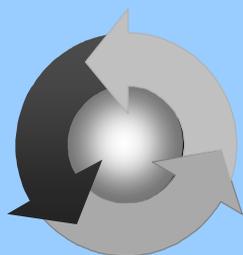


Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



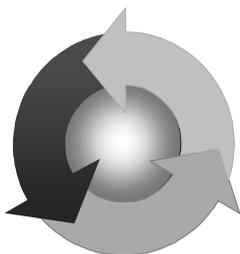
Научно-технический сборник

Выпуск 11

Одесса
2004

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 11

Одесса
2004

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.
Вып. 11. – Одесса: ОНМА, 2004. – 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. Миусов, 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 Шакун С.Н.

С $\frac{3205030000}{2002}$ Без объявления

ББК 39.46

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 3 от 25.11.2004 г.

© Одесская национальная морская академия

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Половинка Э.М., Коллегаев М.А.</i> Динамика пуска судового среднеоборотного дизеля	5
<i>Богданов Б.П.</i> Прочность и устойчивость огневой камеры котла при наличии дефекта листа обшивки	11
<i>Бойко П.В., Лихогляд К.А., Бондарь С.А.</i> Показатели, нормирующие оценку эксплуатационных качеств судовой энергетической установки	18
<i>Колпакчи Э.М., Коханский А.И.</i> Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера	23
<i>Барсуков С.И., Кнауб Л.В., Пизинцали Л.В.</i> Акустическое сопротивление распылителя форсунки как определяющий параметр распыливания топлива	34
<i>Голиков В.А., Цюпко Ю.М.</i> Исследование динамических характеристик комплекса судовой системы кондиционирования воздуха жилых помещений и человек	43
<i>Волков А.В.</i> Исследование влияния искусственного микро рельефа на процесс фреттинг-коррозии тонкостенных вкладышей подшипников скольжения СДВС	52
<i>Черныш И.И., Гаврилюк В.Н.</i> Влияние газораспределения на параметры рабочего процесса дизеля	56
<i>Половинка Э.М., Добровольский К.П.</i> Изменение характеристик прецизионных деталей топливной аппаратуры судового дизеля в эксплуатации	66
<i>Воловник М.С., Коноваленко Л.К.</i> Разработка схемы осциллографирования переходных процессов электропривода переменного тока	74
<i>Будашко В.В.</i> Перетворення енергії в допоміжній гребній енергетичній установці	81
<i>Луковцев В.С.</i> Противоаварийное управление судовыми энергетическими установками	86
<i>Слышченко А.А.</i> Судовой линейный дизель-генератор	95
<i>Дулдиер А.П.</i> Экспериментальное исследование режимов горения во вспомогательной котельной установке KW-100	100
<i>Душко В.В.</i> Влияние дополнительного подогрева топлива в трубопроводе высокого давления на рабочий процесс судового дизеля	107
<i>Тарапата В.В.</i> Совершенствование эксплуатации судовых дизелей путем использования при их ремонте регенерированных деталей с заданной долговечностью	110
<i>Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.</i> Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей с восстановленными головками поршней	116

<i>Лебедев Б.В.</i> Заварка трещин в чугунных корпусных деталях судовых технических средств термохимическими сварочными средствами.....	126
<i>Аболешкин С.Е., Балыхин Ю.В.</i> Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя.....	132
<i>Половинка Э.М., Бузовский В.А.</i> Влияние состава рабочего тела на характеристики впрыскивания топлива судового дизеля.....	140
Рефераты.....	147
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки».....	154

УДК 621.431.74-571.-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А.
ОНМА

ДИНАМИКА ПУСКА СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

При расчёте процессов пуска судовых дизелей сжатым воздухом общепринятым [1-6] является определение динамических параметров по интегральным показателям рабочего процесса и момента сопротивления двигателя. Такими показателями служат среднее индикаторное давление и среднее условное давление механических потерь. Наиболее детально этот подход разработан Мерктом А.Р. В его работе [1] рассматривается возможность определения среднего индикаторного давления по величине цикловой подачи топлива, увязанной с положением органов управления топливными насосами высокого давления.

Однако такая методика не учитывает развития процесса пуска на первом обороте для цилиндров, находящихся в пусковом положении, когда индикаторный процесс в них определяется только поступлением пускового воздуха. Не рассматриваются при этом и процессы в пусковой системе, а также текущие значения параметров, определяющих динамику пуска.

В то же время дальнейшее развитие теории пуска требует исследования совместного протекания процессов во всех системах, участвующих в работе двигателя на маневровых режимах: пусковой, топливоподачи, внутрицилиндровых процессов, формирования моментов сопротивления.

Такая задача ставилась авторами при постановке эксперимента на одноцилиндровом двигателе 1ЧН25/34, спаренном с гидротормозом. В данной статье представлены методология исследования и пример её использования для одного из пусковых режимов.

Исследование рабочих процессов при пуске на одноцилиндровом двигателе позволяет проследить их развитие в индивидуальном порядке без влияния других цилиндров. Такой подход открывает возможности для глубокого и достоверного выявления закономерностей, сопровождающих пуск: подачи пускового воздуха и формирования рабочего тела в цилиндре, развития рабочего процесса при подаче воздуха и топлива, дальнейшего хода индикаторного процесса при работе на топливе. Особое значение приобретает возможность изучения динамики двигателя во взаимосвязи с внутрицилиндровыми процессами.

Экспериментальный двигатель 1ЧН25/34 наряду с измерительной аппаратурой для исследования пусковой системы, индикаторного процесса, топливоподачи был оборудован специальной системой управления пуском. Она может быть использована в двух конфигурациях: элек-

тронном и компьютерном. Приведенные в данной статье материалы получены при электронном управлении пуском.

В ходе исследований осциллографировались следующие параметры:

- давление газов в цилиндре p_r (кривая на осциллограмме обозначена Дг);
- угол поворота коленвала φ (УП);
- перемещение поршня пускового клапана $y_{п.к}$ (ППК);
- давление топлива в системе впрыскивания у насоса p_n и форсунки p_f (Дн, Дф);
- перемещение иглы форсунки $z_{и}$ (ПИ).

Характерная осциллограмма пуска представлена на рис. 1.

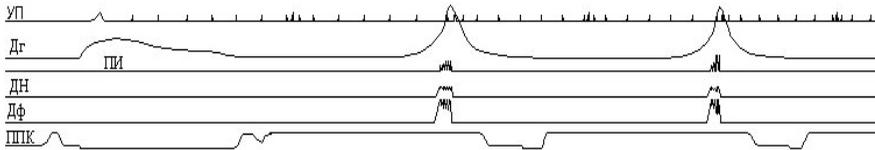


Рис. 1. Осциллограмма пуска

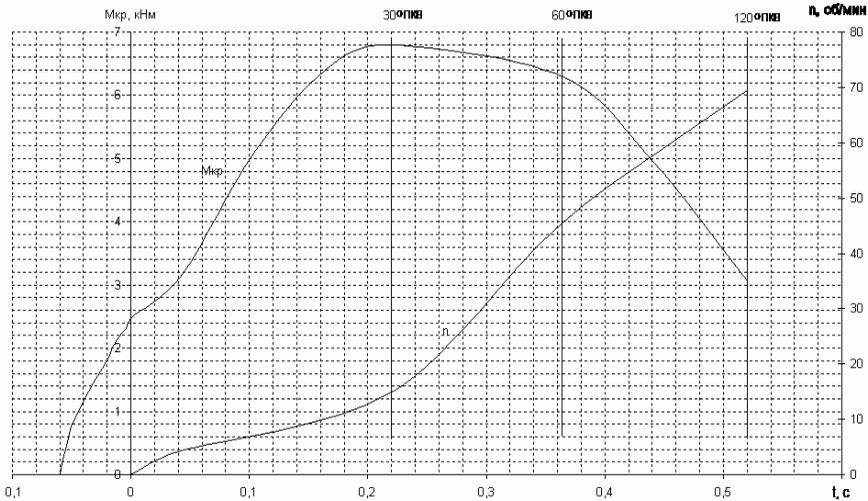


Рис. 2. Динамика пуска

На рис. 2 даны зависимости от времени пуска t двух величин: крутящего момента M_k и угловой скорости n , (об/мин). Для M_k показано изменение этого параметра до начала вращения — с момента поступления в цилиндр пускового воздуха. Этот участок графика условно отнесён к отрицательным величинам аргумента. На графике нанесены также

контрольные значения угла поворота $\varphi = 30, 60$ и 120° ПКВ. Весь диапазон величин φ составляет $14-120^\circ$ ПКВ.

Значения n получены как средние для соответствующих интервалов фазовых отметок на осциллограмме. Расчёт M_k выполнен по величинам давления газов (воздуха) в цилиндре с учётом кинематики кривошипно-шатунного механизма.

Дальнейшее изменение угловой скорости в пределах трёх циклов показано на рис. 3.

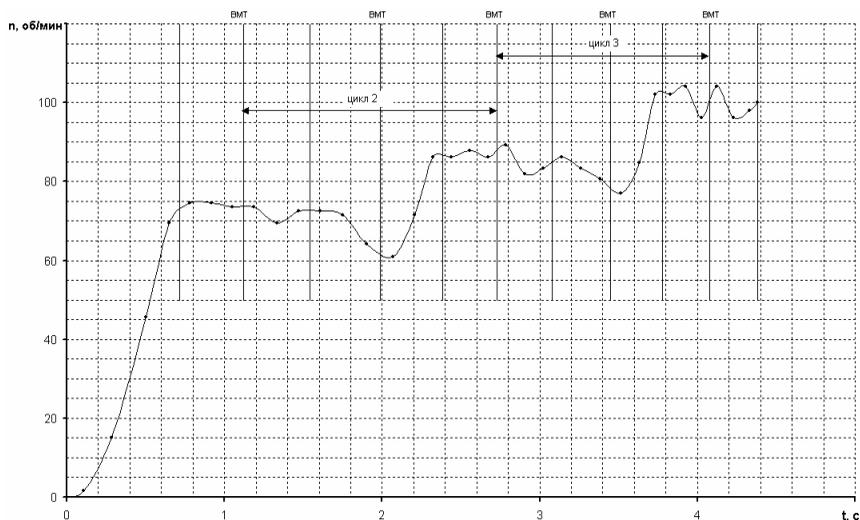


Рис. 3. Тахограмма пуска

Возвращаясь к осциллограмме (см. рис. 1), следует сделать следующие пояснения. Начальное положение коленвала соответствовало 14° ПКВ за ВМТ, а фазовая отметка находилась на границе зоны чувствительности датчика УП. Благодаря этому отмечено начало страгивания вала. Запись осциллограммы начата с некоторым опережением, что позволило зафиксировать исходное положение пускового клапана и условия начала вращения двигателя. Пуск осуществлён при фиксированном положении рейки ТНВД с выходом 20 мм. Начальное давление пускового воздуха в баллоне составляло 2,30 МПа, конечное — 2,20 МПа.

Поршень пускового клапана в исходном положении под действием собственного веса свободно лежит на штоке клапана. При подаче рабочего воздуха в пусковую систему двигателя первоначально он перемещается вверх до упора в крышку. Однако, спустя 96 мс, вновь опускается до касания штока клапана и только затем, по прошествии ещё 88 мс движется вниз совместно с клапаном, пропуская воздух в цилиндр. Да-

лее в течение 92 мс в цилиндр двигателя поступает пусковой воздух при неподвижном коленвале. Вращение двигателя начинается, когда давление воздуха в цилиндре достигает 1,05 МПа. Максимальное давление в цилиндре двигателя составило 1,54 МПа через 148 мс после начала вращения на угле 23° ПКВ.

Два последующих цикла полностью определяются работой на топливе, а их параметры представлены в табл. 1. Обозначения параметров в таблице следующие: p_z , p_c — максимальное давление сгорания и давление сжатия; λ — степень повышения давления; $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$,

$\frac{dp}{d\varphi}$, $\frac{\Delta p}{\Delta \tau}$, $\frac{dp}{d\tau}$ — средняя и максимальная скорость нарастания давления при сгорании по углу поворота и времени.

Перейдём к анализу динамических характеристик процесса пуска. Рассмотрим данные графика рис. 2. Используем уравнение динамики в форме

$$\theta_{\Sigma} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + M_c = M_k, \quad (1)$$

где $\theta_{\Sigma} = \theta_k + \theta_m + \theta_{гт}$ — суммарный момент инерции вращающихся масс; θ_k — момент инерции масс кривошипно-шатунного механизма (КШМ); θ_m — момент инерции маховика; $\theta_{гт}$ — момент инерции ротора гидротормоза; M_c , M_k — момент сопротивления и крутящий момент.

Величина $\theta_{\Sigma} \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ является моментом инерции, связанным с ускорением движущихся масс. Обозначим её $M_{и}$.

Двигатель 1ЧН25/34 с гидротормозом имеет следующие параметры:

$$\theta_k = 5,3 \text{ кгм}^2; \theta_m = 79 \text{ кгм}^2; \theta_{гт} = 4,03 \text{ кгм}^2.$$

Для анализа процесса разгона на первом обороте выделены три участка по углу поворота: $\varphi = 14\text{-}30^\circ$ ПКВ — первый; $\varphi = 30\text{-}60^\circ$ ПКВ —

Таблица 1. Параметры рабочего процесса при пуске

Параметры	Номер цикла	
	2	3
p_z , МПа	3,85	3,80
p_c , МПа	1,93	1,99
$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$	2,0	1,91
$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, МПа/°ПКВ	0,126	0,109
$\frac{dp}{d\varphi}$, МПа/°ПКВ	0,173	0,165
$\frac{\Delta p}{\Delta \tau}$, кПа/мс	46,2	49,8
$\frac{dp}{d\tau}$, кПа/мс	63,2	75,6

второй; $\varphi = 60-120^\circ$ ПКВ — третий. Протяжённость по времени составила: первого — 0,22 с, второго — 0,145 с, третьего — 0,155 с.

Деление соответствует положению фазовых отметок по углу поворота и интервалам, для которых определены текущие значения частоты вращения n .

Величины $M_{и}$ и $M_{к}$ найдём для каждого участка отдельно следующим образом. Крутящий момент $M_{к}$ примем как среднюю величину на рассматриваемом отрезке. Момент инерции вычислим по приращению угловой скорости $\Delta\omega$ за время Δt . При этом получим угловое ускорение

$$\varepsilon = \Delta\omega/\Delta t.$$

Далее:

$$M_{и} = \theta_{\Sigma}\varepsilon.$$

И, наконец, можно определить момент сопротивления, как замыкающую уравнения (1), т.е.

$$M_{с} = M_{к} - M_{и}.$$

С целью углубления анализа целесообразно от $M_{с}$ перейти к формирующему его условному усилию, приведя его к поршню — $P_{с.п.}$. Для этого необходимо найти касательное усилие по выражению

$$T_{с} = M_{с}/R,$$

где R — радиус кривошипа.

Затем следует определение $P_{с.п.}$

$$P_{с.п.} = T_{с} \cos\beta/\sin(\varphi+\beta),$$

где φ, β — углы в соединениях КШМ.

