314 ($T_{\text{н}}=288\text{К}$, $v_{\text{вх}}=0,0$, $v_{\text{вых}}=0,0$) приведены в таблице по данным [1, 3].

Показатели базовых ГТД НПКГ «Зоря» – «Машпроект» в условиях ISO2314 [1, 2]

Параметры, показатели	GT 2500	GT 6000	GT 15000	GT 25000
Механическая мощность $N_{\text{ГТД/ISO}}$, МВт	2,85	6,70	17,50	27,50
КПД, %	28,5	31,5	35,0	36,0
Температура газов на выходе, К	708	693	706	748
Расход газов на выходе, кг/с	15,0	31,0	70,4	86,0
Степень повышения давления	12,00	14,00	19,58	21,58

Приведенные результаты получены при следующих исходных данных. Минимальные температурные напоры $\Delta T_{\text{кр}}$ и $\Delta T_{\text{пл}}$ составляют 55 К; удельный расход электроэнергии на собственные нужды технологического оборудования $\overline{N}_{\text{сн}} = 200$ Вт-ч/кг; удельные затраты тепла на первую и вторую ступени ТП $\overline{Q}_{\text{пл}} = 300$ Вт-ч/кг и $\overline{Q}_{\text{кр}} = 900$ Вт-ч/кг; коэффициенты восстановления полного давления на входе и выходе ГТД $v_{\text{вх}}=0,985$ и $v_{\text{вых}}=0,96$; КПД генератора $\eta_{\text{ген}}=0,962$.

Как следует из результатов расчета, приведенных на рис. 2, в рассматриваемом диапазоне значений температуры наружного воздуха для всех базовых ГТД существуют максимальные значения КПД и электрической мощности СЭУ. Это связано с взаимным влиянием двух разнонаправленных тенденций: при снижении температуры наружного воздуха происходит повышение КПД ГТД с одновременным увеличением необходимой величины подогрева отходящих газов в ДКС (рис. 2в). Последнее обстоятельство приводит к увеличению относительного расхода газо-

вого топлива на ДКС, снижению КПД СЭУ и повышению расхода сырья. Следует отметить, что при увеличении мощности ГТД наблюдается тенденция повышения диапазона температур наружного воздуха, в котором достигается максимальные значения КПД СЭУ (см. рис. 2). Вместе с тем, в рассматриваемом диапазоне значений температур воздуха на входе зависимость КПД СЭУ от T_n оказывается незначительной (рис. 2а).

Результаты исследований электрической мощности СЭУ представлены в виде отношения ее значения к механической мощности каждого ГТД — $N_{эл} / N_{ГТД_{ISO}}$ (рис. 2б). Как следует из приведенных данных, в рассматриваемом диапазоне параметров,

максимальное значение мощности СЭУ для всех рассматриваемых ГТД достигается при температуре на входе (260...270 К). Этот результат соответствует традиционным зависимостям мощности ГТД от температуры воздуха на входе. В данном случае, влияние изменения электрической мощности технологической подсистемы в зависимости от температуры наружного воздуха оказывается несущественным вследствие практически постоянного КПД СЭУ, а, следовательно, и расхода топлива.

Проведенные исследования позволили также определить величину подогрева отходящих газов в дополнительной камере сгорания — $\Delta T_{ДКС}$ в зависимости от температуры наружного воздуха (см. рис. 2в). При снижении T_n происходит увеличение требуемой величины подогрева, что связано с необходимостью обеспечения требуемых температурных

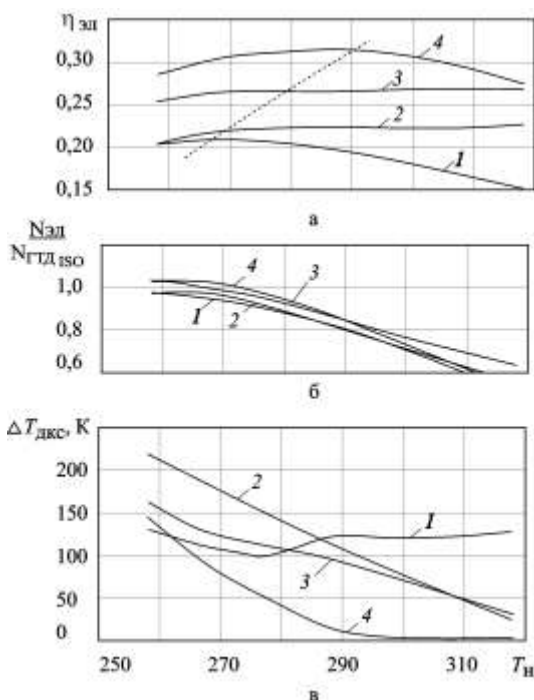


Рис. 2. Влияние мощности и температуры наружного воздуха на показатели СЭУ специализированного судна: а — КПД СЭУ; б — относительная мощность СЭУ; в — подогрев газов в ДКС; 1 — GT2500, 2 — GT6000, 3 — GT15000, 4 — GT25000

режимов технологического процесса. Меньшие значения величины подогрева продуктов сгорания соответствуют ГТД с большим значением температуры газов на выходе (см. табл.).

Дальнейшие исследования должны выявить влияние утилизации тепла на эффективность СЭУ специализированных судов на базе ГТД с ДКС.

Выводы

1. На базе математического моделирования установлено, что применительно к газотурбинной СЭУ для выработки электроэнергии, использующего в качестве альтернативного топлива отходы термопластичных полимеров, в диапазоне температур наружного воздуха 258...318 К КПД составляет 0,15...0,20 при мощности ГТД 2,5 МВт.

2. В этих же условиях, повышение мощности ГТД до 25 МВт приводит к увеличению КПД СЭУ до 0,28...0,32.

3. Применительно к СЭУ специализированного судна на базе ГТД отечественного производства максимальное значение электрической мощности достигается при температуре наружного воздуха 260...270 К.

Список использованной литературы

1. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», 2004. – 20 с.
2. Головащенко А.Ф., Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Энерготехнологические газотурбинные комплексы на базе альтернативных топлив // Судовое и энергетическое газотурбостроение. Науч.-техн. сб. т. 1. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», НО ИАУ, 2004. – С. 281-285.
3. Сташок А.Н., Шелестюк А.И., Газотурбинные двигатели НПП «Машпроект» для электростанций. Опыт и новые энергосберегающие технологии // Изв. акад. инж. наук Украины. – Николаев: НПП Машпроект, 1999. – Вып. 1. – С. 52-57.
4. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // Авіаційно-космічна техніка і технологія: зб. наук. праць. – Харків: Нац. Аерокосмічний ун-т “Харк. авіац. ін-т”, 2001. – Вып. 26. Двигуни та енергоустановки. – С. 13-18.
5. Ткач М.Р. Моделирование эффективности газотурбинных энергетических установок с дополнительной камерой сгорания для специализированных судов // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2005. – №2(389). – С. 75-86.
6. Ткач М.Р. Моделирование влияния условий эксплуатации на эффективность газотурбинных энергетических установок специализированных судов // Вестник двигателестроения. – Запорожье: Мотор Сич, 2004. – № 2. – С. 13-17.

УДК 621.43

Трибусян Ю.Н., Ханмамедов С.А.
ОНМА**МЕХАНИЧЕСКИЙ ШУМ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ**

Снижение шума и вибрации — один из резервов повышения энергетической эффективности работы СДВС, так как при этом уменьшается количество энергии, необратимо рассеиваемой при внешнем трении и изнашивании, а также в колебательных процессах и внутреннем трении конструкций двигателя. Вибрационные потери в энергетическом балансе СДВС составляют величину порядка 1 %.

Исследованию шума и вибрации двигателей и особенно двигателей, устанавливаемых на кораблях военно-морского флота, уделяется большое внимание.

По своему происхождению шум дизеля имеет газодинамическую и механическую природу.

Газодинамический шум связан с процессами наддува, всасывания и выпуска. Основной причиной механического шума являются процессы, протекающие в цилиндропоршневой группе дизеля.

В настоящей работе произведён анализ причин возникновения шума и вибрации цилиндропоршневой группы и на примере среднеоборотной тронковой машины рассмотрен способ его снижения.

В международной практике для сравнительного анализа шумности и оценки акустического совершенства энергетической установки используют понятие акустического коэффициента излучения η_a [1]:

$$\eta_a = \frac{N}{N_e} \text{ или } \eta_a A = \frac{N A}{N_e}, \quad (1)$$

где N_e — номинальная энергия двигателя; N и $N(A)$ — общая акустическая мощность и акустическая мощность по номинальному режиму работы двигателя.

В судовой акустике уравнение (1) принято представлять

$$\lg_a = 10 \lg \frac{N}{N_e}; \quad L_{\eta A} = 10 \lg \frac{N A}{N_e}. \quad (2)$$

На рис. 1 приведены средние спектры воздушного шума судовых дизелей, замеренные на расстоянии 1 м от источника и приведены к условиям свободного поля [1]. Статистической обработке были подвергнуты более чем 30 дизелей мощностью от 8 до 1100 кВт с частот вращения от 280 об/мин до 1000 об/мин.

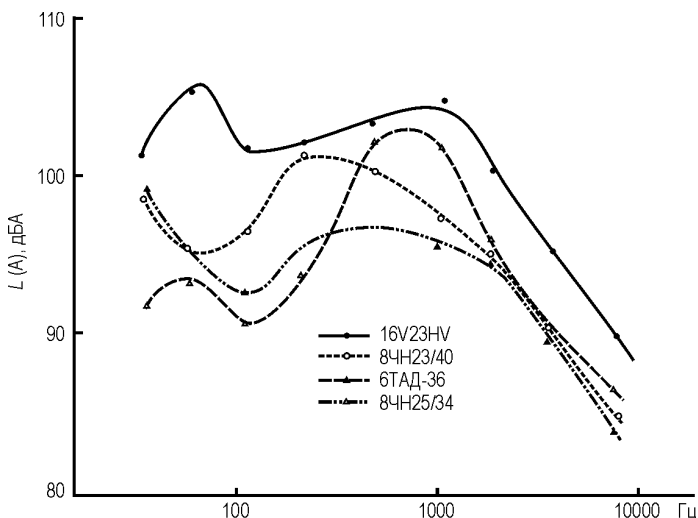
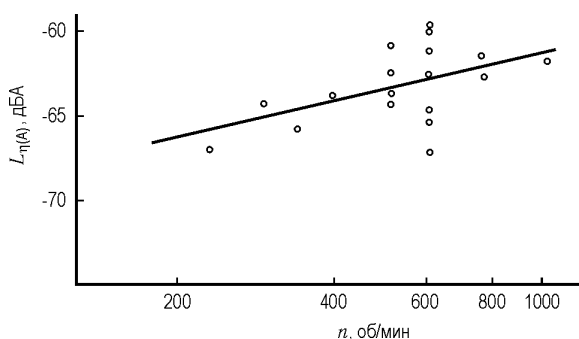


Рис. 1 Уровень шума судовых двигателей

Зависимость коэффициента акустического излучения от частоты вращения среднеоборотных дизелей $L_{\eta(A)} = f(n)$ показана на рис. 2. Математическое ожидание (линейная аппроксимация) подчиняется следующему закону

$$L_{\eta(A)} = 10 \lg \frac{n}{n_0} - 90, \quad (3)$$

где $n_0 = 1$ об/мин.

Рис. 2 Зависимость коэффициента акустического излучения $L_{\eta(A)} = f(n)$ от частоты вращения дизелей

С помощью уравнений (2), (3) получаем уравнение уровня акустической мощности $L_{\eta(A)}$:

$$L_{\eta A} = 10 \lg \frac{NA}{N_0} = \omega \lg \frac{n}{n_0} + \omega \lg \frac{N_e}{N_0} - 91, \quad (3)$$

где $N_0=10^{-12}$ Вт — пороговый уровень.

При $N_0 = N_e = 1$ кВт и $n_0 = 1$ об/мин получим

$$L_{\eta(A)} = \omega \lg n N_e + 58. \quad (4)$$

В формуле (4) значение номинальной мощности двигателя N_e связано с основными размерами и частотой известной зависимостью [2].

$$N_e = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{S n i P_e}{m}, \quad (5)$$

где D и S — диаметр и ход поршня, м; P_e — среднее эффективное давление, Па; i — число цилиндров; $m = 2$ коэффициент тактности для четырёхтактных двигателей.

После подстановки (5) в уравнение (4) получим

$$L_{\eta(A)} = 10 \lg(\pi D S i) + 20 \lg n + \omega \lg P_e + \text{const}. \quad (6)$$

Таким образом, параметрами, от которых зависит шумность дизеля, являются размеры рабочего цилиндра, частота вращения, среднее эффективное давление.

Рассмотрим более подробно процессы возбуждения колебаний в деталях ЦПГ. На рис. 3 показана типовая конструкция ЦПГ тронкового двигателя внутреннего сгорания.

Работа деталей ЦПГ сопровождается излучением в блок цилиндров, остов двигателя и окружающую среду колебательной энергии. Излучаемая в опорные и неопорные связи колебательная энергия служит основным параметром, характеризующим виброактивность деталей ЦПГ.

Колебательной мощностью, излучаемой деталями ЦПГ, является среднее во времени значение интеграла скалярного произведения векторов сил, действующих со стороны ЦПГ на опорные и не-

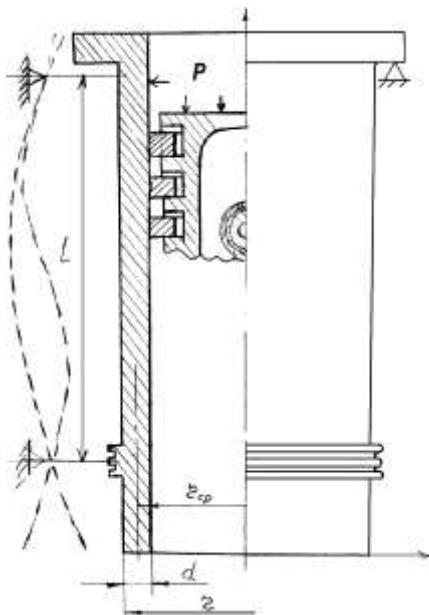


Рис. 3. Типовая схема цилиндровой втулки тронкового двигателя

опорные связи — F^n , и колебательных скоростей точек этого контакта — v^n

$$N = \sum_{n=1}^{n=m} \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} \bar{F}^n(t) \bar{v}(t) dt =$$

$$= \sum_{n=1}^{n=m} \sum_{i=1}^{i=6} \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} \bar{F}^n(t) \bar{v}(t) dt, \quad (7)$$

где m — число участков контакта; $\Delta t = t_0 - t_1$.

Положение в пространстве точечных участков контакта определяется шестью координатами: тремя поступательными перемещениями центра участка и тремя поворотными перемещениями вокруг осей.

Колебательная мощность N , излучаемая деталями ЦПГ в опорные и неопорные связи, равна сумме мощностей, излучаемых отдельными деталями ЦПГ:

$$N = \sum_{n=1}^{n=m} \sum_{i=1}^{i=6} N_i^n. \quad (8)$$

Спектры вибрации деталей ЦПГ дизеля в зависимости от характера протекания рабочего процесса содержат, как правило, дискретные составляющие и сплошные участки.

Колебательная мощность, излучаемая деталями ЦПГ на дискретной составляющей с частотой ω при действии силы $F_i^n \cos \omega t$ определяется по формуле

$$N_i^n \omega = \frac{1}{T} \int_0^T F_i^n v_i^n dt = F_{i\text{эф}}^n v_{i\text{эф}}^n \omega \cos \alpha_{Fv}, \quad (9)$$

где $F_{i\text{эф}}^n$ и $v_{i\text{эф}}^n$ — эффективные (среднеквадратичные) значения силы и скорости; α — угол между направлениями действующих усилия и скорости.

Если под $F_i^n \omega$ и $v_i^n \omega$ понимать комплексные амплитуды соответственно силы и скорости, то выражение для излучаемой мощности можно представить в виде

$$N_i^n \omega = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[F_i^n \omega N_i^{n*} \omega \right], \quad (10)$$

где символ $*$ означает комплексное сопряжение.

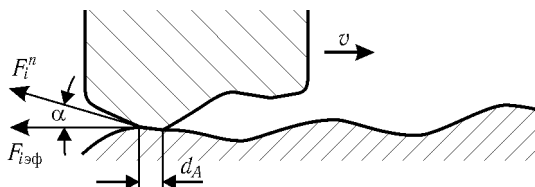


Рис. 4 Элементарный контакт гребней шероховатости цилиндров втулки и поршневого кольца

На рис. 4 показан механизм возбуждения колебательного процесса на элементарном гребне шероховатости пары трения поршневое кольцо – втулка цилиндра. Очевидно, что продолжительность контакта определится:

$$t = \frac{d_A}{V}, \quad (11)$$

где d_A – диаметр элементарного гребня контакта.

Тогда взаимосвязь между линейной скоростью перемещения элементарного контакта и цилиндрической частотой определяется:

$$\omega = 2\pi \frac{1}{\Delta t}, \quad (12)$$

однако вибрация деталей ЦПГ на частотах выше 2000 – 3000 Гц не имеет ярко выраженных дискретных составляющих, и могут рассматриваться как случайные стационарные и использоваться для целей диагностики.

В этом случае спектральная плотность измеряемой колебательной мощности на частоте ω определяется временной спектральной плотностью действующей силы и скорости:

$$N_i^n \omega = \text{Re} S F_i^n V_i^n = \text{Re} \lim_{\Delta \omega \rightarrow \infty} \lim_{\Delta T \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta \omega T} \int_0^T F_i^n V_i^n dt, \quad (13)$$

Силу и скорость в данном случае измеряют обычно в полосах частот 1/3 или 1/2 активных, из которых и формируется частотная характеристика. Колебательная мощность $N_i^n \Delta \omega$, излучаемая механизмом в полосе частот ω , определится [1]:

$$N_i^n \Delta \omega = \int_{\omega - \frac{\Delta \omega}{2}}^{\omega + \frac{\Delta \omega}{2}} N_i^n \omega d\omega = F_{iэф}^n \Delta \omega V_{iэф}^n \Delta \omega \cdot R_e R_{RF} \Delta \omega, \quad (14)$$

где $R_e R_{RF}(\Delta \omega)$ — действительная часть коэффициента корреляции между силой и скоростью в полосе частот $\Delta \omega$, которая может быть определена на микротрибometре:

$$R_{RF} \Delta \omega = \frac{\lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} F_i^n \Delta \omega V_i^{n*} \Delta \omega dt}{F_{i_{\text{эф}}}^n \Delta \omega V_{i_{\text{эф}}}^{n*} \Delta \omega}. \quad (15)$$

Если контакт деталей ЦПГ с опорными и неопорными связями осуществляется по поверхности Ω , но при этом измеряется колебательная мощность, то

$$N(\omega) = R_e \int_{\Omega} f_i S, \omega V_i^* S, \omega dS', \quad (16)$$

где $f_i S, \omega$ — поверхностная плотность силы; $V_i^* S, \omega$ — колебательная скорость в точке S' на частоте ω .

Таким образом, зная силы и колебательную скорость в каждом контакте деталей ЦПГ с блоком цилиндров и остовом дизеля, а также фазовую и корреляционную связь между силами и скоростями, можно по уравнениям (13) – (16) определить получаемую ЦПГ колебательную мощность. По своему физическому смыслу уравнения (13) – (16) и уравнение (6), обозначающие эксплуатационные данные, полностью совпадают.

Из приведенного анализа видно, что колебательную мощность, излучаемую цилиндропоршневой группой, можно определить двумя способами: непосредственно — как среднее во времени скалярное произведение силы на соответствующую скорость и косвенно — по скоростям вибрации элементов двигателя и механических сопротивлений подвижных и неподвижных деталей двигателя.

При исследовании колебательной мощности, излучаемой деталями ЦПГ, было реализовано измерение вибрации верхней части блока цилиндров двигателя 2Ч10,5/13. Измерения выполнялись с помощью прибора ИШВ-3. На рис. 5 приведены спектрограммы вибрации двигателя, полученные в следующих условиях: а) — для базового варианта двигателя на частотах вращения 1450 об/мин, нагрузка 50 % при базовой смазке; б) — при замене второго поршневого кольца на сальниковую асбестосодержащую набивку; в) — при замене минерального масла на полусинтетическое масло.

Как видно из рисунка, в низкочастотной части спектрограммы три характерные области: частоты ω_1 и ω_2 соответствуют первой и второй моторной частоте двигателя и область $\omega_3 - \Delta\omega/2 \div \omega_3 + \Delta\omega/2$, которая обусловлена возбуждением колебательной мощности из-за трения поршневых колец о втулку цилиндра.

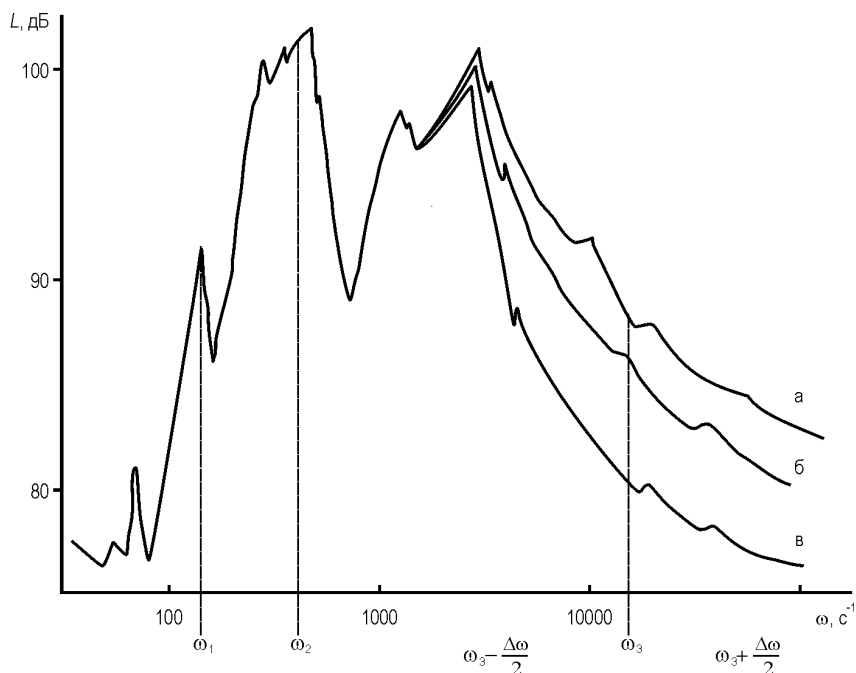


Рис. 5. Спектрограмма вибрации верхней части двигателя: а — при смазке маслом М-10Г₂ЦС; б — с удаленным вторым поршневым кольцом; в — при смазке маслом

По излучаемой колебательной мощности в диапазоне частот ω_3 можно сравнить эффективность действия новых смазочных материалов. Так, применение полусинтетического смазочного материала для смазывания деталей ЦПГ приводит к снижению уровня колебательной мощности на 7÷10 дБ.

Выводы:

- установлено, что в низкочастотной области колебаний в деталях ЦПГ преобладают два независимых источника возбуждения — процесс сгорания и процесс трения поршневых колец;
- применение полусинтетических смазочных материалов снижает колебательную мощность, излучаемую деталями ЦПГ на 7÷10 дБ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Клюкин И.И., Боголепов И.И. Справочник по судовой акустике. — Л.: Судовождение, 1978. — 503 с.
2. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. — М.: Транспорт, 1990. — 367 с.

УДК 621.436.12

Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В.

НОМИНИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СУДОВЫХ АВАРИЙНЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ

Непрерывный рост морских перевозок влечет за собой усиление требований к безопасности мореплавания. Безопасности мореплавания в последние 10 лет уделяется особое внимание, как со стороны международных морских организаций, квалификационных обществ, так и судовладельцев. В ряду мероприятий по повышению безопасности мореплавания особое место занимает проблема совершенствования аварийных источников питания и повышение надежности их работы.

На большинстве транспортных судов в качестве аварийных источников питания используют высокооборотные 4-тактные двигатели внутреннего сгорания, приводящие в действие синхронные генераторы, которые являются источником питания потребителей регламентированных требованиями квалификационных обществ [2].

Таким образом, от надежности работы аварийного дизель-генератора (АДГ) зависит энергоснабжение ответственных потребителей судна в аварийных ситуациях, таких как остановки главного двигателя, дизель-генераторов и др.

Автоматический запуск АДГ и взятие им нагрузки осуществляется за время не более 45 с. После запуска АДГ осуществляет автономно, в отсутствие обслуживающего персонала, выработку электрической энергии в течение заданного промежутка времени регламентированного квалификационным обществом [2].

За полный жизненный цикл судна АДГ нарабатывает $4 \div 6 \cdot 10^3$ час. В связи с этим разработка методов и средств определения их технического состояния и повышения надежности является актуальным исследованием направленным, прежде всего на повышение безопасности мореплавания судна.

Целью данной работы является определение взаимосвязи между мощностью АДГ и основными характеристиками судна.

Нами был проведен анализ номенклатуры построенных, под наблюдением квалификационных обществ за период 2000-2003 г.г., двигателей внутреннего сгорания.

На рис. 1 приведена диаграмма распределения выпуска на мировом рынке судовых двигателей за период 2000-2003 гг. в зависимости от их номинальной частоты вращения, а в табл. 1 приведена зависимость номинальной частоты вращения АДГ от характеристик генератора и частоты тока.