Численные значения указанных параметров представлены в табл. 2. Отдельно приведём условия страгивания поршня при пуске. Начало вращения поршня соответствует давлению в цилиндре 1,05 МПа. Усилие, приложенное к поршню, составило при этом 51,5 кН, а крутящий момент 2,63 кНм.

Таблица 2. Динамические характеристики пуска

Участок	Параметры			
	$M_{к},$ кНм	$M_{и},$ кНм	$M_{с},$ кНм	$P_{с.п.},$ кН
1	4,75	0,63	4,12	54,86
2	6,60	1,98	4,62	32,57
3	4,88	1,37	3,51	20,62

По кривым рис. 3 можно проследить процесс разгона в диапазоне, соответствующем осциллограмме пуска. Хорошо видны участки нара-

тания угловой скорости при рабочем ходе и падения угловой частоты на ходе сжатия.

Выводы.

Предложена методика анализа процесса пуска, позволяющая детально исследовать начальную фазу разгона двигателя.

Работа пускового клапана определяется перемещением его поршня, зависящего от воздействия на него рабочего и управляющего воздуха.

Соотношение отдельных параметров динамики пуска изменяется в процессе страгивания и разгона следующим образом. Основной составляющей сопротивлений на первом этапе являются механические потери, на долю которых приходится 86 % крутящего момента. Затем эта величина несколько уменьшается — до 70-72 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Меркт А.Р. Учет работы регулятора при расчете пускового режима дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Вып. 1. – Одесса: ОГМА, 1998. – С. 39-44.
2. Ваншейдт В.А. Пусковые процессы судовых двигателей. Дизеля // Дизелестроение. – 1933. – №3. – С. 12-13.
3. Петровский Н.В. Режимы работы судовых двигателей. – М.-Л.: Морской транспорт, 1953. – 186 с.
4. Небеснов В.И. К теории пуска главных судовых дизелей. // Тр. ОИИМФ – 1949. – Вып. VIII. – С. 14 – 21.
5. Семенов В.С., Горяинов И.П. Методика расчета кривой разгона судового малооборотного дизеля // Судовые машины и механизмы: Сб. науч. тр. ОИИМФ, Одесса, – 1968. – Вып. 2. – С. 148-163.
6. Конаков А.Г. Разгон двигателя при пуске сжатым воздухом // Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. тр. НКИ. – Николаев. – 1983. – С. 73-78.

УДК 621.421.74

Богданов Б.П.
ОНМА

ПРОЧНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ ОГНЕВОЙ КАМЕРЫ КОТЛА ПРИ НАЛИЧИИ ДЕФЕКТА ЛИСТА ОБШИВКИ

Цель исследования — оценка остаточной прочности и устойчивости огневой камеры вспомогательного котла (рис. 1) учебно-производственного судна, в обшивке которой при очередном профилактическом осмотре было обнаружено расслоение листа; дефект имел округлую форму диаметром около 0,2 м и, естественно, вызвал подозрение в отношении работоспособности котла. Расчеты произведены по различным методикам, включая соответствие требованиям классификационных обществ. Выводы оказались достаточно оптимистичными и не потребовали отключения котла.

Решена также вспомогательная задача аналитического представления и графической интерпретации зависимости температуры и давления насыщенного пара $p(t)$ и $t(p)$.

Для удобства дальнейших расчетов, а также с целью предоставления эксплуатационникам возможности наиболее точного воспроизведения зависимости $p(t)$ или $t(p)$ с применением калькулятора (без интерполяции не всегда доступных табличных данных) выведены аналитические соотношения давления насыщенного пара и его температуры. На рис. 2 построена кривая $p(t)$ по данным стандартной таблицы зависимости давления пара от температуры (табл. 1). В таблицах 2 и 3 приведены результаты расчетов по предлагаемым формулам и оценены отклонения этих результатов от исходных табличных данных.

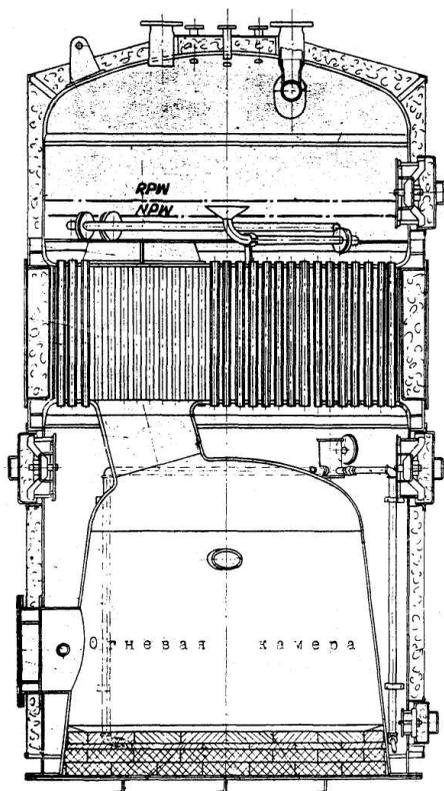


Рис. 1. Продольный разрез котла VX525A-04 судна проекта В80.

Таблица 1

$t, ^\circ\text{C}$	80	90	100	120	140	160
$p, \text{МПа}$	0,04736	0,07011	0,10132	0,19854	0,36136	0,61804

Таблица 2

$$p(t) = 12,26 - \sqrt{144 - (0,1t - 5,75)^2}$$

$t, ^\circ\text{C}$	80	90	100	120	140	160
$p, \text{МПа}$	0,04728	0,07085	0,10378	0,20161	0,35458	0,60200
$\delta p, \%$	-0,16	+1,06	+2,42	+1,55	-1,88	-2,60

Таблица 3

$$t(p) = 56,3 + 100\sqrt{2,5p - p^2 - 0,06}$$

$p, \text{МПа}$	0,04736	0,07011	0,10132	0,19854	0,36136	0,61804
$t, ^\circ\text{C}$	80,0	89,5	99,1	119,3	140,7	161,3
$\delta t, \%$	0	-0,53	-0,92	-0,58	+0,52	+0,83

Напряжения в обшивке топочной камеры выражены через характеристики вырабатываемого в котле пара — давление p и температуру t . Наибольшие по величине суммарные напряжения действуют на внутренней поверхности оболочки, подверженной тепловому воздействию от перепада температуры и наружному давлению:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{мембр}} + \sigma_{\omega} + \sigma_t,$$

где $\sigma_{\text{мембр}} = pa/h \operatorname{tg} \alpha$ — мем-

бранные (окружные или экваториальные) напряжения для конической оболочки с углом конусности α , или, что то же, для цилиндрической оболочки радиуса $R = at \operatorname{tg} \alpha$;

$\sigma_{\omega} = pa/h \operatorname{tg} \alpha (1 - \mu/2)$ — напряжения в конической оболочке от обжатия вследствие радиального перемещения $\omega = p(a \operatorname{tg} \alpha)^2 / (Eh)$;

$\sigma_t = 2 \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \cdot \alpha \cdot \Delta t (0,5 + 1/6 a \operatorname{tg} \alpha) G$ — температурные напряжения,

вызванные разностью температур $\Delta t = t_0 - t_1$ на внутренней t_0 и внешней

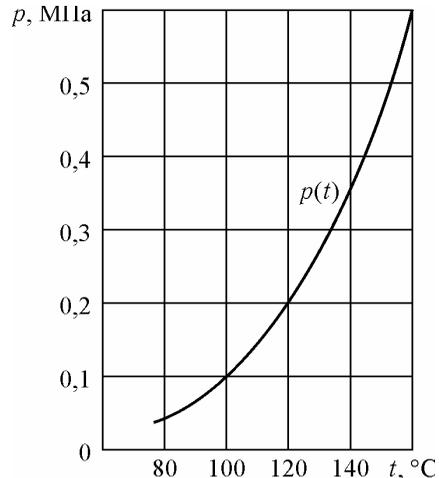


Рис. 2. Зависимость давления насыщенного пара от температуры

t_1 поверхностях оболочки, определяемой условиями теплопередачи; h — толщина обшивки огневой камеры; μ , G — коэффициент Пуассона и модуль упругости второго рода материала оболочки.

При численных значениях $atg\alpha = R = 0,815$ м; $\mu = 0,3$; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа и варьируемых h — толщине стенки и $p(t)$ — давлении насыщенного пара, определяемом настройкой предохранительного клапана, для наибольших суммарных напряжений получено выражение

$$\sigma_{\max} = \frac{1,508}{h} p + 1,66 \cdot \Delta t,$$

где $\Delta t(t_{ж1}, t_{ж2}, h)$ есть зависящая от характеристик теплопередачи через стальную стенку разность $t_0 - t_1$, определяемая температурой вырабатываемого пара $t_{ж2}$ и температурой в топке $t_{ж1}$, причем $t_{ж2}(p)$ представлено ранее аналитически. Расчет напряжений σ_{\max} выполнен для толщин $h = 6$ мм (в расслоении), $h = 12$ мм (толщина поставленной стали), $h = 14$ мм (построечная толщина обшивки); давлений $p = 0,35$ МПа, $0,40$ МПа, $0,45$ МПа, $0,50$ МПа, охватывающих диапазон температур $t_{ж2} = 140 \dots 153$ °С, и температур в топке $t_{ж1} = 1000$ °С, 1200 °С, 1400 °С и 1600 °С.

Выражения для искомых напряжений приведены к виду

$$h = 6 \text{ мм} \quad \sigma_{\max} = 251,3p + 0,006A,$$

$$h = 12 \text{ мм} \quad \sigma_{\max} = 125,7p + 0,012A,$$

$$h = 14 \text{ мм} \quad \sigma_{\max} = 107,7p + 0,014A,$$

где $A = 1,66 \frac{k}{\lambda} (t_{ж1} - t_{ж2})$ — термодинамический параметр, численные значения которого представлены в таблице 4.

Таблица 4

p , МПа	0,35	0,40	0,45	0,50
$t_{ж1} \backslash t_{ж2}$	140°	145°	149°	153°
1000°	2741	2725	2712	2700
1200°	3378	3362	3350	3337
1400°	4016	4000	3987	3974
1600°	4653	4637	4625	4612

В качестве иллюстрации на рис. 3 изображены графики наибольших напряжений в зависимости от толщины стенки в ожидаемом режиме работы котла ($p = 0,40$ МПа) для различных температур $t_{ж1}$ в топке. Как явствует из графика, исследуемые напряжения при $h > 9$ мм нигде не превышают 110 МПа — напряжений, принятых за допускаемые в фирменном расчете прочности котла.

Весь массив расчетных напряжений может быть описан обобщающей эмпирической формулой

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{1,536}{h} - 6 \right) p + (3,176t_{\text{ж1}} - 350) h,$$

погрешность которой не превышает 0,3 %. Обращение этой формулы дает возможность определять толщину обшивки h для различных параметров работы котла. Так, при заданных допускаемых напряжениях σ_{adm} требуемую толщину оболочки огневой камеры вычисляем по формуле

$$h_{\text{тр}} = \frac{(\sigma_{adm}/2 + 3p) - \left((\sigma_{adm}/2 + 3p)^2 - 1,536p(3,176t_{\text{ж1}} - 350) \right)^{1/2}}{3,176t_{\text{ж1}} - 350}.$$

В частности, для $t_{\text{ж1}} = 1400^\circ\text{C}$, $p = 0,40$ МПа и $\sigma_{adm} = 110$ МПа требуемая толщина обшивки $h_{\text{тр}} = 0,0075$ м.

На том же рис. 3 показана линия оптимальных толщин h_{opt} , при которых суммарные напряжения для данной температуры $t_{\text{ж1}}$ минимальны; значения h_{opt} удовлетворяют условию экстремальности напряжений по толщине $\partial\sigma_{\max}/\partial h = 0$, откуда:

$$\begin{aligned} \partial\sigma_{\max}/\partial h &= 3,176t_{\text{ж1}} - 350 - \\ &- 1,536p/(h^2) = 0, \\ h_{opt} &= (1,536p/(3,176t_{\text{ж1}} - 350))^{1/2} \end{aligned}$$

и минимальные напряжения

$$\sigma_{\max}^{\min} = 2(1,536p(3,176t_{\text{ж1}} - 350))^{1/2} - 6p.$$

Так, для ожидаемого режима работы котла получено: $h_{opt} = 0,012$ м и $\sigma_{\max}^{\min} = 97,9$ МПа, т.е. фактическая толщина листа является оптимальной.

Выполнены контрольные оценки толщины оболочки огневой камеры в соответствии с требованиями Правил Регистра СССР: по формуле (2.2.2.2 - I) главы X. Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением:

$$h = (50(B + (B^2 + 0,04AC)^{1/2}))/A + c,$$

$$\begin{aligned} \text{где } A &= 200\sigma(1 + D_m/(10l))(l + 5D_m/l)/D_m = \\ &= 200 \cdot 110 \cdot (1 + 1632/(10 \cdot 1183)) \cdot (1 + 5 \cdot 1632/1183)/1632 = 121,2; \end{aligned}$$

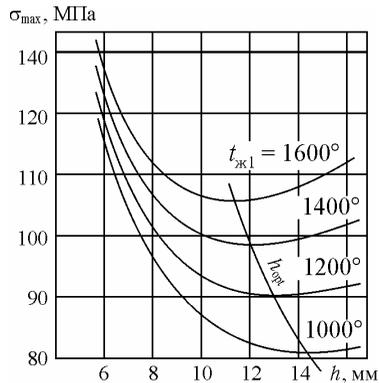


Рис. 3. Изотермы наибольших суммарных напряжений в оболочке σ_{\max} при давлении насыщенного пара $p = 0,4$ МПа

$$B = p(1 + 5D_m/l) = 0,40 \cdot (1 + 5 \cdot 1632/1183) = 3,16;$$

$$C = 0,045pD_m = 0,045 \cdot 0,40 \cdot 1632 = 29,38;$$

$c = 1$ мм — надбавка,

т.е. требуемая толщина

$$h = (50 \cdot (3,16 + (3,162 + 0,04 \cdot 121,2 \cdot 29,38)^{1/2})) / (121,2 + 1) = 7,4 \text{ мм.}$$

Для конических элементов с углом $\alpha < 70^\circ$ по формуле (2.3.1.1 - I) с учетом требований п.2.3.2

$$h = D_{срy} / (4\sigma\varphi) + c,$$

где $y = 1,41$; $\varphi = 1$; $c = 2$ мм

или окончательно

$$h = 1644 \cdot 0,40 \cdot 1,4 / (4 \cdot 110 \cdot 1) + 2 = 4,1 \text{ мм.}$$

Таким образом, все критерии прочности оболочки огневой камеры удовлетворяются. Поскольку полученные в некоторых оценках толщины близки к половине толщины листа, т.е. к толщине дефектного листа в расслоении, наличие такого дефекта локального характера не оказывает существенно отрицательного влияния на прочность обшивки в целом.

Устойчивость оболочки огневой камеры проверяется несколькими методами при сопоставлении полученных результатов.

Критические напряжения для цилиндрической оболочки радиуса R из материала с модулем Юнга E

$$\sigma_{кр} = \sigma_3 = Eh / (R(3(1 - \mu^2))^{1/2}) = 2 \cdot 105 \cdot 106 \cdot 0,012 / ((0,89(3(1 - 0,3^2))^{1/2})) = 4632 \text{ МПа,}$$

т.е. $\sigma_{кр} \gg \sigma_T = 325$ МПа.