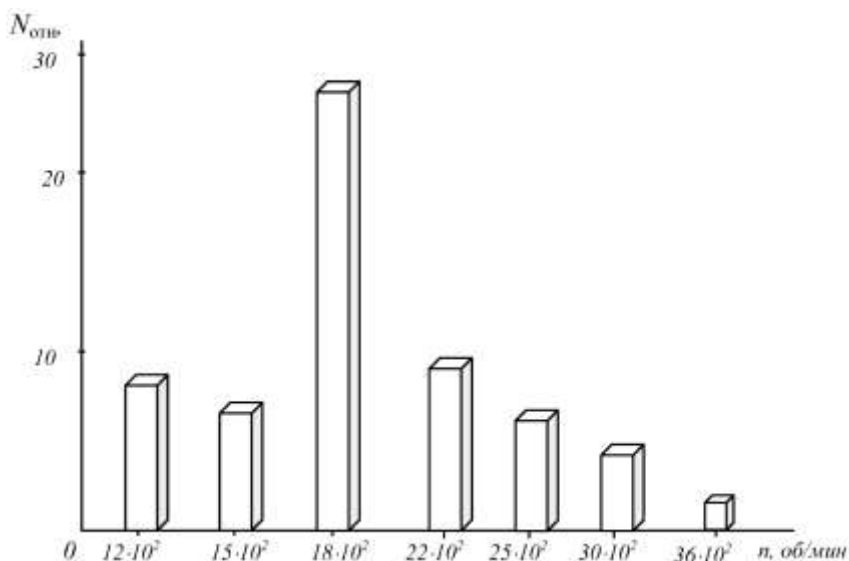


Рис. 1. Диаграмма выпуска на мировом рынке судовых двигателей внутреннего сгорания за период 2000-2003 гг. в зависимости от их номинальной частоты вращения

Как видно из рис. 1, двигателестроительные фирмы выпускают в основном, двигатели внутреннего сгорания с номинальной частотой вращения следующего ряда: 1200 – 1500 – 1800 – 3000 – 3600 об/мин¹.

Данный ряд выпускаемых двигателей внутреннего сгорания одно-значно обусловлен особенностями 3-фазных синхронных электрических генераторов, которые и используются в качестве аварийных источников электрической энергии.

Таблица 1. Зависимость номинальной частоты вращения АДГ от характеристик генератора и частоты тока

Номинальная частота вращения АДГ (об/мин) при частоте тока электрогенератора:		Количество пар полюсов электрогенератора
50 Гц	60 Гц	
3000	3600	1
1500	1800	2
1000	1200	3

¹ Двигатели с частотой вращения 2200; 2500 об/мин предназначены в основном для работы через редуктор на винт маломерных судов или для привода генераторов постоянного тока, или переменного с частотой тока 400; 800 Гц.

Анализируя состав аварийных дизель-генераторов более чем 60 типов судов, нами было установлено, что наибольшее распространение по составу и конструкции получили АДГ, приведенные на рис. 2.

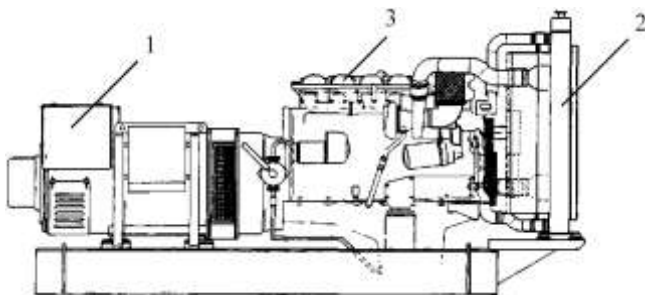


Рис. 2. Схема компоновки типового судового АДГ: 1 – электрогенератор; 2 – двигатель внутреннего сгорания; 3 – водяной холодильник

Как видно из рис. 2, установка синхронного электрогенератора 1, двигателя внутреннего сгорания 2 и водяного холодильника с воздушным охлаждением 3 осуществляется непосредственно на общей раме. Иногда крепление основных механизмов осуществляется на резинометаллических амортизаторах.

Во всех случаях АДГ, согласно [2] должен сохранять длительную работоспособность при одновременном действии крена $22,5^0$ и дифферента 10^0 , а также в условиях бортовой качки $\pm 22,5^0$ с периодом $7 \div 9$ с и килевой качки $\pm 7,5^0$.

На каждом самоходном судне устанавливается аварийный источник электрической энергии.

В качестве аварийных источников электрической энергии применяются:

- на пассажирских, специального назначения и промысловых судах дизель-генераторы с автоматическим пуском, и кратко временный аварийный источник электрической энергии аккумуляторная батарея;
- на других судах встречаются установки АДГ без автоматического пуска.

Аварийный дизель-генератор, установленный на судах пассажирских, специального назначения и промысловых оборудуется системой автоматического пуска дизеля при исчезновении напряжения на шинах главного распределительного щита и автоматического включения генератора на щит аварийного распределительного щита.

Суммарное время автоматического пуска дизеля и приема нагрузки генератора не должно превышать 45 с.

Все потребители электрической энергии аварийной электростанции судна можно условно разбить на три группы:

1-я группа из n потребителей — навигационное, щит гирокомпаса и др. оборудование N_1 :

$$N_1 = \sum_{i=1}^{i=n} N_i, \quad (1)$$

где N_1 — для всех типов судов, имеющих водоизмещение от 1000 до 60000 м³, приблизительно одинаково и составляет $N_1 = 5 \dots 7$ кВт.

2-я группа из m потребителей — распределительные щиты авральной сигнализации, световой сигнализации и др.

$$N_2 = \sum_{j=1}^{j=m} N_j = k_1 W. \quad (2)$$

Мощность этой группы потребителей находится в известной зависимости от типа судна, и в основном от его водоизмещения.

3-я группа из l потребителей — электрические приводы различных судовых систем

$$N_3 = \sum_{r=1}^{r=l} N_r = k_2 W. \quad (3)$$

Мощность этой группы потребителей, как показал проведенный нами анализ, зависит от водоизмещения судна.

Таким образом, суммарная мощность потребителей аварийного дизель-генератора составляет

$$N_{АДГ} = N_1 + N_2 + N_3. \quad (4)$$

С учетом проведенного анализа, электрическая мощность аварийных потребителей может быть определена согласно предлагаемой нами зависимости

$$N_{АДГ} = N_1 + kW, \quad (5)$$

где W — водоизмещение судна в м³; $k = k_1 + k_2$ — коэффициент пропорциональности, показывающий какую необходимо выработать электрическую мощность на 1 м³ водоизмещения судна в аварийной ситуации. Коэффициент k зависит в значительной степени от типа судна, его назначения и по своему физическому смыслу соответствует коэффициенту энерговооруженности [1].

Нами были определены коэффициенты k для следующих типов судов:

$k = 26 - 30$ Вт/м³ — для пассажирских судов;

$k = 17 - 20$ Вт/м³ — для рыбопромысловых судов;

$k = 8 - 10$ Вт/м³ — для сухогрузных (универсальных) судов.

На рис. 3 показана зависимость мощности АДГ от водоизмещения судна, рассчитанных по формуле (5), и реальные значения установленных мощностей АДГ согласно данным судоводных компаний.

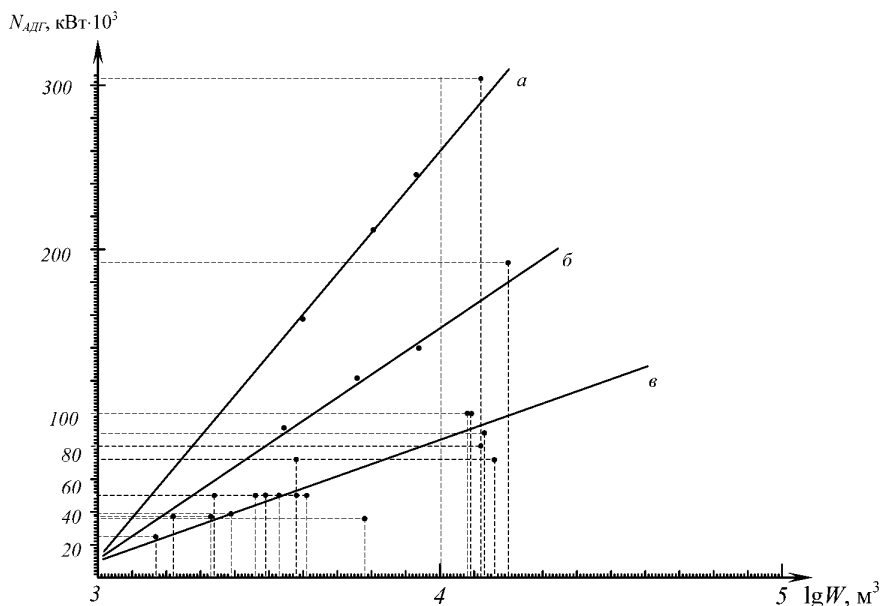


Рис. 3. Зависимость мощности АДГ от водоизмещения судна: а — пассажирского, б — рыбопромыслового; в — сухогрузного

Как видно из рис. 3, мощность реально установленных АДГ на исследуемых судах хорошо совпадает с теоретической зависимостью (5).

Анализ потока отказов элементов АДГ, а также определение их наработки осуществлялось по результатам наблюдений за их эксплуатацией на серийных судах, эксплуатировавшихся в составе морских и рыбопромысловых предприятий СССР.

Наблюдения велись за судами Черноморского морского пароходства и Антарктики.

При этом, все суда были сгруппированы в три группы: пассажирские, рыбопромысловые и сухогрузные (универсальные) суда.

Для систематизации отбирались суда, у которых АДГ не выполняли функции стояночного генератора и суда, которые эксплуатировались в условиях средних широт с заходом в тропики.

В исследованиях использовались результаты наблюдений, выполненные в ЮжНИИМФ, ЦНИИМФ, ОВИМУ. При анализе были использованы также данные экспертного опроса механиков наставников се-

рийных групп судов. Полученные данные были систематизированы и сведены в табл. 2. Как видно из табл. 2, значение наработки АДГ T_n за жизненный цикл судна колеблется в широком диапазоне — $3,5 \div 7,5 \cdot 10^3$ ч. За указанный период наработка на отказ в основном наблюдалась только у ТА.

Таблица 2. Нарботка АДГ за жизненный цикл наиболее распространенных судов, построенных СССР и эксплуатирующихся в период 1970-2000 гг.

Головное судно серии	Нарботка АДГ за жизненный цикл, час
Славянск	$4,0 \div 4,5 \cdot 10^3$
Герои Панфиловцы	$5,0 \div 6,0 \cdot 10^3$
Иван Франко	$6,5 \div 7,5 \cdot 10^3$
Атлантик	$6,0 \div 7,0 \cdot 10^3$
Азербайджан	$6,0 \div 7,5 \cdot 10^3$
Известия	$4,5 \div 5,0 \cdot 10^3$

Закон распределения наработки на отказ ТА близок к нормальному. Установить законы распределения для поршневых колец подшипников и др. элементов АДГ из-за малого объема данных не удалось. Поэтому эти данные взяты по результатам исследований аналогичных двигателей, которые использовались на этих же судах в качестве дизель-генераторов. Эти данные совмещены на графике (рис. 4).

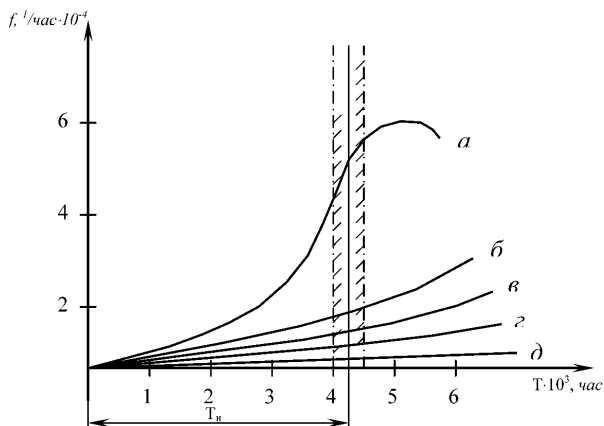


Рис. 4. Распределение плотности вероятности отказов основных элементов АДГ судов типа «Славянск»: *а* — форсунки; *б* — топливный насос; *в* — поршневые кольца; *г* — подшипники; *д* — поршни

Анализируя зависимости, предоставленные на рис. 4, можно сделать косвенный вывод о том, что при комплектовании запасными частями основное внимание необходимо уделить топливной аппаратуре.

Аварийные источники электрической энергии должны обеспечить питание всех перечисленных потребителей номинированных квалификационным обществом [2] в течение времени, указанного в табл. 3.

Таким образом, на борту судна должно находиться в расходной цистерне следующее количество топлива

$$M_{\text{топ}} = N_{\text{АДГ}} \cdot q_e \cdot T_a, \quad (6)$$

где $M_{\text{топ}}$ — минимально необходимое количество топлива для питания АДГ, кг; q_e — удельный расход топлива дизель-генератора; T_a — минимальное время работы АДГ согласно требованиям квалификационного общества.