Действующие нормальные напряжения в меридиональном направлении

$$\sigma = \frac{p\pi B_{\text{верх}}^2}{2\pi R h} = \frac{0,4 \cdot 1,484^2}{8 \cdot 0,89 \cdot 0,012} = 10,3 \text{ МПа,}$$

что значительно ниже критических.

Критическое давление для усеченной конической круговой оболочки под действием всестороннего равномерного внешнего давления с учетом параметра

$$\tau = 1 + l \sin \alpha / R = 1 + 1,183 \cdot (1,78 - 1,484) / (2 \cdot 1,18 - 0,89) = 1,166$$

определяется выражением

$$P_{кр} = \frac{10,2E \left(\frac{h \cos \alpha}{2R} \right)^{5/2} \cdot \frac{(\tau^4 - 1) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{(\tau^5 - 1)(\tau^2 + 1)^{3/4}}}{(1 - \mu^2)^{3/4} \cdot \left(1 - \frac{\sin \alpha}{\ln \tau} \sqrt{\frac{h}{2R \cos \alpha}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\tau^2 + 1}} \right) \ln \tau} =$$

$$= \frac{10,2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,012 - 0,9923}{0,89} \right)^{2,5} \cdot \frac{(1,166^4 - 1) \cdot 0,125}{(1,166^5 - 1)(1,166^2 + 1)^{3/4}}}{(1 - 0,3^2)^{3/4} \cdot \left(1 - \frac{0,124}{0,154} \sqrt{\frac{0,012}{1,78 \cdot 0,992}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1,166^2 + 1}} \right) \cdot 0,154} = 2,58 \text{ МПа.}$$

При обращении приведенной формулы требуемая толщина обшивки топочной камеры для действующего давления $p = 0,4$ МПа получается равной

$$h_{тр} = 0,006 \text{ м.}$$

Для оболочек средней длины (при соблюдении условия

$$0,3 \cdot (R/h)^{1/2} > l/R,$$

$$0,3 \cdot (0,89/0,012)^{1/2} = 2,58$$

$$1,18/0,89 = 1,33 \text{ — условие удовлетворяется)}$$

критическое давление по преобразованной нами формуле П.Ф. Папковича

$$p_{кр} = 0,92 \cdot E \cdot h^{5/2} / (lR^{3/2}) = 0,92 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,012^{5/2} / (1,18 \cdot 0,89^{3/2}) = 2,93 \text{ МПа,}$$

что в 7,3 раза выше предполагаемого давления пароводяной смеси в котле. При обращении приведенной формулы требуемая толщина обшивки

$$h_{тр} = 0,0054 \text{ м.}$$

По Правилам Регистра (глава X. Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением) проверяется давление, при котором возникает упругая вогнутость стенки, по формуле (2.3.2.4)

$$p_1 = 26 \cdot E \cdot 10^{-6} (D_c/l_1) \cdot (100(S-c)/D_c)^{5/2} =$$

$$= 26 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6} (1632/1183) \cdot (100(12-2)/1632)^{5/2} = 2,11 \text{ МПа,}$$

т.е. и это условие устойчивости удовлетворяется. При действии рабочего давления $p = 0,4$ МПа отсутствие упругой вогнутости стенки обеспечивается для обшивки толщиной $h_{тр} = 0,007$ м.

Таким образом, по всем рассмотренным критериям устойчивости фактическая толщина обшивки $h = 12$ мм является достаточной; произведенная оценка показывает, что условиям устойчивости удовлетворяет и толщина дефектного металла в расслоении $h_{деф} = 6$ мм.

Таким образом, прочность и устойчивость обшивки огневой камеры толщиной 12 мм обеспечены по всем рассмотренным критериям.

Наличие дефектного участка исходных размеров не оказывает существенного влияния на снижение прочности и устойчивости камеры - такое влияние может проявиться при неконтролируемом подрастании трещины в условиях циклического теплового нагружения при частой смене режимов работы котла; опасность роста трещины усугубляется возможностью выхода её на поверхность обшивки, негативные последствия которого очевидны. Поэтому за поведением трещины необходим постоянный визуальный и инструментальный контроль.

Особенность обнаруженного дефекта стального листа — продольного расслоения — обуславливает повышенную сложность теоретического рассмотрения задачи поведения такого рода трещины в условиях термо-механического нагружения (в литературе решение подобной задачи не обнаружено), но именно актуальность проблемы требует привлечения к ней повышенного внимания научной общественности и интенсивного поиска её решения и оперативного опубликования результатов исследования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алфутов Н.А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. – М.: Машиностроение, 1978. – 311 с.
2. Искрицкий Д.Е. Строительная механика элементов машин. – Л.: Судостроение, 1970. – 448 с.
3. Недужий И.А., Алабовский А.Н. Техническая термодинамика и теплопередача. – К.: Вища шк., 1981. – 246 с.
4. Справочник по строительной механике корабля, в 3-х т. Т. 2, – Л.: Судостроение, 1953. – 528 с.
5. Тимошенко С.П. Курс теории упругости. – К.: Наук. думка, 1972. – 507 с.
6. Фирменный расчет прочности котла VX525A-04 6-2618.22, СОКВРО, Гданьск, 1968.

УДК 621.431.74.18-19

Бойко П.В., Лихогляд К.А., Бондарь С.А.
ОНМА, ОАО «УДП»**ПОКАЗАТЕЛИ, НОРМИРУЮЩИЕ ОЦЕНКУ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ
СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ**

Эксплуатационное технико-экономическое состояние судовой энергетической установки и ее элементов, а также износ отдельных механизмов и деталей могут быть оценены с помощью установленных экспериментально или расчетным путем нормализующих показателей.

Нормирующий показатель выражается относительной величиной

$$P = \frac{H}{H_0},$$

где: P — значение нормирующего показателя оценки качества эксплуатации или износа; H , H_0 — текущее (измеренное) и базовое (эталонное) значение оцениваемой величины.

Износ узлов и деталей приводит к снижению эксплуатационных качеств, надежности и безопасности работы механизмов, падению мощности, производительности, тяговых усилий, росту расхода топлива, смазочного масла, потребляемой электроэнергии и т.п. Во всех этих моментах — износ, зазор, изменения раскёпа, эллиптичности и др. рекомендуется использовать величину нормализующего показателя для оценок [1]:

"годное"	$P \geq 1;$	
"удовлетворительное"	$0,8 \leq P \leq 1;$	(1)
"годное с ограничением"	$0,5 \leq P \leq 0,8;$	
"негодное"	$0 \leq P \leq 0,5.$	

Оценку технического состояния какого либо изделия (шатунов, коленчатых валов, гребных винтов и др.) можно произвести исходя из отношения назначенного ресурса $\tau_{рн}$ к наработке изделия τ_{α} [2]:

$$P_{\alpha} = \frac{\tau_{рн}}{\tau_{\alpha}}, \quad (2)$$

тогда коэффициент долговечности

$$K_{\alpha} = P_{\alpha}^{0,166}.$$

Вероятность отказа — риск судовладельца [6]:

$$F(\tau) = 1 - e^{-\left(\frac{1}{aP_h}\right)^{2.6}}, \quad (3)$$

где a — коэффициент: для шатунов $a = 3,1$; для коленчатого вала $a = 3,6$; для гребного вала $a = 4,33$.

Значение $F(\tau)$ свидетельствует о том, что из n_n изделий, находящихся в эксплуатации, есть вероятность разрушения n_{np} изделий, т.е.

$$n_{np} = n_n F(\tau).$$

Если $F(\tau) \leq 0,07$, то изделие, выработавшее назначенный ресурс, может находиться в дальнейшей эксплуатации.

Если $F(\tau) > 0,10$ или $K_\alpha < 0,95$, то для решения вопроса о нормальной эксплуатации изделия необходима проверка состояния его материала (дефектоскопия) или снижение на 20 - 30 % эксплуатационной нагрузки.

Оценку технического состояния дизеля как четырехтактного, так и двухтактного, можно произвести по суммарному коэффициенту избытка воздуха [3]:

$$P_\alpha = \frac{\alpha_\Sigma}{\alpha_{\Sigma 0}}, \quad (4)$$

где α_Σ , $\alpha_{\Sigma 0}$ — текущее и базовое значение суммарного коэффициента избытка воздуха.

Для оценки:

"годное" $P_\alpha \geq 0,955$;

"удовлетворительное" $P_\alpha \geq 0,928$;

"годное с ограничением" $P_\alpha = 0,92$;

"негодное" $P_\alpha \leq 0,92$.

Нормирующим оценку эксплуатационных качеств дизеля в самом общем виде может служить относительный критерий теплонпряженности P_δ , который представим в виде отношения условного температурного напряжения δ_t , к его базовому значению δ_{t0} [4]:

$$o_\delta = \frac{\delta_t}{\delta_{t0}} = \frac{q_w}{q_{w0}} \leq 1, \quad (5)$$

где q_w , q_{w0} — плотность теплового потока на текущем и базовом режиме, кДж/м².

Температурное напряжение δ_t может быть принято по параметрам номинального длительного режима работы дизеля, тогда относитель-

ный критерий теплонапряженности можно представить через расчетные показатели в виде:

$$o_{\delta} = \frac{Q_{\text{н}} B_{\text{ч}} X_{\text{в}}}{Q_{\text{но}} B_{\text{чо}} X_{\text{во}}} = \frac{Q_{\text{н}} B_{\text{ч}} T_{\text{s}}}{Q_{\text{но}} B_{\text{чо}} T_{\text{so}}} \sqrt{\frac{n_o p_{\text{so}}}{n p_s}} \leq 1,$$

и для отдельного цилиндра

$$o_{\delta} = \frac{Q_{\text{н}} b_y}{Q_{\text{но}} b_{yo}} \frac{T_s}{T_{so}} \sqrt{\frac{n p_{so}}{n_o p_s}} \leq 1.$$

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

Для отдельных категорий оценок эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса по текущим значениям его КПД нормирующий показатель будет иметь вид [5]:

$$P_{\text{ск}} = \frac{\eta_{\text{ск}}}{\eta_{\text{ско}}}. \quad (6)$$

Оценки:

"годное"	$0,8 < P_{\text{ск}} \leq 1;$
"удовлетворительное"	$0,5 < P_{\text{ск}} \leq 0,8;$
"годное с ограничением"	$0,3 < P_{\text{ск}} \leq 0,5;$
"негодное"	$P_{\text{ск}} \leq 0,3.$

Границы нормирующего показателя $o_{\text{ск}}$ приняты исходя из того, что для «хорошей» оценки технического состояния допускается снижение $\eta_{\text{ск}}$ до 20 % вследствие обрастания корпуса, естественного «утяжеления» гребного винта и других причин. В пределах 0,7 – 0,5 на нормирующий показатель будет оказывать влияние техническое состояние механизмов и двигателя, 0,4 – 0,3 соответствует предельному значению нормирующего показателя, а меньше 0,3 — запрещению эксплуатации.

Аналогично нормирующие показатели могут быть разработаны для всех узлов и механизмов судовой энергетической установки.

В таблице приведены результаты расчета для ряда морских судов o_i , $o_{\text{пр}}$, $o_{\text{ск}}$ на начало и на конец года, выполненные по результатам обработки материалов теплотехнических испытаний судов ряда судоходных компаний.

Показатели эксплуатационных технико-экономических качеств морских судов

№ п/п	Водовмещение судна, D , т	Эффективная мощность N_e , кВт	Частота вращения вала n , мин ⁻¹	Скорость хода судна, v_b , узл.	КПД судового комплекса, $\eta_{ск}$	P_i		$P_{пр}$		$P_{ск}$	
						на начало года	на конец года	на начало года	на конец года	на начало года	на конец года
1	1605	3700	170	15,3	0,240	0,981	0,960	0,984	0,905	0,971	0,874
2	22100	7000	115	14,8	0,260	0,930	0,912	0,935	0,869	0,873	0,794
3	47600	10100	120	16,2	0,267	0,911	0,892	0,967	0,890	0,882	0,794
4	40680	11300	117	17,52	0,267	0,923	0,904	0,946	0,875	0,871	0,792
5	33500	4800	120	15,48	0,260	0,890	0,872	0,933	0,858	0,835	0,751
6	31800	8800	122	16,8	0,263	0,841	0,824	0,947	0,874	0,891	0,802
7	31000	9000	140	17,0	0,261	0,942	0,922	0,947	0,871	0,890	0,801
8	31800	8900	140	15,2	0,263	0,936	0,917	0,957	0,880	0,890	0,810
9	38204	10200	119	14,2	0,266	0,980	0,961	0,970	0,902	0,950	0,855

При наличии установленных нормирующих показателей данные таблицы позволяют произвести оценку технического состояния судового гидромеханического комплекса и его элементов.

Таким образом, нормирующий показатель позволяет судить о техническом состоянии элементов судовой энергетической установки на всем протяжении эксплуатационного периода и своевременно принимать решения по обеспечению их эксплуатационных технико-экономических качеств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аладышкин В.Я., Горелкин В.И., Самыкин Г.А. Приведение мощности дизелей к нормальным атмосферным условиям. – Горький: Волго-Вятское книжное изд-во, 1967. – 37 с.
2. Камкин С.В. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизельных установок на основе утилизации и выбора режимов работы. – М.: Мортехинформреклама, 1980. – 56 с.
3. Климов Е.Н. Основы технической диагностики судовых энергетических установок. – М.: Транспорт, 1980. – 148 с.
4. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
5. 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.
6. Лезин В.М. К вопросу о критериях оценки технического состояния механизмов и электрооборудования судов внутреннего плавания // Труды ЛИИВТа. – Вып. 124. – Ч. 1. – С. 31-40.

УДК 621.431.74.038

Колпакчи Э.М., Коханский А.И.
ОАО "УДП", ОНМА

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ПАССАЖИРСКОГО СУДНА, РАБОТАЮЩЕГО В УСЛОВИЯХ СТЕСНЕННОГО ФАРВАТЕРА

Современные речные пассажирские суда характеризуются использованием в качестве главных двигателей форсированных среднеоборотных дизелей. Расширение области применения среднеоборотных дизелей на морском и речном флоте обусловлено рядом их серьезных преимуществ перед другими типами двигателей [1].

Для обеспечения экономичной, безаварийной работы главного двигателя на сложных речных участках необходимо знать, какая нагрузка и какой расход топлива необходим для него при каждом переходном и заданном режимах всего гидромеханического комплекса «двигатель - гребной винт - корпус судна».

Сложный вид фарватера, различные глубины и частое их изменение, большая скорость пассажирского судна и жесткое расписание движения, большое колебание температуры речной забортной воды в течение года приводит к сложному характеру изменения тепловой и механической напряженности в переходных режимах гидромеханического комплекса. Правильная техническая эксплуатация судов со среднеоборотными дизелями может быть обеспечена только при четком представлении о режимных показателях их работы в таких быстроменяющихся условиях работы. Переходные процессы дизеля в речных условиях работы занимают значительную часть от общего времени работы главного двигателя. В зависимости от характера и величины изменения нагрузки, частоты вращения вала дизеля переходные процессы связаны с воздействием на подачу топлива с поста управления, с условиями плавания судна, где изменяется момент сопротивления гребного винта, и с изменением внешних условий и процессов, протекающих в цилиндре дизеля.

Одним из главных факторов, определяющих коэффициент полезного действия (К.П.Д.) дизеля является коэффициент избытка воздуха. Его уменьшение, происходящее из-за повышения температуры наддувочного воздуха, ведет к уменьшению давления наддува, инерционности ротора турбокомпрессора (рост давления наддува отстает от роста подачи топлива), приводит к ухудшению смесеобразования, увеличению периода задержки самовоспламенения и повышенному теплоотводу камеры сгорания цилиндра, что обуславливается высокими температурами

выхлопных газов, низкими температурами стенок цилиндров и потерей эффективной мощности двигателей.

Эта проблема стоит наиболее остро при работе судна в летний период времени, когда уровень воды в реке значительно понижается, а температура забортной воды и температура окружающего воздуха растут. Работа судов в условиях мелководья приводит к снижению скоростей движения, перегрузке главных двигателей, перерасходу горюче-смазочных материалов, ухудшению эксплуатационных показателей работы судна. В этих условиях большое значение имеет выбор рациональных режимов работы судовой энергетической установки, обеспечивающих безопасную работу дизелей и судна в целом. Согласно материалам испытаний речных судов Украинского Дунайского Пароходства (УДП), переходы с глубоководного участка ($H/T=6$, где H — глубина фарватера, T — осадка судна) на мелководье ($H/T = 2$) при постоянном фиксированном положении рейки топливных насосов высокого давления вызывают падение скорости до 12 % и увеличение теплонапряженности цилиндро-поршневой группы до 18-20 %. Падение числа оборотов двигателей и увеличение теплонапряженности приводят к уменьшению эффективности работы газотурбонагнетателя (ГТН). Температура наддувочного воздуха вследствие этого повышается, а его давление падает. Как правило, охлаждающие устройства в жаркий период не могут обеспечить поддержание требуемой температуры воздуха наддува, что приводит к дополнительному возрастанию температуры выхлопных газов и к общей теплонапряженности дизеля.

Большая продолжительность работы дизеля при низкой экономичности протекания процессов обуславливает отрицательное влияние на надежность и долговечность дизеля. Это особенно характерно при работе дизеля с утяжеленными винтовыми характеристиками.

Данная работа направлена на исследование и разрешение одной из важнейших проблем, касающейся работы речных пассажирских судов ОАО УДП типа "Украина" в летнее время года, когда интенсивный график перевозок туристов и соревнование между судами и туристическими фирмами достигает своего пика. 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. Для выполнения расписания судна, соблюдение норм расхода топлива уходит порой на второй план.

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 четырехтактных среднеоборотных дизелях предпочтение отдается импульсным системам газотурбинного наддува [2]. Меньшие в сравнении с двухтактными двигателями удельные расходы воздуха, относительно высокая температура выхлопных газов и наличие насосных ходов поршня в четырехтактных двигателях облегчают решение задачи балансирования мощностей турбин и приводимых ими наддувочных агрегатов. Благодаря этим обстоятельствам легко достигаются мощности турбин без дополнительного отбора энергии для привода наддувочных агрегатов.

Превосходство импульсной системы наддува — более полное использование энергии газов, лучшее снабжение двигателя воздухом при пуске и неполных оборотах, быстрое реагирование турбокомпрессора на изменение режимов работы дизеля, лучшая продувка камер сгорания благодаря более низкому давлению в выхлопном коллекторе в период продувки. Более низкий К.П.Д. турбины и конструктивная сложность обслуживания выхлопных патрубков не мешают применять исключительно импульсную схему наддува для четырехтактных среднеоборотных дизелей.

В зависимости от конструкции дизеля, турбины, количества цилиндров различают несколько видов схем газотурбонаддува.

Судовые четырехтактные среднеоборотные дизеля обычно используют одноступенчатые, многоимпульсные системы наддува (рис. 1), где выхлопные коллекторы объединяются перед входом в газовую турбину, существенно снижая потерю К.П.Д. газовой турбины, и каждый выхлопной коллектор работает на свою часть сектора соплового аппарата.

Анализ эксплуатационных режимов главных двигателей речных судов УДП показал, что основное количество времени главные двига-

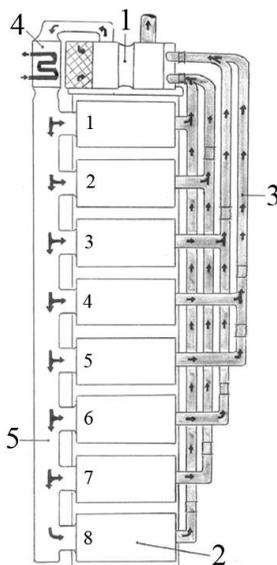


Рис. 1. Комбинированная схема импульсного газотурбонаддува: 1 — газотурбонагнетатель; 2 — цилиндр дизеля; 3 — выхлопной тракт; 4 — воздухоохладитель; 5 — воздушный ресивер; порядок работы — 1-3-7-5-8-6-2-4.

тели работают при мощностях, равных 0,8-1,0 от номинальных, и основными факторами, влияющими на теплонапряженность дизелей в этом диапазоне работы, являются изменение сопротивления движению судна и изменение атмосферных условий.

Рассмотрим подробнее влияние основных факторов на увеличение теплонапряженности дизелей. Основным, влияющим на возрастание сопротивления движения и соответственно рост затрачиваемой мощности главных двигателей с частым выходом последних на заградительную характеристику, что влечет за собой повышение тепловых нагрузок на основные детали и порой способствует их перегрузке, является работа судна на мелководье. Опасность плавания в этих случаях состоит не столько в реальности посадки судна на мель, сколько в возможности перегрузки главных двигателей от «утяжеления» их винтовых характеристик, что в нередких случаях может привести к внезапным отказам.

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. И если в холодное время года, когда второй фактор — атмосферные условия — позволяет снимать повышенную теплонапряженность дизелей из-за понижения температур воздуха в машинном отделении (МО) и существует возможность регулировки температуры забортной воды в большом диапазоне, то в жаркое время, когда температура забортной воды на мелких участках доходит до 28-30 °С, а температура воздуха в МО достигает 45-50 °С, воздействие на параметры наддувочного воздуха на входе в цилиндр дизеля приводит к значительному уменьшению коэффициента избытка воздуха α .

На рис. 2 показаны винтовые характеристики и основные параметры дизелей MWM TBD 440-8K т/х "Украина" на различных глубинах при фиксированных положениях топливной рейки ТНВД. 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. Можно полагать, основываясь на опытных данных, что в зависимости от отношения глубины фарватера H к осадке судна T (H/T) при выходе судна на мелководье нагрузка увеличивается до 40 % от номинальных значений.

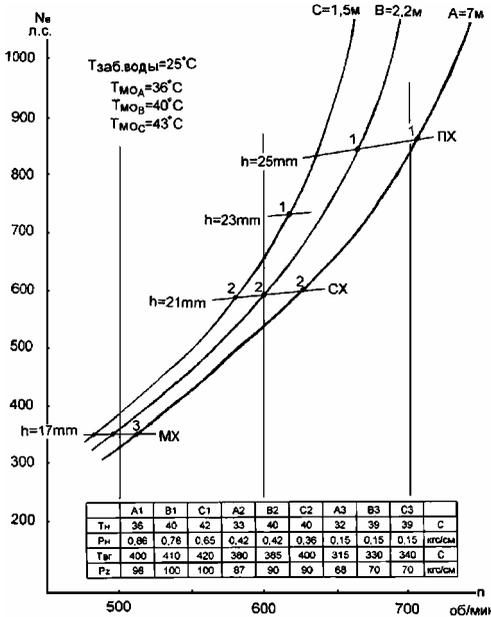


Рис. 2. Винтовые характеристики т/х «Украина» в зависимости от глубины фарватера: А, В, С — глубина под днищем корпуса судна; h — положение топливной рейки ТНВД; ТМО — температура воздуха в МО.

Наибольшее значение для рабочего процесса имеет изменение температуры наддува T_s , которая зависит от температур воздуха в МО и температуры охлаждающей воды воздухооохладителя. С увеличением T_s падает величина α и возрастают максимальная температура сгорания T_{max} и температура газов в конце расширения T_b (рис. 3) [3].

На каждый градус увеличения температуры окружающей среды, превышающей указанную в контрактной документации стандартных условий работы главных двигателей, потеря мощности составляет 0,5 %, и 0,4 % на каждый градус увеличения температуры охлаждающей воды в воздухооохладителе.

Влияние атмосферного воздуха на мощность дизелей удобнее всего рассматривать, воспользовавшись формулой часового расхода воздуха через двигатель

$$G_s = iV_s = \frac{P_s}{R_s T_s} \eta_n, \tag{1}$$

где V_s — рабочий объем цилиндра; P_s — давление воздуха перед цилиндром; T_s — температура воздуха перед цилиндром; R_s — газовая постоянная; η_n — коэффициент наполнения.

Температура воздуха после охладителя перед цилиндром

$$T_s = T_k - \eta_{охл}(T_k - T_{охл}), \tag{2}$$

где T_k — температура воздуха на выходе из компрессора; $\eta_{\text{охл}}$ — К.П.Д. охладителя; $T_{\text{охл}}$ — температура охлаждающей воды на входе в охладитель.

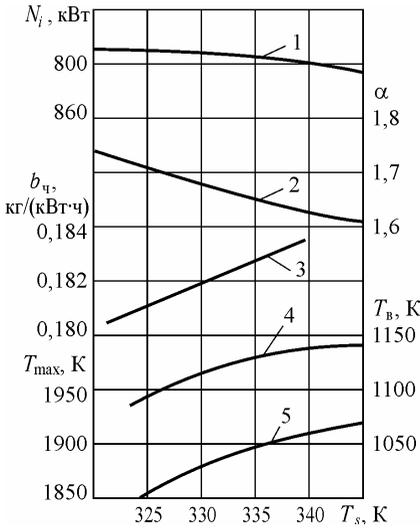


Рис. 3. Влияние температуры наддувочного воздуха на расчетные показатели дизеля Г112с-С: 1 — индикаторная мощность; 2 — коэффициент избытка воздуха; 3 — удельный индикаторный расход топлива; 4 — температура газов в конце расширения; 5 — максимальная температура сгорания

Температура воздуха на выходе из компрессора в зависимости от частоты вращения вала и температуры на входе в компрессор равна [9]:

$$T_k = T_o + \frac{T_o}{\eta_{\text{кн}}} \left[\left(1 + K_{\text{к}} n^{-2} \right)^{(\chi-1)/\chi} - 1 \right], \quad (3)$$

где T_o — температура окружающей среды; $\eta_{\text{кн}}$ — К.П.Д. турбокомпрессора на номинальном режиме; χ — показатель политропы; $K_{\text{к}} = P_{\text{к}}/P_o - 1$ — коэффициент; $P_{\text{к}}$ — давление сжатия турбокомпрессора; n — частота вращения вала.

Используя приведенные формулы, можно количественно оценить зависимость часового расхода воздуха от температуры окружающей среды и влияние атмосферного воздуха на мощность дизеля:

$$N_e = K_{\text{н}} \frac{\eta_i}{\alpha} i z m \eta_{\text{м}} G_s, \quad (4)$$

где $K_{\text{н}} = Q_{\text{н}}/(60G_o)$; $Q_{\text{н}}$ — низшая теплота сгорания топлива; G_o — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива; η_i — индикаторный К.П.Д.; α — коэффициент избытка воздуха; z — тактность дизеля; i — количество цилиндров; $\eta_{\text{м}}$ — механический К.П.Д.; G_s — часовой расход воздуха.

Ухудшение технического состояния дизеля во многом связано со снижением качества наддува по причине роста эксплуатационных отложений в газоздушных трактах, что ведет к увеличению тепловых нагрузок на седла клапанов, детали ЦПГ. Увеличение тепловой напряженности ЦПГ приводит к росту коррозионного воздействия кавитирующей охлаждающей жидкости на поверхности металла. Разрушение цилиндрических втулок со стороны охлаждающей воды при этом протекает в 10 раз интенсивней рабочей поверхности.

Все вышеизложенные факторы ведут к смещению винтовой характеристики в сторону «утяжеления». Качественное использование наддува повышает экономические показатели дизелей при работе с нагрузкой.

Падение коэффициента избытка воздуха значительно влияет на экономичность работы дизелей. При исследовании влияния удельного расхода воздуха через дизель на его экономичность и теплонапряженность, влияние коэффициента избытка воздуха на его экономичность, а также параметров воздуха перед цилиндром, отмечается, что увеличение удельного расхода воздуха до определенного предела снижает теплонапряженность дизелей и повышает его экономичность, так как с увеличением коэффициента избытка воздуха относительный индикаторный К.П.Д. растет (рис. 4).

На состояние режима нагружения дизеля существенно влияют и другие факторы, такие как техническое состояние корпуса судна, исправность винтовой группы. Применительно к речным пассажирским судам, где забортная вода не столь агрессивна как морская, а междоковый ремонт с чисткой и покраской корпуса судна намного короче, чем у транспортных судов, влияние состояния корпуса и винтов на теплонапряженность дизелей значительно ниже.

Одним из результативных путей повышения мощности дизеля, его экономичности и надежности является повышение индикаторных и эффективных показателей на рабочих режимах.

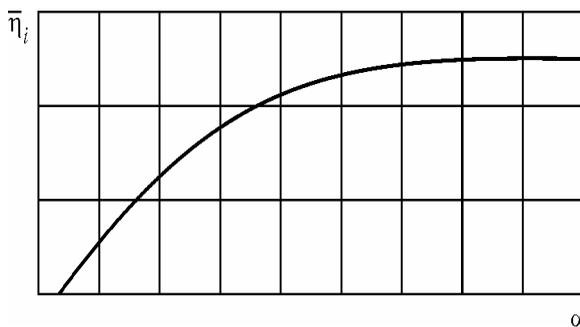


Рис. 4. Изменение относительного индикаторного К.П.Д. в зависимости от коэффициента избытка воздуха

Рассмотрим связь энергетических и экономических показателей дизеля. Воспользуемся для этого понятием удельной работы газов $L_{удц}$, как отношения работы газов в цилиндре $L_{иц}$ к заряду воздуха G_B .

$$L_{удц} = \frac{L_{иц}}{G_B} = \frac{Q_H b_{иц} \eta_i}{G_B} = \frac{Q_H}{G_0} \frac{\eta_i}{\alpha}, \quad (5)$$

где $b_{иц}$ — цикловая подача топлива; η_i — индикаторный К.П.Д.