Таблица 3. Минимальное время обеспечения питания аварийных потребителей

Суда	Район плавания	Время работы T_a , ч
Пассажирские, специального назначения и промысловые	Неограниченный	36
	Ограниченный I	36
	Ограниченный II	18
	Ограниченный III	12
Грузовые валовой вместимостью 5000 рег. т. и более, нефтеналивные, ле- доколы, спасательные независимо от ва- ловой вместимости	Неограниченный и ограниченный I	18
	Ограниченные II и III	12
Грузовые валовой вместимостью менее 5000 рег. т., но более 300 рег. т. и плаву- чие краны независимо от валовой вмести- мости	Все	12
Грузовые валовой вместимостью 300 рег. т. и менее	Неограниченный и ограниченный I	6
	Ограниченные II и III	3

Для пользования формулой (6) необходимо знание величины удельного расхода топлива дизелем. Как показывает практика, номинирование этого параметра в документации отсутствует или имеет непроверенное значение. Поэтому нами была обобщена информация по удельному расходу топлива высокооборотными дизелями (рис. 5), поступившими в последнее 10-летие в эксплуатацию на суда в качестве привода аварийных источников электроэнергии.

На рис. 5 приведены данные удельного расхода топлива судовыми высокооборотными дизелями, работающими на номинальном режиме.

Для определения удельного расхода топлива рекомендуется в формулу (6) подставлять значения верхней огибающей кривой (рис. 5). В

процессе эксплуатации АДГ зависимость удельного расхода топлива от времени наработки носит сложный характер (рис. 5). Поэтому при расчете необходимого запаса топлива необходимо вводить поправку на увеличение удельного расхода топлива двигателей в связи с ухудшением состояния двигателей.

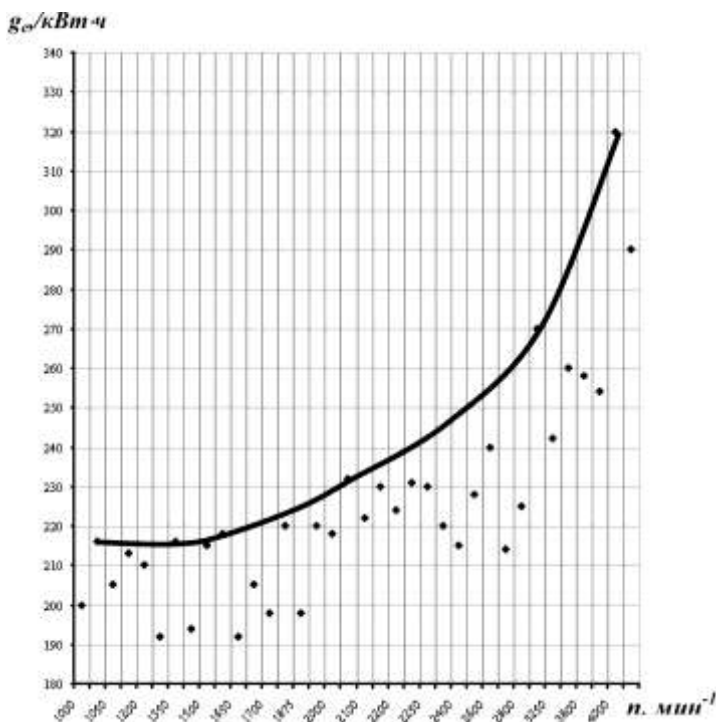


Рис. 5. Зависимость удельного расхода топлива судовыми высокооборотными дизелями на номинальном режиме от частоты вращения

Выводы.

Полученные в работе результаты могут быть использованы как при проектировании СЭУ для номинирования мощности АДГ так на стадии эксплуатации при определении запаса топлива и запасных частей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ:

1. Артемов Г.А., Волошин В.П., Захаров Ю.В., Шквар А.Я. Судовые энергетические установки. – Л.: Судостроение, 1987. – 480 с.
2. Профили классификации и постройки морских судов. – Л.: Транспорт, 2000. – 859 с.

УДК 629.5.064

Харин В.М.
ОНМА**ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ МАШИН**

Устойчивость судовых электрогидравлических рулевых машин (ЭГРМ) является важным фактором их эксплуатационной надежности. Она обеспечивается наличием запаса устойчивости. Если он отсутствует или недостаточен, то возникают автоколебания. Опыт эксплуатации показал, что они бывают на многих судах различных серий отечественной и зарубежной постройки.

Это незатухающие колебания с постоянными амплитудой и частотой, которые происходят в замкнутых нелинейных системах после снятия управляющего (поворот штурвала) или возмущающего (удар волны о перо руля) воздействия. Амплитуда и частота таких колебаний определяются только параметрами самой системы. Автоколебания отличаются от вынужденных колебаний тем, что последние существуют при наличии внешнего воздействия, а их амплитуда и частота зависят от амплитуды и частоты этого воздействия.

Автоколебания проявляются по-разному. Например, в гидравлических рулевых машинах с механическими обратными связями они возникают при одновременном действии двух насосов и прекращаются при выключении одного из них. Частота автоколебаний составляет 2-3 Гц, амплитуда 0,3-1°. Однако, несмотря на, казалось бы, малую амплитуду, автоколебания сопровождаются сильными гидравлическими ударами, вибрацией фундамента и механическими ударами в соединениях следящего механизма управления насосами и рулевого устройства.

Последствиями таких автоколебаний являются интенсивное изнашивание и возможные повреждения главных насосов, уплотнений плунжеров и сальника баллера, шарнирных соединений плунжера с румпелем, опорного подшипника баллера. Характерным случаем был обрыв гаек и потеря пяти из шести болтов (диаметром 100 мм) крепления руля и просадка баллера из-за износа опорного подшипника. Естественно, режим совместной работы в таких рулевых машинах нельзя использовать.

Автоколебания ЭГРМ проявляются иначе: отсутствуют сильные гидравлические и механические удары. Это существенно облегчает работу машины, но также неизбежно изнашивание деталей и узлов (главных насосов, гидроусилителей, исполнительных механизмов, уплотнений и др.). Кроме того, при колебаниях руля снижается точность удержания судна на курсе. Характерно, что эти автоколебания могут возникать при работе одного и тем более двух насосов.

Причинами автоколебаний рулевых машин является их конструктивные недостатки, т. к. они проектируются без учета динамических свойств. Правила Регистра и аналогичные документы зарубежных классификационных обществ пока не предусматривают проверку устойчивости ЭГРМ при приемке или очередных освидетельствованиях, так как не существовало экспериментальных методов оценки запаса устойчивости.

Обстоятельные исследования динамики авиационных и промышленных гидроприводов выполнены отечественными и зарубежными учеными Т.М. Башта, В.Н. Прокофьевым, Д.Н. Поповым [1] и другими. Известны их публикации. Однако динамика судовых гидравлических рулевых машин ранее не исследовалась. Эта проблема рассматривается в работах автора [2, 3].

Целью настоящей статьи является изложение нового метода оценки устойчивости ЭГРМ.

Устойчивость ЭГРМ оценивается на базе математической модели, написанной для всего комплекса устройств, входящих в состав электрической системы управления (от штурвала до насосов) и гидравлической исполнительный части (рулевой машины). Ниже рассматривается линейная математическая модель ЭГРМ. Она представлена в виде структурной схемы на рис. 1. В ней имеются следующие обозначения:

- $\alpha_{ш}(S)$, $\alpha(S)$ — изображения по Лапласу угла поворота штурвала и угла перекладки руля;
- $k_1, k_2, k_3, k_{\Sigma}, k_y, k_{\Phi}, k_{\Theta}$ — соответственно коэффициенты механических передач, сумматора и электронного усилителя;
- k_D, T_D — коэффициент усиления и постоянная времени исполнительного двухфазного электродвигателя;
- $k_{ГУ}, T_1, T_2$ — коэффициент усиления и постоянные времени гидроусилителя;
- $T_{Г}, T_5, \xi_5, k_C$ — соответственно гидравлическая и механическая постоянные времени, коэффициент относительного демпфирования и коэффициент собственной обратной связи рулевого привода совместно с насосами [1];
- k_{OC} — коэффициент обратной связи.

На основании структурной схемы получена передаточная функция разомкнутой системы ЭГРМ

$$W(S) = K_p / \left[T_3^2 S^2 + 2\xi_3 T_3 S + 1 \right] \frac{T_1 S + 1}{T_2 S + 1} \times \\ \times \left[S T_5^2 S^2 + 2\xi_5 T_5 S + 1 + k_{\Gamma} k_C \right],$$

где $K_p = k_3 k_5 k_{\Gamma y} k_{\Gamma} k_{OC}$ — коэффициент усиления разомкнутой системы; $T_3 = \sqrt{T_D / k_4}$ — постоянная времени; $\xi_3 = 1 / (2 T_3 k_4)$ — коэффициент относительного демпфирования внутреннего контура системы управления; $k_{\Gamma} = 1 / T_{\Gamma}$, $k_5 = 1 / (k_2 k_{\theta})$, $k_4 = k_{\Sigma} k_y k_D k_2 k_{\theta}$ — коэффициенты;

Для анализа устойчивости ЭГРМ удобно использовать критерий Михайлова, поскольку передаточная функция имеет высокий порядок. Уравнением кривой Михайлова является, как известно, характеристический полином, получаемый из передаточной функции $W(S)$, в котором вместо оператора S подставляется комплексная переменная $j\omega$ (где ω — круговая частота). После разделения действительной и мнимой частей получим:

$$X_{\omega} = b_0 - b_2 \omega^2 + b_4 \omega^4 - b_6 \omega^6,$$

$$Y_{\omega} = b_1 \omega - b_3 \omega^3 + b_5 \omega^5,$$

где

$$b_0 = K_p; \quad b_1 = 1, 0; \quad b_2 = T_2 + T_4 + T_6;$$

$$b_3 = T_3^2 + T_2 + T_6, \quad T_4 + T_2 T_6 + T_5^2; \quad b_4 = T_2 + T_6, \quad T_3^2 + T_2 T_6 + T_5^2, \quad T_4 + T_2 T_5^2;$$

$$b_5 = T_2 T_6 + T_5^2, \quad T_3^2 + T_2 T_4 T_5^2; \quad b_6 = T_2 T_3^2 T_5^2; \quad T_4 = 2 \xi_3 T_3; \quad T_6 = 2 \xi_5 T_5$$

При определении коэффициентов в данном случае пренебрегаем значениями T_1 и $k_{\Gamma} k_C$, влияние которых на устойчивость ЭГРМ мало. Для исследования влияния основных параметров принимаем базовые варианты, т.е. определенные сочетания параметров системы, отвечающие в первом приближении реальным условиям ее работы. Такими вариантами являются стендовый и эксплуатационный.

Для второго варианта значение T_5 увеличивается в связи с установкой руля.

Анализ результатов расчета свидетельствует о том, что наибольшее влияние на устойчивость ЭГРМ оказывают такие параметры: постоянная времени T_3 , коэффициент относительного демпфирования ξ_3 , постоянная времени T_5 и коэффициент усиления K_p разомкнутой системы.

На рис.2 показаны годографы Михайлова при различных значениях параметра T_5 рулевого привода. В случае $T_5 = 0,08$ ЭГРМ находится на границе устойчивости. С уменьшением значения T_5 (стендовый вариант) система устойчива, так как годографы Михайлова располагаются слева от начала координат. При этом запас устойчивости ЭГРМ характери-

зуется отрезком оси $X(\omega)$ слева от нуля. Значение T_5 увеличивается с присоединением к ЭГРМ руля, имеющего большую массу (эксплуатационный вариант). В этом случае система становится неустойчивой, так как годографы располагаются справа от начала координат. Поэтому испытания ЭГРМ на устойчивость должны выполняться не только на заводском стенде, но и на судне после установки руля.

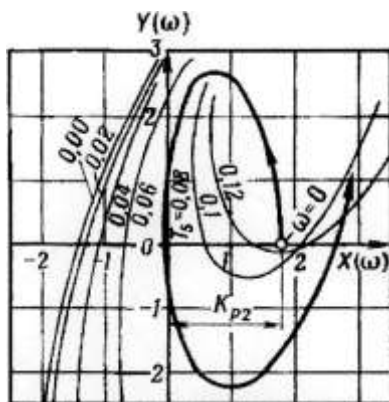


Рис. 2 Оценка устойчивости электрогидравлической рулевой машины,

Другие параметры влияют на устойчивость ЭГРМ следующим образом: T_3 — уменьшает запас устойчивости, а ξ_3 — увеличивает.

Коэффициент усиления K_p — существенно уменьшает запас устойчивости (при увеличении), или увеличивает запас устойчивости (при уменьшении). Однако, уменьшение значения K_p нежелательно, т.к. при этом снижается быстродействие системы и, как следствие, ухудшается курсограмма судна при движении с помощью авторулевого.

Изложен метод оценки устойчивости электрогидравлических рулевых машин. Предполагается дальнейшее исследование динамических свойств ЭГРМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. — М.: Машиностроение, 1977. — 424 с.
2. Харин В.М. Автоколебания гидравлических рулевых машин и целесообразность их работы в режиме двух насосов. — М., 1976. (ЭИ ЦБНТИ ММФ, сер. ТЭФ), № 21(409). — 23 с.
3. Харин В.М. Нелинейная математическая модель гидравлического следящего привода судового руля // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — Киев, 1982. — Вып. 18. — С. 74-79.

УДК 621.867.72

Щедролосев А.В.
НУК**ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ВРЕМЕНИ ВЫГРУЗКИ
ГРУЗОВЫХ НАСОСОВ НА ТАНКЕРАХ–ПРОДУКТОВОЗАХ**

Одной из немаловажных задач в решении проблемы совершенствования энергоиспользования в комплексе специальных систем СЭУ “подогрев–выгрузка” наливных судов является вопрос определения производительности винтовых грузовых насосов в зависимости от дедвейта судна, времени выгрузки и организации грузовых работ с минимальными затратами энергии и топлива.

Существующие отдельные рекомендации отраслевых нормативных документов по определению параметров грузовых насосов – РД 5.5452-80 [3] и подогреву вязких грузов до рабочей температуры, обеспечивающей их выгрузку насосами по РД 5.5524-82 [4], не позволяют определить оптимальные параметры грузовых насосов и выявить значительные резервы экономии энергии и топлива в комплексе систем “подогрев–выгрузка”.

Известные решения авторов И.Л. Рабея и Г.Н. Сизова по совместной работе подогрева и выгрузки жидких грузов не учитывают значительных влияний на параметры насосов изменений физико-химических свойств высоковязких нефтепродуктов и влияния температуры окружающей среды. Кроме того, эти решения были выполнены для трубчатой системы подогрева груза и поэтому не учитывают отбора части выкачиваемого груза на циркуляционный подогрев его во время выгрузки.

В связи с отмеченным, рекомендации и расчетные зависимости параметров подогрева и выгрузки по работам [1-4] не могут служить основанием для определения оптимальных параметров грузовых насосов на танкерах–продуктовозах.

Для выполнения существующего пробела в проектных и эксплуатационных решениях проблемы снижения энергозатрат в специальных системах “подогрев–выгрузка” наливных судов выполнено экспериментальное исследование по определению оптимальной производительности винтовых грузовых насосов, времени выгрузки, загрузки СЭС, затрат топлива и организации выгрузки на основе использования имитационного математического моделирования функционирования технических средств и технологических процессов подогрева–выгрузки [5].

В качестве модели использована созданная в работе [5] математическая модель комплекса технических средств и технологических процессов, взаимосвязанных с СЭУ, судном и влияниями внешней среды.

Целевая функция модели по минимуму топливных затрат на функционирование устройств и технологических процессов позволяет определить оптимальную производительность грузовых насосов и других указанных выше параметров.

В качестве расчетных величин в исследованиях приняты грузовые и тепловые характеристики базового танкера-продуктовоза $D_w = 29$ тыс. т проекта 15966 Херсонского судостроительного завода.

Танкер-продуктовоз предназначен для перевозки 7 сортов вязких нефтехимических продуктов. Каждый из 14 грузовых танков оборудован индивидуальной системой циркуляционного подогрева и принятыми в исследованиях погружными винтовыми негерметичными насосами, вместо проектных центробежных.

Параметры окружающей среды приняты для районов умеренных климатических условий, рекомендуемых для танкеров-продуктовозов:

$$t_{\text{заб. вод}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}; t_{\text{возд}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

В качестве груза рассматривалась транспортировка и выгрузка мазутов марок M20 - M200.

Начальная температура подогрева груза $t_{\text{нач}}$ определялась по допустимой температуре его остывания $t_{\text{доп}}$ [4]. Рабочая температура жидкого груза принималась по предельной вязкости, обеспечивающей выгрузку груза винтовыми насосами t_p [4].

Подогрев груза во время выгрузки производился путем отбора части выкачиваемого груза на циркуляционный подогрев на уровне компенсации теплопотерь.

Время выгрузки груза из танкеров регламентируется РД [3] в зависимости от дедвейта либо условиями заказчика. Для расчетного танкера-продуктовоза пр. 15966 $D_w = 30$ тыс. т время выгрузки должно составлять $\tau_b = 12$ ч. Для танкеров, перевозящих темные продукты, время выгрузки увеличивают на 10 % [3].

Для ограничения мощности СЭС применяют выгрузку груза по частям группами насосов.

При разгрузке груза группами по 7 танков время выгрузки должно составлять не более 6,6 ч, при разгрузке группами по 5 танков время выгрузки — 4,4 ч. В расчете условно принята одновременная разгрузка всех 14 танков за 13,2 ч.

Результаты исследования по определению оптимальной производительности грузовых насосов V_f по времени выгрузки τ_b , нагрузке СЭС $P_{\text{СЭС}}$, суммарным затратам топлива $\sum B_f$ за 20-суточный рейс на подогрев и выгрузку перевозимого мазута марки M100 при температуре груза

в режиме поддержания $t_{гр} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ на танкере–продуктовозе проекта 15966 приведены на рис. 1 и 2.

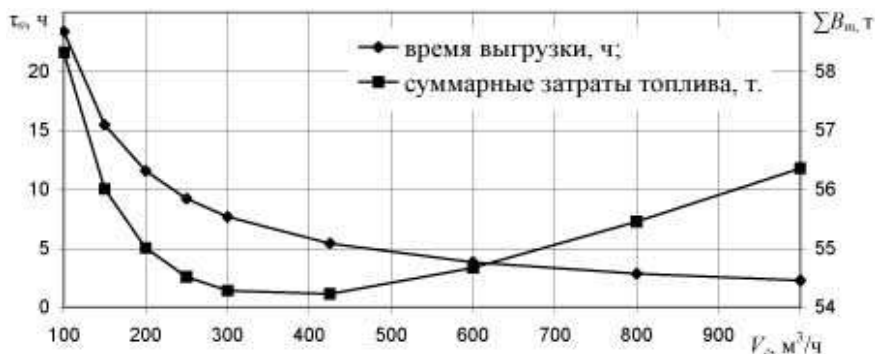


Рис. 1. Зависимость времени выгрузки груза и суммарных затрат топлива от производительности грузового насоса

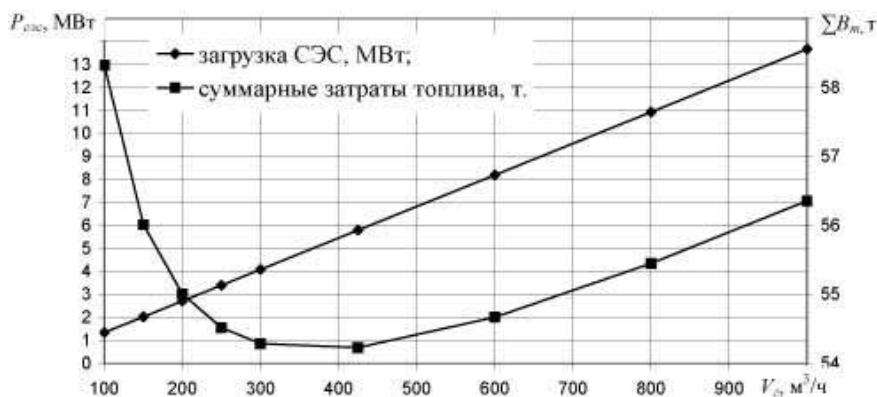


Рис. 2. Зависимость загрузки СЭС и суммарных затрат топлива от производительности грузового насоса

Анализ рис. 1 показал, что с увеличением производительности грузовых насосов $V_{гн}$, м³/ч, по каждому из танков время выгрузки $\tau_{гр}$, ч снижается, а по условиям минимума ΣB_m определяется оптимум $V_{гн.0} = 425\text{ м}^3/\text{ч}$.

Рис. 2 свидетельствует о линейном возрастании загрузки СЭС $P_{СЭС}$, кВт, при увеличении производительности грузовых насосов. Оптимум производительности грузового насоса равен — $V_{гн.0} = 425\text{ м}^3/\text{ч}$.

Для согласования времени выгрузки груза $\tau_{гр}$ и загрузки СЭС $P_{СЭС}$ в зависимости от производительности насосов $V_{гн}$, режима выгрузки и затрат топлива в табл. 1 рассмотрены возможные их варианты. Учитывая,

что танкер-продуктовоз разгружается практически за несколько приемов, целесообразно применить грузовые насосы производительностью $V_r = 425 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Таблица 1. Согласование времени выгрузки груза и загрузки СЭС в зависимости от производительности насосов, режима выгрузки и затрат топлива

Производительность грузового насоса V_r , $\text{м}^3/\text{ч}$	Режим выгрузки, количество приемов, шт.	Время выгрузки суммарное $\sum \tau_v$, ч	Нагрузка СЭС по режимам $P_{\text{СЭС}}$, кВт	Суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку груза $\sum B_m$, т
300	1	7,68	4079	54,286
300	2	15,36	2040	54,286
425	1	5,41	5792	54,229
425	2	10,82	2896	54,229
425	3	16,23	1931	54,229
600	1	3,82	8191	54,670
600	2	7,64	4092	54,670
600	3	11,46	2730	54,670

Влияние менее вязких мазутов на оптимальность производительности грузовых насосов $V_{r.о.}$, времени выгрузки τ_v и нагрузки СЭС исследовано на перевозках мазута марки М20 при $t_p = 15^\circ\text{C}$ за 20-ти суточный рейс (табл. 2, рис. 3, 4).

Таблица 2. Определение оптимальной производительности грузовых насосов по времени выгрузки, нагрузке СЭС, суммарным затратам за 20-суточный рейс на подогрев и выгрузку перевозимого мазута марки М100 при температуре груза в режиме поддержания $t_{rp} = 35^\circ\text{C}$

Производительность насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$	Время выгрузки τ_v , ч	Нагрузка СЭС $P_{\text{СЭС}}$, кВт	Затраты топлива, т	
			на выгрузку груза B_v	суммарные на подогрев и выгрузку $\sum B_r$
100	23,40	1339	7,665	58,325
150	15,48	2024	6,227	56,012
200	11, 56	2709	5,515	55,007
250	9,23	3394	5,092	54,519
300	7,68	4079	4,810	54,286
425	5,41	5792	4,398	54,229
600	3,82	8191	4,111	54,670
800	2,87	10932	3,937	55,451
1000	2,29	13672	3,832	56,359

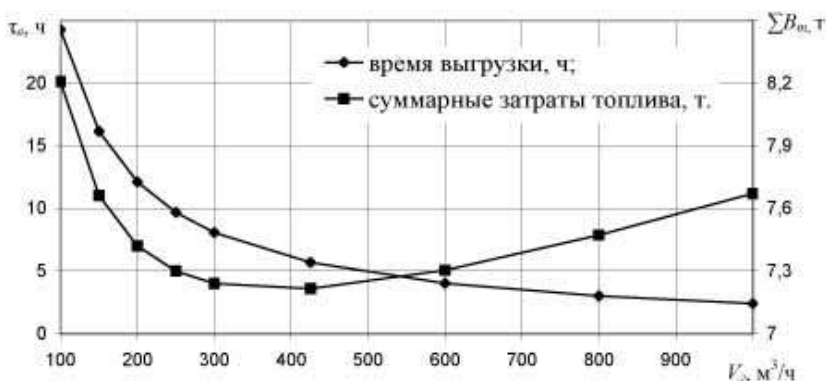


Рис. 3. Зависимость времени выгрузки груза и суммарных затрат топлива от производительности грузового насоса при разогреве груза

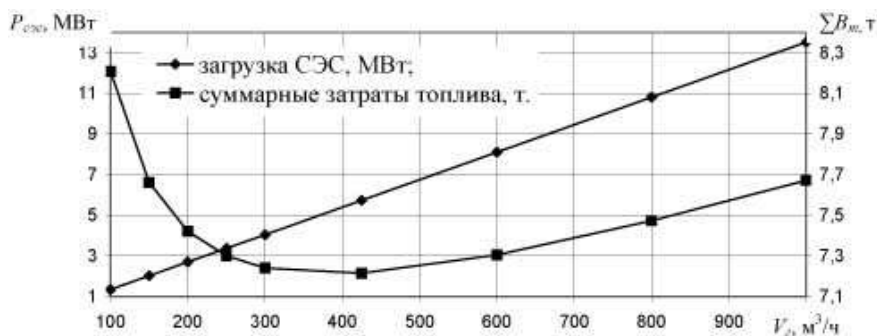


Рис. 4. Зависимость $P_{\text{СЭС}}$ и суммарных затрат топлива от производительности грузового насоса при разогреве груза

Анализ табл. 2 и рис. 3, 4 показал, что при перевозках менее вязких мазутов оптимум производительности грузовых насосов по минимуму суммарных затрат практически не изменяется. Время выгрузки $\tau_{\text{в}}$ незначительно возросло (на 5,2 %) из-за снижения объемного КПД насосов. Нагрузка СЭС практически не изменяется. Затраты топлива на выгрузку снижаются. Суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку уменьшаются в среднем в 7,5 раз.