Обозначим в формуле (5) $K = Q_H/G_0$, тогда

$$L_{удц} = K \frac{\eta_i}{\alpha}. \quad (6)$$

Из формул (5) и (6) следует

$$L_{иц} = L_{удц} G_B = K \frac{\eta_i}{\alpha} G_B. \quad (7)$$

Используя равенство (7), выразим энергетические и экономические показатели (среднее индикаторное и эффективное давления P_i и P_e , индикаторную и эффективную мощности N_i и N_e удельный индикаторный и эффективный расходы топлива b_i и b_e) дизеля в зависимости от величины заряда G_B .

$$\begin{aligned} P_i &= \frac{K}{V_s} \frac{\eta_i}{\alpha} G_B; & P_e &= \frac{K}{V_s} \frac{\eta_i}{\alpha} G_B \eta_m; \\ N_i &= K_{иц} z n \frac{\eta_i}{\alpha} G_B; & N_e &= K_{иц} z n \frac{\eta_i}{\alpha} G_B \eta_m; \\ P_i &= \frac{B_c}{K_{иц} z n \frac{\eta_i}{\alpha} G_B}; & P_e &= \frac{B_c}{K_{иц} z n \frac{\eta_i}{\alpha} G_B} \eta_m, \end{aligned} \quad (8)$$

где V_s — рабочий объем цилиндра; b_c — часовой расход топлива.

Отношение η_i/α является показателем качества протекания рабочего процесса, отражает энергетическое содержание рабочего цикла и при этом можно его считать параметром форсировки рабочего цикла по удельной работе газов. Видно, что для повышения работы газов в цилиндре и мощности дизеля необходимо, при постоянном заряде воздуха, увеличить индикаторный К.П.Д. и уменьшить коэффициент избытка воздуха. Для этого требуется совершенствование процессов распыливания, смесеобразования, сгорания топлива, снижение уровня теплообмена между газами и стенками камеры сгорания.

Однако практически при стремлении таким образом увеличить мощность дизеля, ухудшается протекание процесса сгорания, что выражается в появлении дыма в выхлопных газах, характеризующее недо-

горание топлива, увеличение температуры выхлопных газов и соответственно температуры деталей цилиндра-поршневой группы, клапанов, лопаток турбины, а в конечном итоге выходе двигателя со строя. В связи с этим величина коэффициента избытка воздуха на всех режимах должна быть такой, при которой обеспечивается экономичная и надежная работа дизеля. У современных четырехтактных дизелей достигнуты значения $\eta_{i\max}=0,555$ и $\alpha_{\min}=1,85$, что позволяет рассматривать величину $\eta_i/\alpha=0,3$ как максимальный уровень форсировки рабочего цикла четырехтактных судовых дизелей. При изменении частоты вращения вала или нагрузки дизеля величина η_i/α изменяется.

На рис. 5 показаны винтовые характеристики дизеля СЕМТ-Пилстик РС-4. Из рисунка видно, что с повышением частоты вращения n индикаторный К.П.Д. η_i до определенного момента несколько возрастает, а затем снижается, коэффициент избытка воздуха α снижается, а отношение η_i/α возрастает.

Исследованию влияния коэффициента избытка воздуха α на индикаторный К.П.Д. цикла при изменении нагрузки дизеля посвящено значительное количество работ, где делается попытка найти наиболее достоверный метод идентификации функции $\eta_i/\alpha=f(\alpha)$. Некоторые авторы допускают возможность аппроксимации ее либо гиперболой, либо прямой [4].

Известное выражение среднего индикаторного давления P_i путем несложных преобразований можно привести к виду в относительных величинах

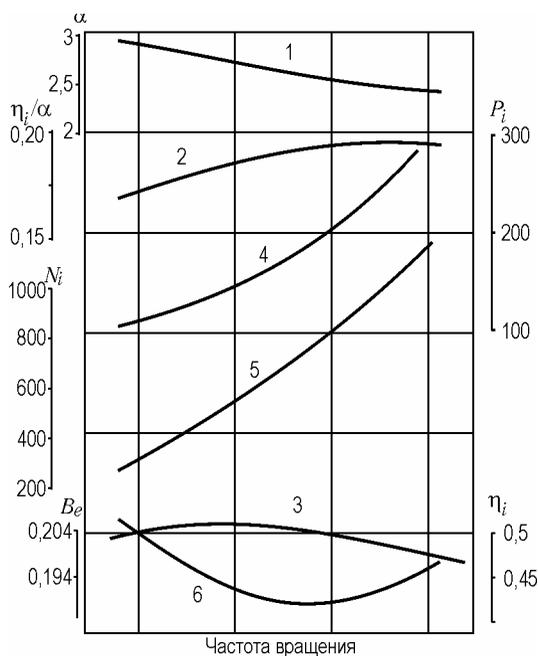


Рис. 5. Винтовые характеристики дизеля СЕМТ-Пилстик РС-4: 1 — коэффициент избытка воздуха; 2 — параметр форсировки рабочего цикла; 3 — индикаторный К.П.Д.; 4 — давление надувочного воздуха; 5 — индикаторная мощность; 6 — удельный эффективный расход топлива.

$$\bar{P}_i = \bar{b}_\alpha \overline{\eta_i/\alpha}. \quad (9)$$

На основании экспериментальных и расчетных данных номинальной винтовой характеристики различных дизелей (рис. 6) можно принять линейную зависимость

$$\overline{(\eta_i/\alpha)} = \frac{1}{(\eta_i/\alpha)_H} (a_1 - a_2 \alpha), \quad (10)$$

где a_1 и a_2 — постоянные коэффициенты.

Как следует из рис. 6, идентификация зависимости $\eta_i/\alpha = f(\alpha)$ линейной функцией для рабочих режимов дает похожие результаты для всех трех дизелей. Поэтому по выражению (10) с достаточной степенью точности можно судить о характере изменения η_i/α в функции от α .

Коэффициент избытка воздуха α в свою очередь выражается формулой

$$\alpha = \frac{G_b}{G_o b_\alpha} = \frac{V_s \rho_s \eta_H}{G_o b_\alpha} = \frac{V_s}{R_s G_o} \frac{P_s \eta_H}{b_\alpha T_s}, \quad (11)$$

где ρ_s — плотность воздуха перед цилиндром, т.е. зависит от давления P_s и температуры T_s наддувочного воздуха; коэффициента наполнения η_H ; цикловой подачи топлива b_α .

На основании вышеизложенного можно прийти к выводу, что для оптимизации рабочих процессов и недопущения повышенной теплонапряженности дизелей речных пассажирских судов в условиях ограниченного фарватера в летний период, когда главной задачей администрации судна является сохранение скорости судна и фактор экономии топлива не учитывается, критерием оценки рабочего процесса целесообразно выбрать отношение η_i/α с контуром регулирования по температуре наддувочного воздуха. Дальнейшее исследование необходимо направить на увеличение диапазона регулирования и выбор оптимальной ре-

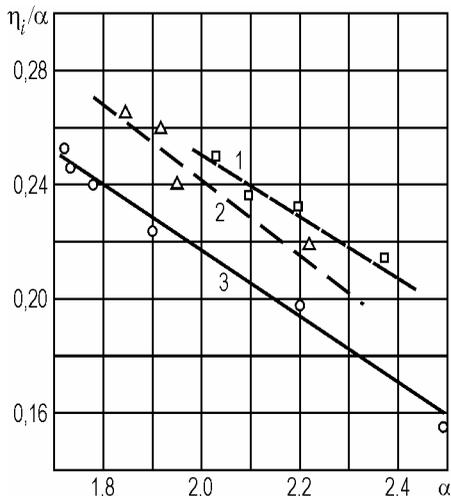


Рис. 6. Экспериментальная зависимость $\eta_i/\alpha = f(\alpha)$ четырёхтактных дизелей: 1 — SBV 6M 628 “Deutz”; 2 — TBD 440-6K “MVM”; 3 — T112c-S “SGP”

гулировки температуры наддувочного воздуха, которая позволит уменьшить теплонапряженность дизеля, улучшить качество сгорания топлива и поднять эффективную мощность дизеля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Большаков В.Ф., Фомин Ю.Ф., Павленко В.И. Эксплуатация судовых среднеоборотных дизелей. – М.: Транспорт, 1983. – 160 с.
2. Возницкий И.В. Чернявская Н.Г. Судовые среднеоборотные дизеля. – М.: Транспорт, 1974. – 290 с.
3. Суворов П.С. Эксплуатационные режимы главных среднеоборотных дизелей. – Одесса: Моряк, 1995. – 240 с.
4. Небеснов В.И. Динамика двигателя в системе корпус судна – винты – двигателя. – Л.: Судостроение, 1961. – 374 с.

УДК 621.43-57

Барсуков С.И., Кнауб Л.В., Пизинцали Л.В.
ОИСВ

АКУСТИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ РАСПЫЛИТЕЛЯ ФОРСУНКИ КАК ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ПАРАМЕТР РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА

Со времени появления бескомпрессорного дизеля фундаментальными научными работами [1–4] показано, что интенсификация полноты процессов выгорания топлива определяется качеством распыливания топлива и равномерным распределением капель по объему камеры сгорания. При этом чрезвычайно важными аргументами в эксплуатации являются сохранение требуемых качеств в назначенный ресурс наработки дизеля, во-первых, а во-вторых, требуется точная оценка изменения качества распыливания от изменения характеристик распылителя, т.е. от изменения геометрических параметров распыливающих каналов и, в третьих, параметры каналов определяют дифференциальную и интегральную характеристики впрыска, а следовательно, и выгорания топлива [5].

Существующие теории расчета качества распыливания топлива [2, 3] и др., базирующиеся на критериальных зависимостях Рейнольдса, Вебера, Лапласа и др., оправдывают себя при проектировании топливных систем, но произвольная оценка и выбор постоянных коэффициентов, средних значений критериев, на наш взгляд, приводит к неопределенным изменениям качества распыливания по дифференциальным характеристикам впрыска и по переднему, и заднему фронтам и непредсказуемо меняют расчетные значения качества распыливания, а следовательно, и скорости выгорания [5]. Сказанное подтверждается тем, что динамический расчет характеристик впрыска связан с качеством распыливания только через среднюю скорость впрыска [2], а в работе [3] изложена только полуэмпирическая связь критериев Вебера и Лапласа с использованием общего множителя, как и в работе [2]. Указанные обстоятельства не дают весомых аргументов для использования этих фундаментальных теорий для оценки технического состояния топливной аппаратуры дизеля вообще, и в частности, распылителя, чтобы найти предельные значения ухудшения качества распыливания по наработке, поэтому остаточный ресурс распылителя неопределим.

Покажем, насколько фундаментальным является использование трех сомножителей для оценки качества распыливания [2, 3] (без критики предложенных и существующих до сих пор методов). Приведем из [2, 3] уравнение

$$\frac{d_{qp}}{d_c} = E_{qp}^n We^{H_1} LP^{H_2} = E_{qp}^n \left(\frac{\rho_T d_c \omega_0^2}{\sigma_T} \right)^{H_1} \cdot \left(\frac{d_c \rho_T \sigma_T}{\mu_T^2} \right)^{H_2}, \quad (1)$$

где d_{qp} — средний диаметр капли распыливания топлива; d_c — диаметр распыливающих каналов (сопла); We , LP — критерии Вебера и Лапласа; H_1 , H_2 — показатели степени критериев; ω_0 — скорость топлива на срезе сопла; E_{qp} — постоянный коэффициент в степени n ; ρ_T , σ_T , μ_T — плотность, поверхностное натяжение, динамическая вязкость топлива.

Становится очевидным, что:

- связи между параметрами (1) и характеристикой впрыска, кроме скорости истечения ω_0 , нет;
- произведение трех сомножителей с выбранными степенями субъ-эффективно, могут дать любое значение d_{qp} , для исполнения желаний исследователя;
- переменные скорость на срезе сопла $We(\omega_0^2)$ и значение E_{qp}^n не дают общей связи диаметра капли с характеристикой впрыска, хотя формализуют оценку распыливания в широких пределах изменения всех трех сомножителей;
- осреднение значения диаметра капли как обратной функции скорости впрыска $d_{qp} = \left(\frac{dQ}{dt} \right)^{-1}$ будет пропорциональнее, в некоторой степени, к действительному без решения (1).

Исходя из изложенного, возникает важная задача в двигателестроении — определения такой функции распыливания, входящей в математическую модель динамического расчета процесса впрыска, которая увязала бы аналитически качество распыливания топлива с параметрами: впрыска, топлива, состоянием распылителя и камеры сгорания в период работы дизеля.

Теоретическое решение сформулированной задачи представим, придав значение акустическому сопротивлению в отличие от классического, как скорости звука в среде, другое значение — акустическое сопротивление в теории впрыска и распыливания есть импульс силы, действующий на единицу объема топлива.

Рассматривая процесс впрыска без анализа качества распыливания как волновой колебательный процесс, Б.В. Павлов получил связь параметров на входе в трубопровод высокого давления с процессом на срезе распыливающих каналов, используя классическое акустическое сопротивление [6]:

$$\left. \begin{aligned} \omega_k &= \frac{1}{Z} P_{k(t)} + 2W_{(t)} ; \\ \omega_p &= \frac{1}{Z} \left[2P_{k(t-\tau)} - P_{P(t)} + 2ZW_{(t-\tau)} \right] ; \\ W_{(t+\tau)} &= \frac{1}{Z} \left[P_{k(t-\tau)} - P_{P(t)} + ZW_{(t-\tau)} \right] , \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где ω_k , ω_p , W — скорости на входе в трубопровод, в распылителе и отраженной волны; P_k , P_p — давления в полости штуцера нагнетательного клапана и в распылителе форсунки; t , τ — текущее время и время транспортного запаздывания функций; Z — акустическое сопротивление канала связи — насоса и распылителя, определяемое как $Z = c \cdot \rho$, Н·с/м³, здесь c — скорость звука по каналу.

Заменяя значение c на ω — скорость топлива в распыливающих каналах и на срезе канала, значение Z будет

$$Z = \omega \cdot \rho_\tau, \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^3. \quad (3)$$

Анализ (2), (3) показывает, что акустическое сопротивление Z (импульс силы на единицу объема топлива), есть не что иное, как фактор, определяющий степень разрушения объема топлива на дробные части в сечении B и далее (рис. 1.а). С другой стороны, значение Z можно представить как изменение давления по линейному перемещению площади за интервал времени движения по x (рис. 1 с) — тоже импульс разрушения, уже площади

$$Z = \int_F \int_t \frac{1}{\Delta s \cdot \Delta l} dF dt = \int_P \int_t \frac{1}{\Delta l} dP dt, \quad (4)$$

где Δs , Δl — элементарные поверхности и перемещение; F — изменение силы по траектории перемещения объема от плоскости 11 до плоскости 13 (рис. 1 с).

Аналогией (2) – (4) может служить процесс разрушения тел гидравлической струей, чем выше F или P и меньше Z , тем выше скорость разрушения, или другая аналогия, движение жидкости по капилляру под большим постоянным или переменным давлением, расход жидкости аналогичен интегральной характеристике впрыска

$$Q = \int_0^{t_2} \left[(\mu f)_p t \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_\tau}} \cdot \sqrt{P_p - P_{\text{и}}} \right] dt, \quad (5)$$

где $(\mu f)_p$ — эффективное проходное сечение объемному расходу; $P_{\text{и}}$ — давление в камере сгорания за время впрыска t_2 .

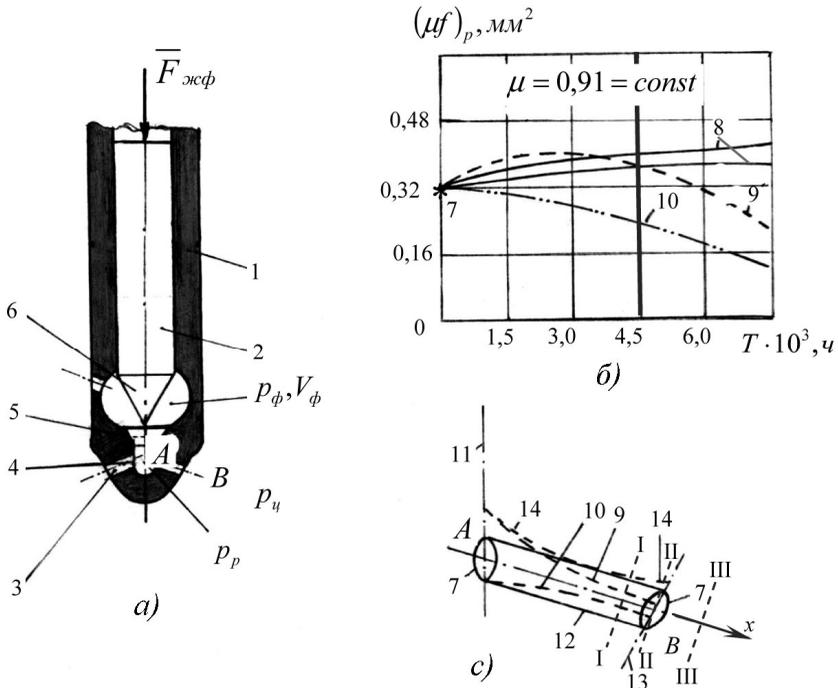


Рис. 1. Распылитель форсунки, его параметры и их изменения в эксплуатации: *a* — распылитель; *б* — изменения максимального эффективного проходного сечения распылителей в эксплуатации по наработке; *с* — изменение профиля распыливающих отверстий; 1 — корпус; 2 — игла распылителя; 3 — распыливающие каналы; 4 — цилиндрический объем распылителя; 5 — посадочный пояс корпуса; 6 — запорный конус иглы; 7* — новый распылитель; 8 — эрозийный износ входного и выходного сечений; 9 — эрозийный износ входного и закоксовывание выходного сечений; 10 — “чистое” закоксовывание; 11 — плоскость входного сечения; 12 — цилиндрическая часть распыливающего канала; 13 — плоскость выходного сечения канала; 14 — профиль эрозийного износа входного и выходного сечений; *A* — сопряжение входного канала с цилиндрическим объемом; *b* — сопряжение выходного канала с конической наружной поверхностью распылителя; *T* — наработка в часах (технический ресурс)

Движущийся элементарный объем в распыливающих каналах до среза претерпевает изменения скорости и давления от входного сечения *A* до среза *b* (рис.1 *a*). Представим каплеобразование на срезе *b* распыливающего канала 3, без учета формы плоскостей 11, 13, при движении топлива по цилиндрическому капилляру 12 под высоким давлением. Диаметр первой капли примем равным диаметру капилляра (сопла), энергия равна сумме (объемно-структурное формирование факела топлива не рассматривается):

$$e = E_k + e_b + e_p + e_{\pi} + e_c, \quad (6)$$

где e_k — кинетическая энергия, равная энергии движения по распылителю 7 до выходного сечения канала 13 от сечения I – I до II – II, т.е. по дифференциальной характеристике впрыска (5); e_b — внутренняя энергия капли, диаметром, равным диаметру среза при движении по x от сечения II – II до III – III (см. рис. 1 с); e_p — энергия распыливания (дробления); e_{π} — энергия поверхностного натяжения капли, зависящая от теплофизических свойств топлива и параметров в камере сгорания; e_c — энергия сопротивления движению капли по оси симметрии распыливающего канала и далее.

Расписывая составляющие (6) для каждого сечения I, II, III, без учета косога среза 13 и сопряжения поверхностей 4 – 11, получим соотношения энергий на 1 кг топлива (выводы и индексы опущены):

$$E_k = \int \int_P dP_p dv; \quad (7)$$

$$E_b = \int \int_w \omega d\omega dH; \quad (8)$$

$$E_p = \left\{ \int \left[F_x - \frac{1}{\rho_T} \frac{dP_p}{dx} + 2 \frac{d}{dx} \left(\nu \frac{d\omega}{dx} \right) - \frac{2}{3} \nu \frac{d^2\omega}{dx^2} \right] dt - \int \frac{d^2(\Delta l_x)}{dt^2} \right\} \cdot \sum_{i=1}^{i=5} \int \bar{F}_{i_x} dt$$

(9)

$$E_{\pi} = \Delta E_{\pi_1} + \Delta E_{\pi_2} = \sigma \cdot 16\pi \int r dr + 12P_k \pi + \int r^2 dr; \quad (10)$$

$$E_c = \frac{3}{2} c f \rho_T \int \int \omega^2 d\omega dt, \quad (11)$$

где v, H — объем и масса первой капли; E_{π_1}, E_{π_2} — приращения поверхностной энергии и энергия, затраченная на преодоление поверхностного натяжения; ν — кинематическая вязкость; $P_k = 2\sigma/r$ — давление внутри капли радиусом r , при $p_{kII} = P_p$ (см. рис. 1 с); f, c — миделевое сечение капли и коэффициент сопротивления перемещению капли на величину $s=x=x_{I-II}$ и в газовой среде $s=x=x_{II-III}$; F_x, \bar{F}_{i_x} — массовая сила и вектор равнодействующей на ось x от сил, действующих на участке II – III: движущей, сопротивления, поверхностного натяжения, возмущения движущимся газовым потоком в камере сгорания и циркуляции скорости отно-

сительно поверхности капли, определение и направления которых в статье не приводятся.

Анализ системы уравнений (7) – (11) показывает, что сумма из (6) ($E_k + E_b + E_p$) способствует дроблению, а сумма ($E_n + E_c$) препятствует, тогда на основании (6) можно записать:

$$d_{k(t)} = d_{30} = d_c \frac{(E_k + E_b + E_p)}{(E_n + e_c)} \quad (12)$$

После несложных преобразований (12) с учетом (2) – (5) и (7) – (11) находим:

$$d_{k(t)} = d_{30} = \frac{E_p (E_k \cdot E_b)}{E_n (E_c)} \frac{\mu_\tau d_c}{\rho \sigma} \int \left(\frac{P_p}{\int \omega dt} \right) dt \quad (13)$$

или

$$d_{k(t)} = d_{30} = \frac{E_p (E_k \cdot E_b)}{E_n (E_c)} \frac{\mu_\tau d_c}{\sigma} \int \left(\frac{P_p}{\int (\rho \omega) dt} \right) dt. \quad (14)$$

Окончательно

$$d_{k(t)} = d_{30} = \frac{8}{3} v \cdot \sum \int F_{ix} dt \cdot \int \frac{d^2 \omega}{d\tau^2} \cdot \frac{\mu_\tau d_c}{\sigma} \int_0^{t_2} \left(\frac{P_p}{\int z dt} \right) dt, \quad (15)$$

где $d_{k(t)} = d_{30}$ — средний объемный диаметр капли (принятое обозначение аналогично работам [2, 3, 7]); t_2 — продолжительность впрыска по (5); p_p — давление в распылителе, определяемое по решению общей математической модели впрыска [8]

$$P_p = \int dP_p = \frac{1}{v_\phi \beta} \int \left[2f_{mp} e^{-\alpha L} \left(\frac{P_\phi}{Z} + e^{-\alpha L W} \right)_{(t-\tau)} - \right. \\ \left. - \dot{f}_{иг} \frac{dh_{уз}}{dt} - \dot{f}_{тр} \frac{p_p}{Z} - (\mu \dot{f})_p \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_\tau}} \cdot \sqrt{P_p - p_u} \right] dt, \quad (16)$$

где $h_{иг}$ — перемещение иглы распылителя 2 под действием давления p_ϕ и усилия пружины $\bar{F}_{ж\phi}$ (рис. 1 а); $f_{тр}$, $f_{иг}$ — площади поперечного сечения трубопровода высокого давления и иглы по посадочному пояску 5; L , α , β — длина трубопровода высокого давления, коэффициент затухания волны давления (e — основание натурального логарифма) и коэффициент сжимаемости топлива; v_ϕ — объем распылителя форсунки.

Уравнение (15) является замыкающим общие математические модели расчета впрыска, приведенные в работе [7] в качестве оценки распыливания.

Таким образом, отказавшись от решения критериальных уравнений типа (1), качество распыливания предлагается определять через изменение акустического сопротивления распылителя как определяющего аргумента (15), учитывающего дифференциальную характеристику впрыска, изменение параметров топлива, геометрических размеров сопел, характеристику распылителя и параметры на срезе сопла.

Экспериментальные исследования влияния акустического сопротивления при $\mu f_c = \text{var}$ (рис. 1 б) на качество распыливания преследовали решения частных задач:

- доказать правомерность предложенной теории определения качества распыливания, которое в первую очередь определяется акустическим сопротивлением распылителя;
- показать зависимость качества распыливания от акустического сопротивления, определяемого изменяющимся профилем распыливающего канала и размерами его входного и выходного сечений;
- определить по наработке зависимость потери мощности дизеля 8Ч 12/12 от ухудшения качества распыливания.

Методикой решения указанных задач предусматривалось:

- изготовление лазерной обработкой распылителей с профилями, имитирующими эрозийный износ и закоксовывание распыливающих каналов (см. рис. 1 с), по образцам распылителей, отработавшим интервал контрольных наработок через 1500 часов до 4500 ч. Стеновыми испытаниями (проливкой) под постоянным давлением определялись значения $(\mu f)_p$ (см. рис. 1 б). Значения $(\mu f)_p$ при наработке дизеля $T > 4500$ ч имитировались искусственно;
- моторные испытания сравнивались с результатами, полученными на новых распылителях с $(\mu f) = 0,32 \text{ мм}^2$, (при $\mu = 0,91$ для лазерного изготовления) по контрольным наработкам 0 – 4500 ч через 1500 ч;
- эрозийный износ кромки А и входного сечения моделировался через отверстия в распылителе по оси канала 3 (см. рис. 1 а) до цилиндрического объема 4, которые после обработки распыливающих каналов запирались.

Весь объем указанных работ проводился исходя из того, что изготовленные шлифы разрезов распылителей, отработавших контрольные наработки, по осям x явно демонстрировали изменения профилей каналов 3, входных и выходных сечений, как показано на рис. 1 с.

На рис. 2. приведены результаты оценки качества распыливания по закопченной пластинке и изменения максимальной эффективной мощности на стендовых испытаниях при $N_{e\max}$, $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$ с распылителями по параметрам, приведенным на рис. 1 а, б, с. Анализ полученных результатов позволяет отметить важнейшие моменты, а именно:

- кривые 1 практически совпадают, это подтверждает, что уравнение (15) точно описывает качество распыливания при корректно поставленном эксперименте;
- кривая 2 (эксперимент) имеет $\min d_{30}$ при $Z = 20 \cdot 10^4$ — проявление „кинжальной” струи, и расчет показывает малое уменьшение d_{30} ;
- кривые 3 показывают меньшую степень изменения $d_{30} = f(Z)$, это подтверждает и расчет, поскольку изменение ΔZ связано с уменьшением ω на срезе и e_p (9) уменьшается с уменьшением максимума производных p_p , ω по x ;
- кривые 4 показывают наибольшую зависимость d_{30} от Z , появившийся $d_{30\min}$ в эксперименте объясняется только профилем, т.е. коноидальной формой распыливающего канала, что требует корректирования уравнений (7) – (9).

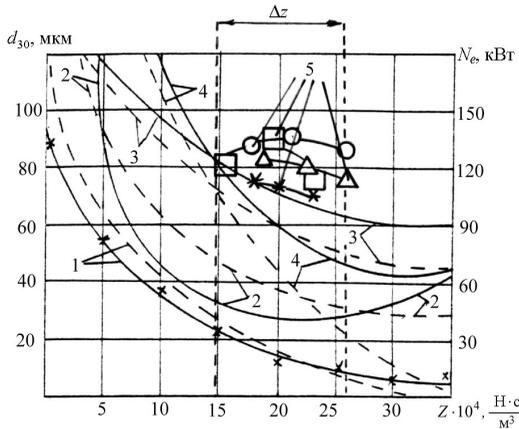


Рис. 2. Качество распыливания топлива от изменения акустического сопротивления при наработке дизелем $T = 4500 \text{ ч}$: 1 — $d_{30} = f(Z)$ для нового распылителя (μf) = 0,32 мм²; 2 — “чистое” закоксовывание; 3 — эрозийный износ выходного сечения; 4 — эрозийный износ входного и закоксовывание выходного; 5 — точки максимальной мощности N_e для распылителей (кривых): \circ — 1; Δ — 2; \square — 3; $*$ — 4; — — — расчет; - - - эксперимент

Полученные экспериментально значения $N_{e\max}$ в диапазоне $\Delta Z = (15 - 26) \cdot 10^4$ (точки кривых 5) практически совпадают со значениями

полученными по малым отклонениям параметров [7]. Запредельные значения $(\mu f)_p$, $d_{30} = f(Z > 26 \cdot 10^4)$ (см. рис. 1 б) получены аккумуляторным приводом плунжера только из-за ограничения частоты вращения коленчатого вала дизеля 8Ч 12/12, мощностные значения не снимались, хотя качество распыливания не зависит от принципа привода плунжера, привод плунжера остается альтернативной перспективой.

Таким образом, акустическое сопротивление распылителя форсунки является параметром, характеризующим качество распыливания, а полученная его энергетическая связь с параметрами впрыска, топлива, распылителя может быть использована как уравнение математической модели динамического расчета впрыска топливной аппаратурой. Полученная таким путем характеристика качества распыливания позволяет определять предельные значения технического состояния распылителя и может быть использована в качестве диагностического параметра.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чернышев Г.Д., Малышев А.А., Ханин Н.С., и др. Повышение надежности дизелей ЯМЗ автомобилей КраЗ. – М.: Машиностроение, 1974. — 288 с.
2. Подача и распыливание топлива в дизелях / Под. ред. проф. И.В. Астахова. – М.: Машиностроение, 1972. — 359 с.
3. Лышевский А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1971. — 245 с.
4. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. – Л.: Машиностроение, 1972. — 224 с.
5. Барсуков С.И., Кулаков В.А. Термогазодинамическая связь процессов подвода и выгорания топлива в дизелях // Двигателестроение. – 1988. – №2. – С. 56-59.
6. Павлов Б.В. Использование электронных вычислительных машин для исследования топливных систем дизелей. – М.: Машгиз, 1964. – 168 с.
7. Анисимов В.Ф., Барсуков С.И., Пизинцали Л.В., Рогачева Е.В. Надежность дизелей. Ч. 1. МОУ, Одесса: ОИСВ, 2002. – 246 с.
8. Барсуков С.И. Образование рабочей смеси в дизелях. – Одесса: ОПИ, 1988. – 16 с.

УДК 629.12.06:628.84

Голиков В.А., Цюпко Ю.М.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПЛЕКСА СУДОВАЯ СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ЖИЛЫХ ПОМЕЩЕНИЙ И ЧЕЛОВЕК

В отечественной и зарубежной практике проектирования систем комфортного кондиционирования воздуха в настоящее время руководствуются нормативными данными по теплопродукции человека, расходу наружного воздуха, тепловому комфорту и другим показателям, ориентированными на так называемого «среднего» человека и, следовательно, на «средний» уровень комфорта. В основе новой идеологии лежит принцип обеспечения индивидуального контроля тепловой среды и принцип подачи в зону дыхания конкретного потребителя «персонализированного» свежего воздуха.