Сопоставление данных табл. 1, 2 подтверждает целесообразность применения на танкере индивидуальных грузовых насосов производительностью $V_{\text{г}} = 425 \text{ м}^3/\text{ч}$ на каждом грузовом танке.

Выводы.

1. Впервые в результате комплексной оптимизации систем циркуляционного подогрева и выгрузки груза винтовыми насосами, путем ими-

тационного математического моделирования определена оптимальная производительность грузовых насосов по времени выгрузки, загрузке СЭС, затратам топлива и организации выгрузки.

2. Согласование времени выгрузки и загрузки СЭС предусматривает определенную организацию выгрузки груза.

3. Оптимум производительности грузовых насосов по минимуму суммарных затрат и нагрузке СЭС при выгрузке мазутов различной вязкости практически не изменяется.

4. Суммарные затраты топлива на подогрев и выгрузку более вязких мазутов значительно возрастают.

5. Выполненное исследование раскрывает широкие возможности для решения последующих задач повышения энергоэффективности комплекса специальных систем “подогрев–выгрузка” и в целом СЭУ универсальных наливных судов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутыркин В.А., Постников В.И. Специальные системы нефтеналивных судов. Справочник. – М.: Транспорт, 1983. – 192 с.
2. Кутыркин В.А. Теоретические основы выгрузки высоковязких нефтепродуктов из речных судов. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Горький, 1979. – 54 с.
1. 3. РД 5.5452-80. Системы грузовая и зачистная нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1980. – 53 с.
3. РД 5.5524-82. Системы подогрева жидких грузов морских нефтеналивных судов. Правила и нормы проектирования. – М.: Министерство судостроения СССР, 1982. – 105 с.
4. Щедролосев А.В. Повышение энергоэффективности систем подогрева и выгрузки вязких продуктов на наливных судах методом комплексной оптимизации параметров устройств и режимов технологических процессов // 36. науч. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – № 2. – С. 41–51.

УДК 621.436.12

Пизинцали Л.В., Ханмамедов С.А.
ОНМА

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СУДОВЫХ АВАРИЙНЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

В ряду мероприятий по повышению безопасности мореплавания, вопрос повышения эффективности работы аварийных дизель генераторов имеет большое значение.

Одним из путей повышения эффективности работы АДГ является организация их эксплуатации по фактическому состоянию с использованием методов диагностирования.

В процессе эксплуатации энергетических установок судов класса автоматизации А1, при малой численности экипажа, возникают определенные трудности с определением технического состояния аварийных дизель генераторов (АДГ).

Настоящая работа посвящена разработке методики и оценки технического состояния основных элементов АДГ, используя штатное оборудование.

Как было показано нами ранее [1], АДГ в жизненном цикле эксплуатации судна имеет небольшую наработку $3,1 \div 7 \cdot 10^3$ час.

Схема получения электроэнергии и автоматического управления процессами преобразования энергии в аварийном дизель генераторе, получившем наибольшее распространение на транспортных судах, приведена на рис. 1.

Состояние такого энергетического комплекса может быть характеризовано таким диагностическим структурно чувствительным показателем, как общий к.п.д. АДГ [3]

$$\eta_{\text{АДГ}} = \frac{W_n}{W_t}, \quad (1)$$

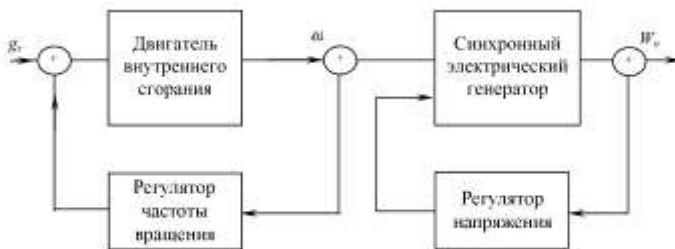


Рис. 1. Схема автоматизации процессов при преобразовании химической энергии топлива в электрическую в судовых аварийных дизель генераторах

где $W_n = U \cdot I \cos \varphi$ — полезная электрическая энергия, отдаваемая в единицу времени судовым аварийным потребителям, номинированным классификационным обществом [2]; U — напряжение; I — ток; φ —

угол сдвига фаз; $W_t = \frac{g}{t} B_t$ — химическая энергия топлива, подводимая в единицу времени; g — расход топлива, кг; t — время работы АДГ, час; B_t — теплотворная способность топлива, кДж/кг.

Общий к.п.д. АДГ согласно формуле (1) может быть определен в судовых условиях. Для этого достаточно на 0,5÷1 час на АДГ дать стабильную постоянную нагрузку, близкую к номинальной мощности дизеля (обычно для этой цели используют в качестве нагрузки пожарный насос). Используя штатное оборудование аварийной электростанции, регистрируют электрическую мощность, потребляемую приводным электродвигателем пожарного насоса. Поскольку АДГ имеет автономную топливную цистерну, то расход топлива за время работы АДГ определяют по мерному стеклу, которое для повышения точности измерения может быть, при необходимости, снабжено дополнительной мерной линейкой.

Общий к.п.д. АДГ (построечный) будет определяться совокупностью следующих параметров определяющих техническое состояние основных элементов

$$\eta_{\text{АДГН}} = \eta_t \cdot \eta_d \cdot \eta_{\text{элг}} \cdot \eta_m, \quad (2)$$

где η_t — термический к.п.д. дизеля; η_d — механический к.п.д. дизеля; $\eta_{\text{элг}}$ — электрический к.п.д. генератора; η_m — механический к.п.д. генератора.

В процессе эксплуатации к.п.д. АДГ изменяется в зависимости от нагрузки, а также будет уменьшаться под действием процессов изнашивания, коррозии, деструкции и изменения физико-механических характеристик конструкционных и смазочных материалов, образованию пленок, парообразования и накипи.

Анализ изменения общего к.п.д. АДГ в процессе эксплуатации показал, что зависимость к.п.д. от времени и нагрузки носит сложный характер и может быть представлена в следующем виде

$$\eta_{\text{АДГ}} = \eta_{\text{АДГН}} - \left[\eta_{\text{АДГН}} - \eta_{\text{АДГПР}} \right] \left\{ 1 - K_1 \frac{t_i}{t_H} - K_2 \left(\frac{t_i}{t_H} \right)^2 - K_2 \left(\frac{t_i}{t_H} \right)^3 \right\} \quad (3)$$

где K_1 — коэффициент, который показывает, насколько изменяется к.п.д. АДГ под действием процессов изнашивания (изменения линейных размеров подшипников, элементов КШМ, кулачков, толкателей и

т.д.); K_2 — коэффициент, который обусловлен потерей к.п.д. дизеля с ростом энергии рассеиваний в колебательных процессах деталей двигателя, воздуха и охлаждающих жидкостях; K_3 — коэффициент, который обусловлен потерей воздуха, газов, топлива в результате утечек в элементах КШМ, топливной аппаратуры, клапанов и т.д.

Формула (3) справедлива для случая, когда АДГ работает на номинальной нагрузке W_n , кВт.

При нагрузке на АДГ отличной от номинальной — W_i — к.п.д. определится согласно [4] по формуле

$$\eta_{\text{АДГ}_i} = 1 - \frac{W_n}{W_i} (1 - \eta_{\text{АДГ}_n}). \quad (4)$$

Таким образом, зависимость (3) с учетом уравнения (4) будет характеризовать изменения диагностического параметра в процессе эксплуатации. Тогда условие работоспособности АДГ может быть задано в пространстве диагностических показателей исходя из следующих предположений:

- определен параметр состояния АДГ т.е. общий к.п.д. — $\eta_{\text{АДГ}}$;
- существует номинальный параметр состояния номинальный (построечный) к.п.д. — K_1 — $\eta_{\text{АДГ}_n}$;
- отклонение состояния допускается в пределах регламентированных заводом строителем дизеля и синхронного генератора $\eta_{\text{АДГ}_{\text{пр}}}$;
- допустимые отклонения определяют область работоспособности АДГ.

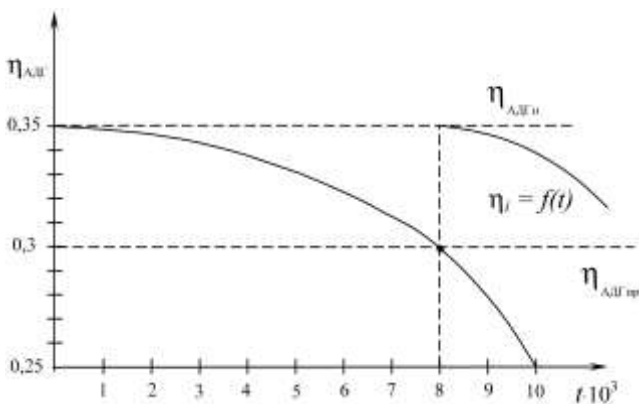


Рис. 2. График изменения к.п.д. от наработки

Условие работоспособности АДГ задается тогда следующим неравенством

$$\eta_{\text{АДГн}} > \eta_{\text{АДГг}} > \eta_{\text{АДГпр}}.$$

Анализ зависимостей $\eta_{\text{АДГ}} = f(t)$ на примере АДГ 2Ч10,5/13 показал:

- Расчетная величина достижения предельно допустимого к.п.д. составляет $t_n \approx 8 \cdot 10^3$ час (кривая 1 рис. 2) после чего необходим ремонт (точка a , рис. 2) с заменой отдельных деталей. В то же самое время, максимальная наработка АДГ на судне составляет всего $t_n \approx 5 \cdot 10^3$ час.
- Значения коэффициентов соответствуют: $K_1 = 0,08 \mid 0,06$; $K_2 = 0,22 \mid 0,15$; $K_3 = 0,7 \mid 0,29$. Зависимости идут практически одинаково. Разница в 3-м знаке.

Таким образом, в процессе эксплуатации параметрический отказ АДГ маловероятен. Анализ потока отказов [1] показывает, что для АДГ характерным является внезапный отказ.

Значительная часть внезапных отказов носит «человеческий фактор» — это, прежде всего, нарушение правил технической эксплуатации и обслуживания (до 70 %).

Степень работоспособности АДГ согласно известной зависимости [3] определится:

$$C_i = \frac{\eta_{\text{АДГн}} - \eta_{\text{АДГг}}}{\eta_{\text{АДГн}} - \eta_{\text{АДГпр}}} \quad (5)$$

Параметр C_i в общем случае изменяется от $1 \rightarrow 0$. Как показали наши исследования, судовладельцы поддерживают значения C_i в АДГ в пределах $1 \div 0,7$.

По нашему мнению, этот параметр должен оговариваться и номинироваться судовладельцами и в целях обеспечения безопасности мореплавания, должен быть не меньше величин $C_i = 0,7 \div 0,6$.

В случаях, когда АДГ используется как стояночный генератор или предусмотрены другие схемы его использования, поддержание степени работоспособности $C_i \geq 0,7$ становится проблематичным. Поэтому необходима разработка дополнительных мероприятий по повышению надежности таких АДГ.

На втором этапе исследований разрабатывалась методика поиска возникшего дефекта в АДГ.

Глубина поиска дефекта была установлена в пределах следующих структурных единиц (СЕ) объекта диагностирования:

- пусковые системы дизеля;
- топливная аппаратура дизеля;
- регулятор частоты вращения дизеля;
- регулятор напряжения синхронного генератора;

- система возбуждения генератора.

Для определения состояния основных СЕ применим известный метод оценки реакции АДГ на ступенчатое возмущение [3].

Как видно из рис. 3, в период времени $0 - t_n$ на АДГ подается пусковой воздух или осуществляется разгон АДГ от стартерного электродвигателя. В этот период времени АДГ может быть characterized как одностепенный объект. Описание объекта может быть выполнено, согласно известному уравнению динамики вращательного движения, по следующей зависимости:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{сд}} - M_{\text{ст}}, \quad (6)$$

где J — суммарный момент инерции системы дизеля с генератором, $M_{\text{сд}}$ — момент стартерного электродвигателя, $M_{\text{ст}}$ — статический момент дизеля.

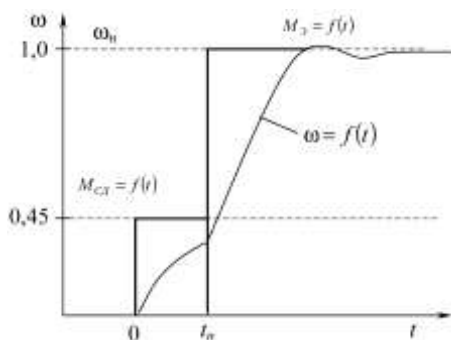


Рис. 3. Схема двухступенчатого тестового сигнала подаваемого на АДГ

По мере достижения частоты вращения $\omega \approx 0,4\omega_n$ и условий воспламенения топлива на двигатель в момент времени $t = t_n$ наносится следующее ступенчатое возмущение. Двигатель в этот период времени переходит в новое состояние и может быть охарактеризован как двухстепенный объект. В этот период необходимо учесть работу регулятора частоты вращения двигателя, который после отключения стартерного электродвигателя осуществляет управление эффективным моментом дизеля. На этом этапе уравнение, описывающее движение АДГ, преобразуется к следующему виду:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{э}} - M_{\text{ст}}, \quad (7)$$

где $M_{\text{э}}$ — эффективный момент дизеля, снабженного, например, механическим ПИ-регулятором частоты вращения.