Действительно, широко используемые в настоящее время понятия уровня активности человека (единица измерения «мет»), нормы эмиссии биовыделений (единица измерения «олф»), величины загрязнения воздуха (единица измерения «деципол») и другие рассчитаны на «стандартную персону» или на «условного человека», под которым, согласно решению специальной комиссии ФАО ООН [1], понимается массой $H_{\text{чел}} = 70$ кг и ростом $h_{\text{чел}} = 1,7$ м.

Использование нормативных материалов, ориентированных на «условного» человека, оправдано при проектировании систем комфортного кондиционирования воздуха, обслуживающих общественные помещения — кинотеатры, концертные залы, спортивные комплексы и т. д. Если система кондиционирования предназначена для жилых или небольших служебных помещений — каюты на судах, купе-люкс, кабинеты, офисы, комнаты и т. д., то система должна обеспечивать тепловой и газовый комфорт не «условного», а конкретного человека с учетом его субъективных характеристик. На рис. 1. приведены зависимости требуемого расхода наружного воздуха от массы человека и его активности.

На рис. 2 приведена зависимость поверхности тела человека $F_{\text{чел}}$ от его массы $H_{\text{чел}}$ при различных значениях величины роста $h_{\text{чел}}$.

С учетом формулы Дю Буа выражение для определения фактора «конструкции» человека будет иметь вид

$$K_{\text{ф}} = 4,94 H_{\text{чел}}^{0,575} h_{\text{чел}}^{-0,725}, \text{ кг/м}^2.$$

Зависимость «фактора конструкции» от массы и роста представлена на рис. 3. Как видно из приведенных графиков, значение этого фактора

изменяется в достаточно широких пределах. Для «условного» человека эта величина близка к значению $K_{\phi} = 40 \text{ кг/м}^2$.

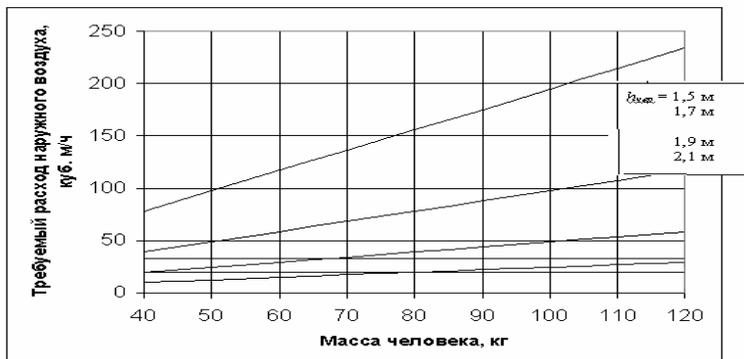


Рис. 1. Зависимость требуемого расхода наружного воздуха от массы человека и его активности.

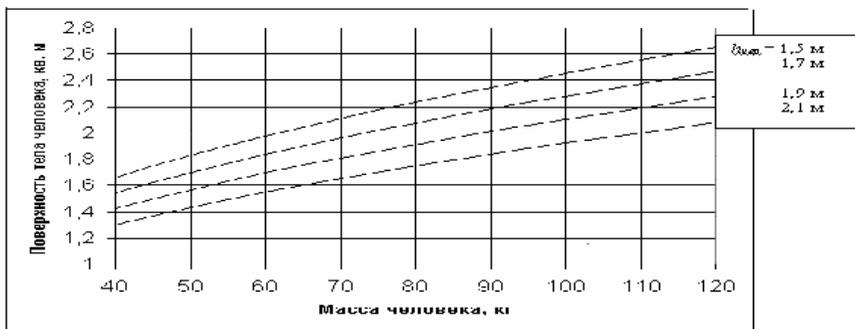


Рис. 2. Зависимость поверхности тела человека от его массы и роста

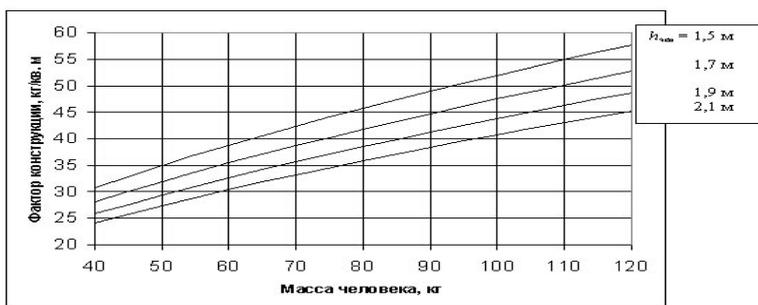


Рис. 3. Зависимость фактора конструкции человека от его массы и роста.

Преобразованное уравнение теплового баланса проф. Фангера с учетом фактора K_{Φ} решалось при следующих условиях:

- относительная влажность воздуха в помещении $\varphi = 0,5$;
- термическое сопротивление одежды $I_{\text{кло}} = 0,6$ при $f_{\text{кло}} = F_{\text{одежды}}/F_{\text{чел}} = 1,1$;
- подвижность воздуха в помещении $\omega = 0,15$ м/с;
- радиационная температура в помещении равна температуре воздуха;
- активность человека в пределах $A = 1 \dots 3$ при $\eta = 0$.

Результаты решения представлены графически на рис. 4.

Из приведенных кривых видно, что значение комфортной температуры зависит не только от активности человека, но и в большой степени от субъективных характеристик человека, т.е. от фактора «конструкции» K_{Φ} .

Например, величина активности A и эффективность η при различных видах деятельности человека [2, 3] при $A=2$ комфортная температура для человека с фактором $K_{\Phi} = 50 \text{ кг/м}^2$ (см. рис. 3) будет равна $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а с фактором $K_{\Phi} = 30 \text{ кг/м}^2$ — $t_{\text{в}} = 26,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Для «условного» человека при $K_{\Phi} = 40 \text{ кг/м}^2$ при рассматриваемых условиях комфортная температура составляет $t_{\text{в}} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

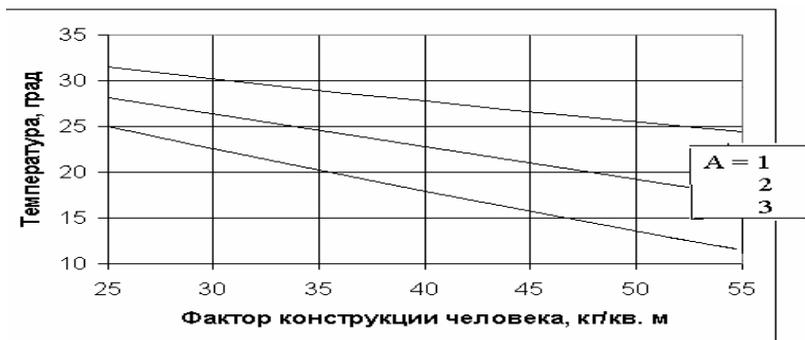


Рис. 4. Зависимость комфортной температуры от фактора конструкции и активности человека.

Таким образом, влияние индивидуальных особенностей человека на условия комфорта очевидны. Этим, безусловно, и объясняется, что «значительное число людей недовольно качеством воздуха в помещении» [4]. Для примера можно привести результаты рейсовых исследований по субъективной оценке комфортности микроклимата на судах [5], приведенные в таблице:

Результаты рейсовых исследований по комфортности микроклимата. Характер замечаний	Количество жалоб, % лето / зима
Повышенная температура воздуха в каютах	24,9 / 15,7
Пониженная температура воздуха в каютах	32,4 / 37,8
Общий процент неудовлетворённых температурой воздуха в каютах	57,3 / 53,5

В работе [6] приведена разработанная математическая модель помещения (1), (2), (3) и человека (4).

$$\left\{ \begin{array}{l} c_p \rho_v V_n \frac{d t_n}{d \tau} = Q_{np} + Q_{вн} + Q_{чел} + Q_{озр} - Q_{yx} \\ \rho_v V_n \frac{d d_n}{d \tau} = G_{np} + G_{чел} + G_{вн} - G_{yx} \\ k_{om}^2 \frac{d V_n}{d \tau} + V_n = \frac{V_{np} + V_{yx}}{k_{om}} \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\frac{d V_n}{d \tau} = \left(\frac{V_{np} + \frac{V_{np} S_{np}}{S_{np}}}{k_{om}} - V_n \right) / k_{om}^2 \quad (2)$$

$$\frac{d t_{озр}}{d \tau} = \frac{F_{озр} [\alpha_v t_n + (K_{озр} + \alpha_n) t_c - (\alpha_v + K_{озр} + \alpha_n) t_{озр}]}{q_{озр} H_{озр} \cdot 10^{-3}} \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} c_y d (H_y t_y) = (M_y - Q_d - Q_{об}) d \tau \\ c_k d (H_k t_{об}) = (Q_{об} + M_{об} - Q_{об}^B - Q_{об}^{од}) d \tau \\ c_o d (H_o t_{од}) = (Q_{од}^{од} - Q_{од}^P - Q_{од}^H) d \tau \end{array} \right. \quad (4)$$

Система (1) - (4) разрешена относительно производных, но является нелинейной, так как многие ее параметры нелинейно выражаются через выходные характеристики системы [6]. Поэтому система (1)-(4) решалась численным методом Рунге - Кутты - Фельберга с регулируемым шагом интегрирования, позволяющим обеспечивать заданную точность решения.

Анализ полученных результатов при математическом моделировании и статическими данными приведенные в работах Кошечева С.В. [9], Кричагина В.И. [10] температуры ядра t_y , средней температуры кожи t_k , частоты сердечных сокращений ω_c , мощности внутренних источников тепла организма человека M_T в зависимости от времени для различных

параметров внешней среды [8] показал погрешность, приведенную на рис. 5. и 6, не превышающую 5-7 %.

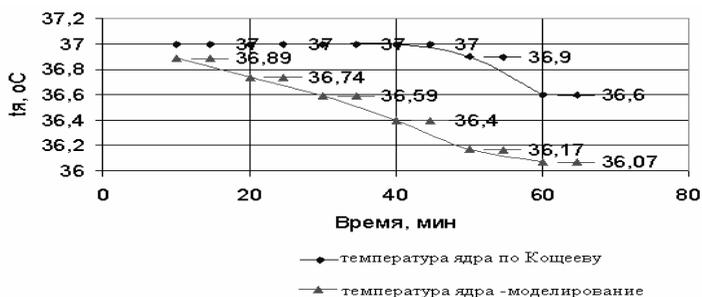


Рис. 5. Зависимость погрешности $t_{я}$.



Рис. 6. Зависимость погрешности $t_{к}$.

Математическое моделирование динамических характеристик комплекса — судовая система кондиционирования воздуха жилых помещений и человек — выполнялось при различных условиях. При этом ряд параметров задавались постоянными: начальное значение температуры ядра — 37 °C; начальное значение температуры оболочки — 33,2 °C; начальное значение температуры одежды — 27,6 °C; соотношение площадей одетого и обнаженного человека — 1,0625; теплоемкость одежды — 1,75; режим труда 0; температура наружного воздуха — 28 °C; температура воздуха в помещении в начальный момент времени — 26 °C; температура ограждений в начальный момент времени — 26 °C; $P_{\text{пом}(0)}$ — 1,013; скорость наружного воздуха — 30 м/с; коэффициент открытости помещения — 0,9; кратность смены воздуха в помещении за один час — 5; объем помещения — 26,25 м³; площадь внутренней поверхности помещения — 53,5 м²; тепловой поток от внутренних источников тепла помещения — 0,5; относительная влажность приходящего воздуха — 0,8; относительная влажность уходящего из помещения воздуха — 0,6; скорость движения воздуха внутри помещения 0,12 м/с.

С целью исследования динамических характеристик изменялись следующие параметры: температура приходящего воздуха амплитуда колебания температуры приходящего воздуха АТРР, частота колебания температуры приходящего воздуха WTPR.

Анализировались изменения в течение 4 часов температуры ядра $t_{я}$, средней температуры кожи t_k , температуры одежды $t_{обол}$, самочувствие человека S (рис. 7-12).

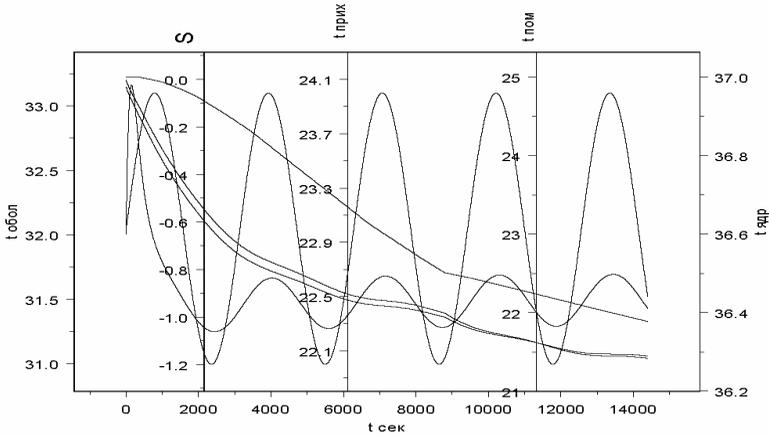


Рис. 7. Температура приходящего воздуха 23 °С; амплитуда колебания температуры приходящего воздуха АТРР = 1 °С, частота колебания температуры приходящего воздуха WTPR = 0,002 1/с.

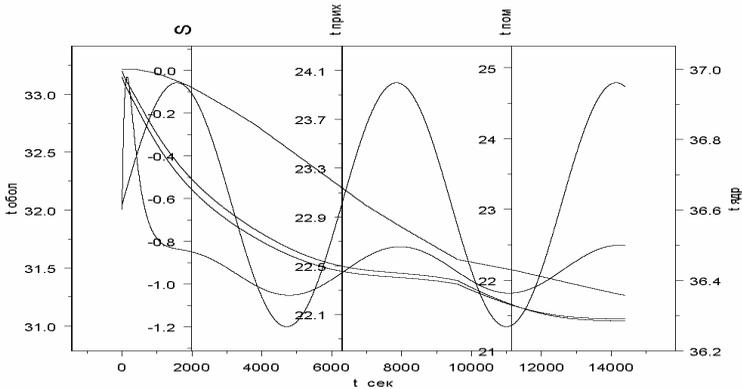


Рис. 8. Температура приходящего воздуха — 23 °С; амплитуда колебания температуры приходящего воздуха АТРР = 1 °С; частота колебания температуры приходящего воздуха WTPR = 0,001 1/с

Возмущающее воздействие на самочувствие человека S достигалось путем изменения амплитуды и частоты колебания температуры воздуха поступающего в помещение из системы кондиционирования воздуха.