Эффективный момент определяется по выражению

$$M_{\Sigma} = k_1 \omega_H - \omega + k_2 \int \omega_H - \omega dt + M_{CT}. \quad (8)$$

Здесь k_1 — коэффициент пропорциональной составляющей по отклонению в законе регулирования, k_2 — коэффициент пропорциональности интегральной составляющей в законе регулирования.

Распознавание дефектов осуществляется путем сопоставления частот вращения вала АДГ и эквивалентной модели (ЭМ), рис. 4.

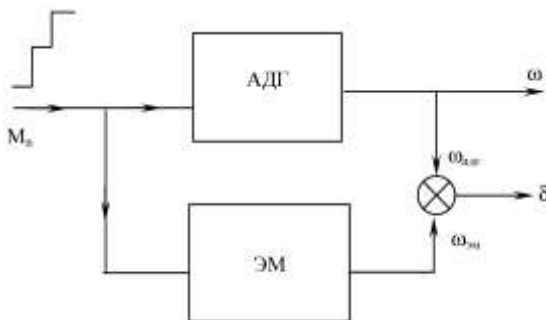


Рис. 4. Схема включения АДГ и эквивалентной модели в период поиска дефектов АДГ

В качестве эквивалентной модели использовалась модель синхронного электрического генератора и двигателя внутреннего сгорания, разработанная в пакета MATLAB, рис. 5.

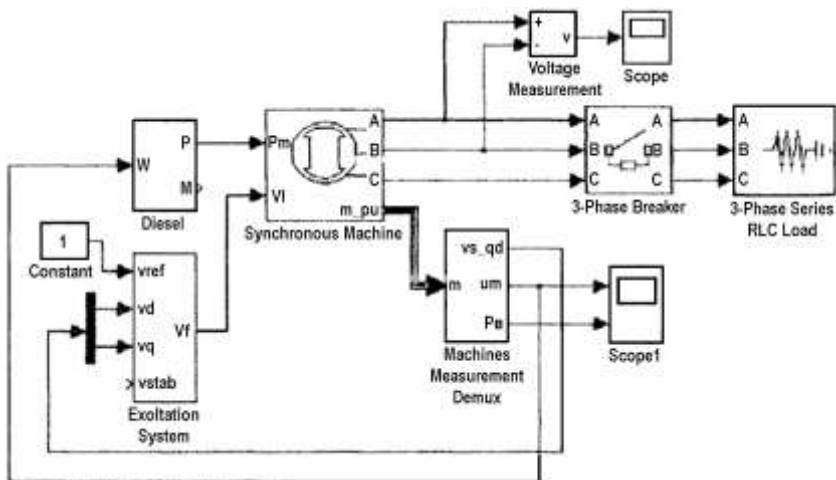


Рис. 5. Эквивалентная модель аварийного дизель генератора в среде MATLAB

Блок Diesel представляет собой модель дизеля, составленную в соответствии с уравнениями (4) и (5), в зависимости от значения частоты вращения вала. При $\omega^* \leq 0,45$ реализуется выражение (2), а при $\omega^* \geq 0,45$ — выражение (5). С помощью регулятора частоты вращения осуществляется регулирование частоты вращения дизеля в соответствии с выражением (6). Выходная механическая энергия дизеля подается на вал синхронного генератора Synchronous Machine. Возбуждение генератора осуществляется с помощью стандартного блока Excitation System, этим же блоком моделируется ПИ-регулятор напряжения. На вход этого блока поступает номинальное значение напряжения, выраженное в относительных единицах (блок Constant), а также активная (d) и реактивная (q) составляющие переменного напряжения генератора. Выходные сигналы синхронного генератора измеряются с помощью стандартного блока Machines Measurement Demux и подаются на блок Scope, осуществляющий визуализацию измеренных величин. Линейное напряжение на шинах генератора измеряется блоком Voltage Measurement.

В настоящее время судовые аварийные дизель генераторы не располагают независимым датчиком для измерения частоты вращения. Таким образом, для реализации предлагаемой методики сигнал пропорциональный частоте вращения должен быть выработан при помощи уже установленного штатного оборудования. В настоящей работе, в качестве датчика частоты вращения использовался непосредственно синхронный электрический генератор. Для этой цели напряжение с синхронного генератора подавалось на ЭВМ, где частота исследуемого сигнала вычислялась по следующей формуле

$$\omega_i = \frac{2\pi}{p} \cdot \frac{1}{T_i}, \quad (9)$$

где p — число пар полюсов синхронного генератора; T_i — текущий период колебаний (рис. 6).

Используя формулу (7) в любой момент времени можно определить частоту вращения АДГ. На рис. 7. приведены результаты определения частоты вращения аварийного дизель генератора в период пуска при различном техническом состоянии его СЕ.

В зависимости от требований заказчика глубина диагностирования может быть увеличена, например, состояние деталей ЦПГ, масляного насоса и т.д. Таким образом, предложенная выше методика может быть использована для диагностирования технического состояния судовых аварийных дизель-генераторов, используя штатное оборудование. Основным сигналом, который используется для диагностирования АДГ, является амплитудное и частотное изменение напряжения генератора в

период его пуска. Данная методика может быть перенесена и на диагностирование судовых дизель генераторов.

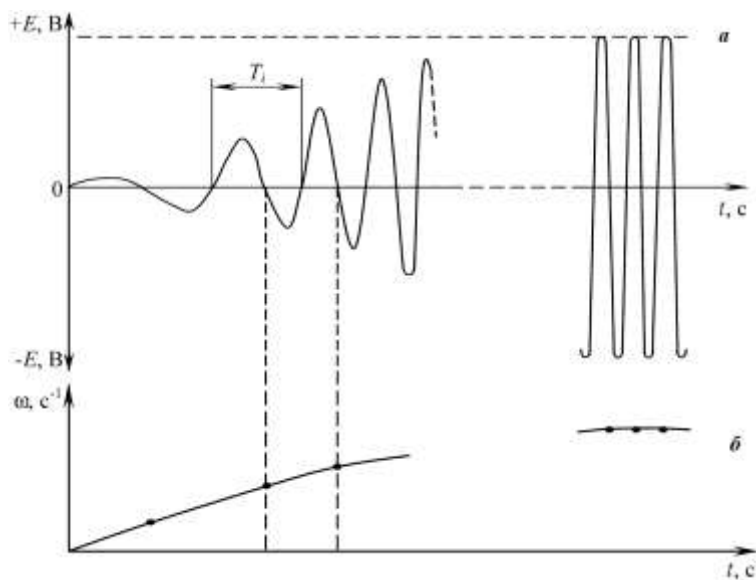


Рис. 6. Зависимость изменения напряжения синхронного генератора в период пуска (кривая *a*); зависимость изменения частоты вращения генератора, рассчитанная по формуле (7) (кривая *б*)

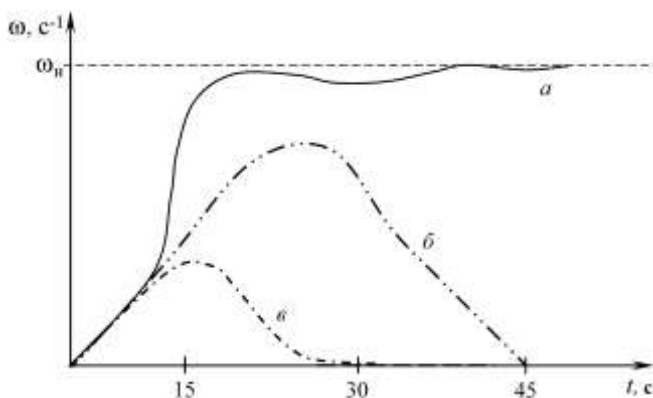


Рис. 7. Зависимость изменения частоты вращения АДГ в период его пуска: *a* — нормальный пуск; *б* — двигатель не запущен по причине неудовлетворительной работы топливной аппаратуры; *в* — двигатель не запущен по причине неудовлетворительной работы системы пуска

Итак, в работе разработана методика диагностирования АДГ с использованием штатного оборудования. Показано, что для судовых АДГ степень работоспособности должна быть не ниже $C = 0,70$. При регистрации выходного напряжения синхронного генератора в период пуска, возможно, выполнить определение дефектов основных элементов АДГ.

Разработанная методика диагностирования АДГ может быть использована на транспортных и рыбопромысловых судах, а также на судах вспомогательного флота и ВМФ Украины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. Номинирование параметров судовых аварийных дизель-генераторов транспортных судов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. 35-42.
2. Мозалевский А.В., Калвин В.П. Системы диагностирования судового оборудования. – Л.: Судостроение, 1987. – 221 с.
3. Правила квалификации и постройки морских судов. – С.-Пб.: Российский морской регистр судоходства, 1999. – Т. 2. – 605 с.
4. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.

УДК 620.197.181:628.113.5:629.12.06

Абрамов В.А. Экологическая оценка использования продуктов сгорания в качестве источника двуокси углерода для предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Анализ экологического воздействия при применении продуктов сгорания для обработки морской воды с целью предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменниках и системах, контактирующих с морской водой, показал практически полную их экологическую безопасность.

Табл. 1. Список лит. 6.

Abramov V.A. Ecological Estimation of Using Combustion Materials as a Source of Dioxide for Preventing Scale Formation and Biofouling in Marine Heat Exchangers // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The analysis of ecological influence at usage of combustion materials for sea water treatment aiming to prevent scale formation and biofouling in marine heat exchangers and systems that are in contact with sea water showed that they are practically completely ecologically safe.

Tabl. 1. Bibl. 6.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Задорожный А.А., Колиев И.Д. Экспериментальный стенд и методика исследований систем смазывания цилиндров СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Представлены результаты разработки стенда и методики исследований для испытания существующих конструкций систем смазывания цилиндров в широком диапазоне изменений условий их работы, что позволяет значительно экономить время испытаний и затраченные на них средства.

Илл. 6. Список лит. 2.

Bogach V.M., Zadorozhnyi A.A., Koliyev I.D. Experimental Stand and Method of Investigation of Cylinder Lubricating Systems of Marine Internal Combustion Engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The description of stand and the results of method of investigation constructions of cylinder lubricating systems in wide range of working modes are presented. This gives the possibility to save time for trials and funds.

Fig. 6. Bibl. 2.

УДК 621.431.74.18-19

Бойко П.В., Бондарь С.А. Показатели оценки эксплуатационных качеств судовой энергетической установки // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

Предлагается методика предварительной оценки эксплуатационных качеств СЭУ и более глубокая всесторонняя оценка по обобщённому КПД судового комплекса. Выполнен анализ изменения качества СГМК судна в зависимости от скорости хода.

Илл. 1. Табл. 2. Список лит. 4.

Boyko P.V., Bondar S.A. Indexes of Estimation Service Performance of Marine Power Plant // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

The method is suggested for the preliminary estimation of marine power plant service performance and deeper and all-around evaluation on generalized coefficient of ship's complex efficiency.

Fig. 1. Tabl. 2. Bibl. 4.

УДК 621.316.721

Власенко О.А. Синтез инвариантного нелинейного регулятора по отклонению стабилизации частоты судового валогенератора с гидроприводом // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Приводится метод получения условий инвариантности одномерных нелинейных автоматических систем. На основе этого метода выполнен синтез нелинейного инвариантного регулятора по отклонению стабилизации частоты судового валогенератора с гидроприводом. Получена математическая модель, позволяющая разработать принципиальную схему рассматриваемого регулятора.

Илл. 1. Список лит. 3.

Vlasenko O.A. Synthesis of Invariant Nonlinear Regulator on a Deviation of Frequency Ship Shaft Generator with a Hydrodrive // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The method of reception of conditions of invariance of one-dimensional nonlinear automatic systems is resulted. On the basis of this method synthesis of a nonlinear invariant regulator on a deviation of stabilization of frequency ship shaft generator with a hydrodrive is executed. The mathematical model is received, allowing developing the basic circuit of a considered regulator.

Fig. 1. Bibl. 3.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В. Исследование процесса топливоподачи судового среднеоборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Представлены материалы безмоторных испытаний системы впрыскивания топлива судового среднеоборотного дизеля. Зависимости приведены в форме скоростной характеристики и типичных осциллограмм.

Илл. 5.

Polovinka E.M., Kolegayev M.A., Turchaninov O.V. Investigation of Fuel Ingection Process of Marine Middle Speed Diesel // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The results of motorless tests of fuel injection system of marine middle speed diesel are presented. Dependences are given in the form of speed characteristics and Typical oscillogramms.

Fig. 5.

УДК 629.5.035.5В.001.76: 629.544

Радченко А.П., Будашко В.В. Підвищення ефективності передачі потужності в судових пропульсивних комплексах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Пропонується модель у MatLab/Simulink передачі потужності до рушія в пропульсивному комплексі з допоміжним електричним двигуном, який із головним малооборотним дизелем забезпечують необхідну частоту обертання гребного гвинта.

Ілл. 8. Список літ. 7.

Radchenko A.P., Budashko V.V. The Increase of Power Transfer Effectiveness in Marine Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

MatLab/Simulink model of power transfer to the propeller in the propulsion complex with the auxiliary electric motor, which with the main low-speed engine guarantee necessary propeller shaft speed is proposed.

Ілл. 8. Bibl. 7.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

Варбанець Р.А. Система разделенного мониторинга СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Рассмотрены вопросы, связанные с разработкой современной системы мониторинга рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации.

Ілл. 4. Список лит. 4.

Varbanets R.A. Marine Diesel Engine Monitoring System with Separate Functions // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The problems of developing modern monitoring system of diesel engine working process during operation are discussed.

Fig. 4. Bibl. 4.

УДК 621.896:621.43

Васильев А.Е., Чураков А.И. Повышение эффективности очистки обводненных масел СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____

Разработана гидродинамическая установка удаления растворенной воды из циркуляционных масел, предложена модернизированная циркуляционная масляная система СДВС.

Ілл. 5. Список лит. 4.

Vasylyev A.E., Churakov A.I. Increase the efficiency of cleaning watered lubricating oil of ship's internal-combustion engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The hydrodynamic plant removal of dissolved water from circulating lubricating oil is design and modernized circulating lubricating oil system of ship's internal-combustion engine is proposal.

Fig. 5. Bibl. 4.

УДК 621.313.3

Веретенник А.М. Автоколебательные процессы в системе стабилизации частоты судового дизель генератора // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Приведен метод определения параметров автоколебаний в системе регулирования частоты вращения генератора с учетом характера сил трения в нелинейном звене.

Илл. 4. Список лит. 4.

Veretennik A.M. Self-Oscillating processes in the system of stabilization of frequency of ship are the diesel of generator // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The method of decision of parameters of self-oscillating processes in the system of adjusting of frequency of rotation of generator taking into account the character of forces of friction in a nonlinear link is resulted.

Fig. 4. Bibl. 4.

УДК 629.12.53: 628.84

Голиков А.А. Моделирование процессов в судовых гидродинамических системах пылеподавления балкеров в период грузовых операций // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Разработана модель гидродинамической системы пылеподавления и методика расчета пылеподавляющего облака, которые позволяют обеспечить энергосбережение, санитарные и экологические требования, а также пожаробезопасность в процессе судовых грузовых операций.

Илл. 2. Список лит. 4.

Golikov A.A. Modeling of the Processes in the Ship Hydrodynamic Dust Control Systems of Bulk Carriers During Cargo Operations // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The model of the hydrodynamic system of dust suppression and method of calculation of dust suppression cloud is developed, which allow energy saving, sanitary and ecological requirements, and also fire safety in the process of ship cargo operations.

Fig. 2. Bibl. 4.

УДК 629.12 - 8.002

Голиков А.А., Дмитриев М.Н. Совершенствование технической эксплуатации судовой энергетической установки посредством метода управления риском // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Система технической эксплуатации посредством метода управления риском обеспечивает планирование и подготовку приоритетов обслуживания, информирует о состоянии механизмов, и помогает предусмотреть и принять корректирующие меры по обслуживанию, обеспечения стратегии надежности и предотвращении аварий.

Илл. 2. Список лит. 5.

Golikov A.A., Dmitriyev M.N. Improvement of Technical Maintenance of Marine Power Plant by Means of Risk Control Method // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The system of technical operation to means of a method of management provides with risk planning and preparation of priorities of service, informs on a condition of mechanisms, and helps to provide and take adjusting measures on service, maintenance of strategy of reliability and accident precaution.

Fig. 2. Bibl. 5.

УДК 536.248.2:532.529.5

Дорошенко А.В., Корејша О.В., Лисин В.В. Использование солнечной энергии в судовых системах термовлажностной обработки воздуха // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. __-__.

Альтернативные системы включают большое количество тепломассообменных аппаратов (ТМА), при значительных поверхностях, требуемых для реализации рабочих процессов. Это приводит к росту габаритов системы, ее весу и стоимости. Рассмотрена возможность использования принципа совмещения в пределах ТМА рабочих и вспомогательных процессов и выполнены расчеты, показавшие работоспособность альтернативной системы для решения задачи кондиционирования воздуха — получения комфортных параметров с использованием только испарительных методов охлаждения воздуха и гелиосистемы с плоскими солнечными коллекторами для обеспечения регенерации абсорбента.

Илл. 1. Список лит. 9.

Doroshenko A.V., Korejsa O.V. Lisin V.V. Use of a Solar Energy in Air Conditioning Systems // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – № 11. – Odessa: ONMA. – P. __-__.

The alternative solar systems include a plenty of heatmasstransfer devices (HMA), with significant surfaces required for realization of working processes. It results in growth of dimensions of system, its weight and cost. The opportunity of use a principle of overlapping in working and auxiliary processes of HMA is considered and the accounts which have shown serviceability of alternative system for the decision of a task of an air conditioning — of reception of comfortable parameters with use only evaporative methods of cooling of air and solar systems with flat solar collectors for maintenance of regeneration absorbent are executed.

Fig. 1. Bibl. 9.

УДК 629.12-8.001.63.004+629.12.037.21

Колесник Д.В. Тенденции развития пропульсивных комплексов судов эксплуатирующихся во внутренних водных путях

Описаны преимущества применения винторулевых колонок в пропульсивных комплексов судов эксплуатирующихся во внутренних водных путях. Указаны направления дальнейшего совершенствования их эксплуатации.

Илл. 3. Список лит. 8.

Kolesnik D.V. Development Tendencies of Propulsion Plants of Vessels Sailing in Inland Water

Advantages of using ruderpropellers in propulsion plants of vessels sailing in inland water are described. Directions of further improvement of their operation are shown.

Fig. 3. Bibl. 8.

УДК 621.431.74

Луковцев В.С. Исследование режима работы судового дизель-генератора с перегрузкой 10% // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Приведены результаты исследования ненормального процесса внезапной перегрузки дизель-генератора на 10% с помощью моделирования в Simulink/MATLAB.

Илл. 5. Список лит. 2.

Lukovtsev V.S. The Study of Ship Diesel-Generator Mode with Overloading 10% // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

It's brought results of study of abnormal process of sudden overloading a diesel-generator on 10% by means of modeling in Simulink/MATLAB.

Fig. 5. Bibl: 2.

УДК 681.586.773:537.228.1

Никольский В.В., Багдасарян Л.Б. Определение реологических характеристик топлив и масел, используемых в СЭУ // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Рассмотрена конструкция проточного вискозиметра на соосных цилиндрах с пьезо-электрическим приводом. Приведены экспериментальные реологические характеристики топлив и масел, используемых в СЭУ.

Илл. 5. Список лит. 9.

Nikolsky V.V., Bagdasarian L.B. Determination of Flow Characteristics of Fuels and Oils, Used in Marine Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The construction of flow viscosimeter based on coaxial cylinders is described. Experimental flow characteristics of fuels and oils used in marine power plants are presented.

Fig. 5. Bibl. 9.

УДК 621.313.84-843:629.5

Слыщенко А.А., Ключев К.М. Судовой линейный дизель-генератор для пропульсивных комплексов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Исследуются линейные электрические генераторы с целью создания судового линейного дизель-генератора мощностью 1 МВт. Приведены результаты математического моделирования. Разработана принципиальная схема судовой энергетической установки.

Илл. 4. Список лит. 5.

Slynchenko A. Klyuyev K. Marine linear diesel – generator for propulsion complexes // Ship power installations: Sc.-Tech. Col. – 2005. – № 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

Linear electric generators are investigated with the purpose of creation ship linear diesel-generator by capacity 1 MW. Results of mathematical modeling. The basic circuit of ship power installation is developed.

Fig. 4. Bibl. 5

УДК 621.43

Трибусян Ю.Н., Ханмамедов С.А. Механический шум цилиндропоршневой группы дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Рассмотрен способ снижения на $7 \div 10$ дБ механического шума деталей ЦПГ тронкового двигателя внутреннего сгорания путем использования полусинтетического смазочного материала, содержащего кремнийорганические соединения.

Илл. 5. Список лит. 2.

Tribusian Y.N., Khanmamedov S.A. Mechanical Noise of Piston-Cylinder Group // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The way to decrease noise of piston-cylinder group of trunk combustion engine by $7 \dots 10$ decibel using semisynthetic lubricant with organic-silicon compounds are shown.

Fig. 5. Bibl. 2.

УДК 621.436.12

Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. Номинирование параметров судовых аварийных дизель-генераторов транспортных судов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Получены результаты, позволяющие номинировать основные характеристики аварийного дизель-генератора как на стадии проектирования, так и на стадии эксплуатации.

Илл. 5. Табл. 3. Список лит. 2.

Khanmamedov S.A., Pizintsali L.V. Nominating Parameters of Emergency Diesel-Generators of Cargo Vessels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

The results are obtained that give the possibility to nominate main characteristics of emergency diesel-generator both on the stage of projecting as well as on the stage of its maintenance.

Fig. 5. Tabl. 3. Bibl. 2.

УДК 629.5.064

Харин В.М. Оценка устойчивости электрогидравлических рулевых машин // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Разработаны математическая модель и метод оценки устойчивости электрогидравлических рулевых машин.

Илл. 2. Список лит. 3.

Kharin V.M. Estimation of Stability of Electro-Hydraulic Steering Boosters // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

Mathematic model and method of estimation of electro-hydraulic steering boosters stability are elaborated.

Fig. 2. Bibl. 3.

УДК 621.867.72

Щедролов А.В. Оптимизация производительности и времени выгрузки грузовых насосов на танкерах-продуктовозах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Впервые методом математического моделирования определена оптимальная производительность винтовых грузовых насосов по времени выгрузки загрузке судовой электростанции, организации работы грузовой системы, затратам топлива на подогрев и выгрузку высоковязких грузов на танкерах-продуктовозах.

Илл. 4. Табл. 2. Список лит. 4.

Shchedrolov A.V. Optimization of Productivity and Unloading Time of Cargo Pumps on Tank Vessels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

For the first time method of mathematical modelling defines optimal performance of screw cargo pumps on time to discharging to a stuffing of a ship's electric power plant, organization of work of a cargo piping system, expenditures of combustible on a preheating and discharging of high-viscosity cargoes on tank vessels.

Fig. 4. Tabl. 2. Bibl. 4.

УДК 621.436.12

Пизинцали Л.В., Ханмамедов С.А. Диагностирование технического состояния судовых аварийных дизель-генераторов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. ____-____.

Показано, что одним из путей повышения эффективности работы АДГ является организация их эксплуатации по фактическому состоянию с использованием методов диагностирования. Работа посвящена разработке методики оценки технического состояния АДГ и методике поиска возникших дефектов, используя штатное оборудование. Основным сигналом для диагностирования АДГ является амплитудное и частотное изменение напряжения генератора в период его пуска.

Рис. 7. Библ. 4.

Pizintsali L.V., Khanmamedov S.A. Diagnosing of Technique State of Emergency Diesel-Generators of Cargo Vessels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2005. – No 12. – Odessa: ONMA. – P. ____-____.

It is shown that one of the ways of improvement of efficiency of emergency diesel-generator is their maintenance by real state using testing methods. The work is devoted to development the method of estimation technical state of emergency diesel-generator and the method of finding their defects using standard equipment. Main signal used for diagnosing emergency diesel-generator is amplitude and frequency changes of generator voltage during the period of its starting.

Fig. 7. Bibl. 2.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника

«Судовые энергетические установки»

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

Рукопись представляется в редакционную коллегию на дискете 3,5" в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объемом не более 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объем статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисовочных подписей.

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

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст набирать через 1 интервал, шрифт *Times New Roman*, кегль 10,5 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисовочные подписи — кегль 9 пт.

Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом, векторы — полужирным, без наклона; греческие символы — во всех случаях без наклона; индексы латинские — с наклоном, кириллические — без наклона. Размеры в *Equation (MathType)*: основной — 10,5 пт, увеличенный — 16 пт, индекс — 7 пт, субиндекс — 6 пт. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Формулы отделяются от текста строками высотой 2 пт.

Таблицы следует располагать на одной странице (кроме случаев, когда таблица занимает больше 1 страницы). Заголовков — 9 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 9 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 9 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

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

Перед названием статьи указываются индекс УДК, фамилии и инициалы авторов, сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. Заголовков статьи оформлять стилем Заголовков 1, кегль 10,5 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

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

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

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

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 12.

Подписано к печати 4.10.2005 г. Формат 60×84/16.

Уч.-изд. л. 7,83. Тираж 100. Зак. № 624.

ОНМА, центр „Видавінформ”

Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003

65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8

тел./факс: (0482) 34-14-12

publish@ma.odessa.ua