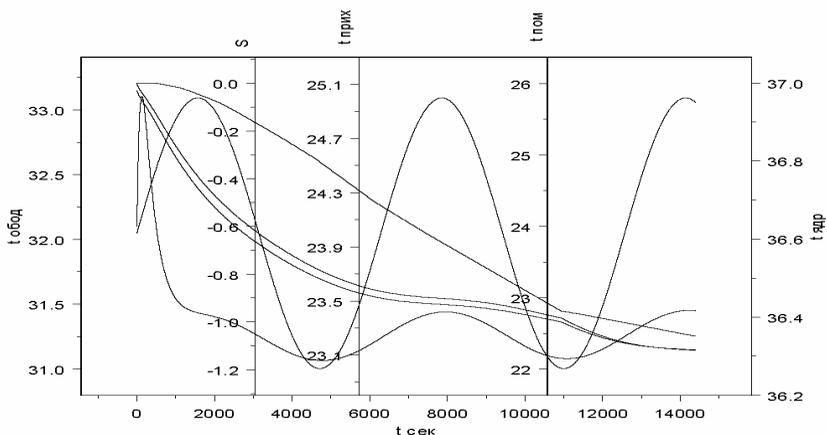


Рис. 9. Температура входящего воздуха $24\text{ }^{\circ}\text{C}$; амплитуда колебания температуры входящего воздуха $ATPR = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$; частота колебания температуры входящего воздуха $WTPR = 0,001\text{ 1/с}$.

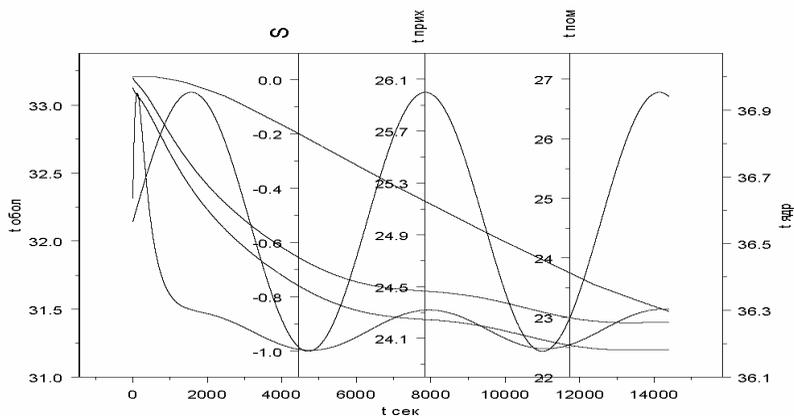


Рис. 10. Температура входящего воздуха — $25\text{ }^{\circ}\text{C}$; амплитуда колебания температуры входящего воздуха $ATPR = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$; частота колебания температуры входящего воздуха $WTPR = 0,001\text{ 1/с}$.

Проведенные исследования динамики показали необходимость комплексного решения задачи кондиционирования воздуха техническое решение которых рассмотрены в работах авторов [11, 12].

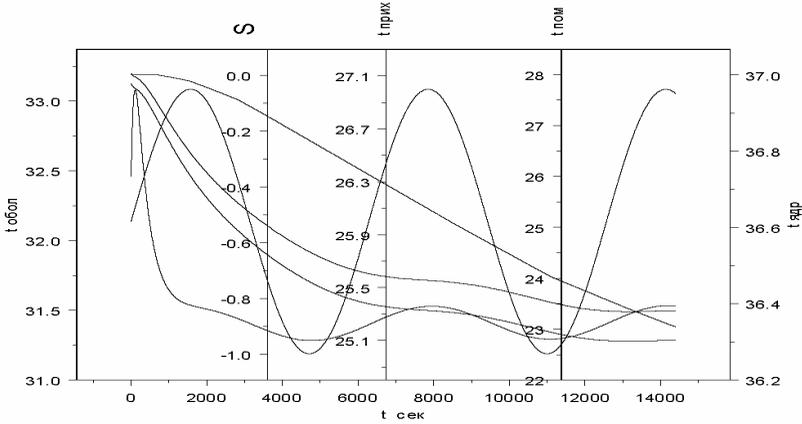


Рис. 11. Температура проходящего воздуха 26 °С; амплитуда колебания температуры проходящего воздуха $ATPR = 1$ °С; частота колебания температуры проходящего воздуха $WTPR = 0,001$ 1/с

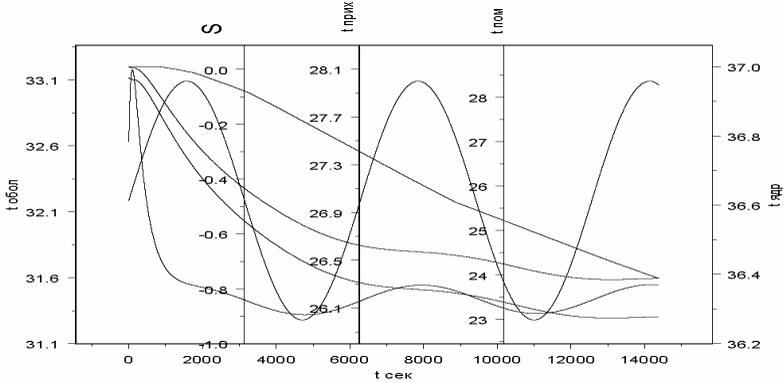


Рис.12. Температура проходящего воздуха 27 °С; амплитуда колебания температуры проходящего воздуха $ATPR = 1$ °С, частота колебания температуры проходящего воздуха $WTPR = 0,001$ 1/с.

Результаты исследования комплекса субъективных и объективных показателей состояния организма человека как основного элемента системы «человек – окружающая среда – кондиционируемое помещение – судовая система кондиционирования воздуха» позволяют сделать следующие выводы:

1. При проектировании систем комфортного кондиционирования воздуха для служебных помещений руководствоваться санитарно-гигиеническими нормами по микроклимату для «условного» человека.

2. При проектировании систем комфортного кондиционирования воздуха для жилых помещений должна быть предусмотрена возможность достаточно широкого индивидуального регулирования температуры воздуха в помещении и подачи свежего наружного воздуха.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Человек. Медико-биологические данные. Доклад рабочей группы комитета II МКРЗ по условному человеку / Пер. с англ. – М.: Медицина, 1977. – 512 с.
2. ASHRAE. N.Y. 1972. Chap. 7; 143-145.
3. Fanger P.O. Thermal comfort; Analysis and Application in Environmental Engineering. – N.Y.: McGraw-Hill Book Co., 1973.
4. Шафран Л.М., Голиков В.А. Микроклиматическая эффективность судовых систем КВ // Судостроение. – 1990. – №2. – С. 14-15.
5. Голиков В.А., Бурденко А.Ф. Цюпко Ю.М. Математическое моделирование процессов теплообмена организма человека с окружающей средой // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса, ОНМА. – С. 104-115.
6. Губернский Ю.Д., Корневская Е.И. Гигиенические основы кондиционирования микроклимата – М.: Медицина, 1978. – 247 с.
7. Голиков В.А. Научные основы управления микроклиматом судна. – Одесса: ОГМА, 1999. – 321 с.
8. Кощев В.С. Кузнец Е.И. Физиология и гигиена индивидуальной защиты человека в условиях высоких температур. – М.: Медицина, 1986. – 256 с.
9. Кричагин В.И. Таблицы и графики для ориентировочной оценки теплового состояния организма // Гигиена и санитария. – 1966. – №4. – С. 65-70.
10. Голиков В.А., Цюпко Ю.М. Управление судовым микроклиматом в системах кондиционирования воздуха // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 9 – ОНМА. С. 16-25.
11. Никольский В.В., Цюпко Ю.М. Применение пьезоэлектрических датчиков в системе кондиционирования воздуха судовых систем микроклимата // Автоматика, автоматизация, электротехнические комплексы и системы – 2003. – №2(12). – С. 138-142.

УДК 621.431.74.-233.21(043)

Волков А.В.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИСКУССТВЕННОГО МИКРОРЕЛЬЕФА НА ПРОЦЕСС ФРЕТТИНГ-КОРРОЗИИ ТОНКОСТЕННЫХ ВКЛАДЫШЕЙ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ СДВС

В процессе эксплуатации судовых дизелей на тыльной стороне вкладышей подшипников скольжения коленчатого вала возникает фреттинг-коррозия [1].

В настоящее время для предотвращения повреждений вкладышей подшипников скольжения от фреттинг-коррозии фирмы-производители вкладышей пошли по пути нанесения на тыльную сторону гальваническим способом мягких металлических сплавов. Имеется ряд сведений, что медные покрытия улучшают сопротивление фреттинг-процессу.

Описанные ниже проведенные исследования позволяют сделать выводы, что бороться с явлением фреттинг-коррозии можно также путем нанесения искусственного микрорельефа на тыльную сторону вкладыша.

Правильный подход к конструированию участков соприкосновения деталей и элементов конструкций и выбор рациональных средств предотвращения повреждений от фреттинг-коррозии имеют большое значение для обеспечения надежности двигателя.

Целью работы является изучение влияния искусственного микрорельефа на развитие фреттинг-коррозии, по сравнению с медным покрытием тыльной стороны вкладыша,

Эта цель определяет необходимость решения таких задач:

- доказательство того, что микрорельеф замедлит развитие фреттинг-коррозии;
- обоснование выбора нанесения регулярных микрорельефов как наиболее приемлемого к данному узлу.

Контакт вкладыша подшипника имеет упруго-пластические свойства, которые описываются по дуге вкладыша функцией тангенциальной жесткости $C(x)$ при начальной жесткости C_0 . При этом тангенциальная жесткость отнесена к единице номинальной площади контакта вкладыша A .

Величина сжимающей силы $(\tau_0)_i$ в любой точке вкладыша может быть найдена с использованием известного уравнения Эйлера [1].

$$\tau_{0i} = \frac{\tau_0}{e^{i\alpha_j} - 1}, \quad (1)$$

где α_j — угол дуги по вкладышу от замка до рассматриваемого X_j элемента номинально-неподвижного фрикционного контакта (ННФК).

С учетом (1), для реологической модели ННФК при исследовании закономерностей и характеристик вибрационного трения в узле вкладыша подшипника – шатун двигателя внутреннего сгорания, было получено дифференциальное уравнение движения вкладыша относительно шатуна:

$$H \frac{d^2(x)}{dt^2} + A\bar{C}(x)x(t) = A\tau_0 \cos \omega t, \quad (2)$$

где τ_0 — амплитудное значение удельной сдвигающей силы; ω — циклическая частота вращения коленчатого вала двигателя, H — приведенная масса.

$$H = \frac{H_1 H_2}{H_1 + H_2}, \quad (3)$$

где H_1 — масса шатуна, вовлеченного во вращательное движение; H_2 — масса вкладыша подшипника.

При анализе полученной зависимости можно сделать вывод, что для уменьшения взаимного перемещения элементов контакта и интенсивность фреттинг-коррозии на тыльной стороне вкладыша необходимо уменьшать площадь контакта вкладыша.

В реальном двигателе этого можно достичь путем нанесения на тыльную сторону вкладыша регулярного микрорельефа, который уменьшит площадь контакта, а также позволит аккумулировать продукты износа в канавках, ослабляя механизм фреттинг-коррозии.

На судовом дизель-генераторе марки 6S160PN фирмы «Шкода» в мотылевых подшипниках были установлены вкладыши, на тыльную сторону которых гальваническим способом был нанесен слой меди толщиной 30 мкм, а также вкладыши, на тыльной стороне которых нанесен произвольный искусственный микрорельеф с помощью обычного шабера.

После наработки дизелем 3 тысяч часов вкладыши мотылевых подшипников были демонтированы для визуального осмотра и сравнения. За это время дизель работал при различных нагрузках, имели место принудительные остановки и пуски.

На спинках обычных вкладышей были видны участки коричневого цвета общей площадью примерно 2 %, что характерно для протекания фреттинг-коррозии. На поверхности вкладыша, покрытой медным слоем, были заметны следы износа, на постели вкладыша также остались следы меди, что говорит о переносе частиц мягкого металла на стальную поверхность. В случае с микрорельефом, нанесенным шабером, коричневые зоны были намного меньше, чем на обычном вкладыше благодаря их локализации канавками микрорельефа.

Многие авторы причиной возникновения фреттинг-коррозии считают малый натяг вкладыша в постели подшипника или недостаточную затяжку болтов. Но даже при правильном монтаже под действием переменных нагрузок материал вкладыша претерпевает циклические растяжения и сжатия подобные колебательному движению. Это подтверждает гипотезу о влиянии процессов трения на рабочей поверхности вкладыша на развитие фреттинг-коррозии между его тыльной стороной и гнездом подшипника.

Мягкие металлические покрытия, увеличивая сцепление, должны поглощать движение между колеблющимися поверхностями внутри слоя. Медь, твердость окислов которой ненамного превышает твердость самого металла, не может оказать сильного разрушительного воздействия на сталь. В результате эксперимента можно убедиться, что медные покрытия действительно замедляют развитие фреттинг-коррозии. Но при этом между поверхностями вкладыша и постели мы имеем продукты износа, которые при длительной эксплуатации могут повредить поверхности контакта. К тому же, нанесение покрытий из цветных металлов стоит весьма дорого.

Механическая составляющая разрушений при фреттинге заключается в том, что шероховатости вызывают определенный износ, отделяя частички металла, которые превращаются в оксид. При колебательном скольжении они не могут удаляться с поверхности, их накопление ведет к локальному увеличению напряжений, а это ускоряет разрушение металла в тех местах, где скапливаются оксиды.

Сущность влияния микрорельефа заключается в том, чтобы остановить механизм действия фреттинг-коррозии благодаря канавкам. На поверхности с микрорельефом частички износа попадают в канавки и аккумулируются там, исключая при этом повреждение остальной поверхности.

Эксперимент, проведенный на реальном судовом дизеле, подтверждает предположения о положительном действии микрорельефа на замедление фреттинг-коррозии.

Наиболее приемлемым и универсальным способом образования регулярных микрорельефов в нашем случае является метод вибрационного накатывания, предложенный Ю.Г. Шнейдером [3] для цилиндрических и плоских поверхностей, который основан на точном пластическом деформировании поверхностных слоев металла и сложном относительном перемещении обрабатываемой поверхности и деформирующего элемента (в отличие от обычного шабера).

Процесс вибронакатывания с большим числом регулируемых параметров позволяет весьма тонко и в широких пределах варьировать зна-

чения большого числа параметров создаваемого регулярного микро-рельефа: число выступов и впадин на единице площади, глубина канавок, фактическая площадь поверхности и длина профиля, радиусы закругления выступов и впадин.

Метод нанесения микро-рельефа преследует уменьшение механической составляющей фреттинг-процесса и по своим низким материальным затратам более приемлем для данного элемента судового дизеля. Преимущество его в том, что можно применить уже в эксплуатируемых дизелях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Ханмамедов С.А., Волков А.В. Фреттинг-коррозия вкладышей подшипников скольжения среднеоборотных судовых дизелей //Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. 132-133.
2. Шнейдер Ю.Г. Регуляризация микро-рельефов поверхностей деталей. – Л.: Судостроение, 1986. –205 с.
3. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микро-рельефом. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1982. – 248 с.

УДК 621.45.02

Черныш И.И., Гаврилюк В.Н.
ОНМА

ВЛИЯНИЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ

В условиях высоких цен на топливо переход транспортного флота на тяжелые сорта топлив с более низким качеством, ужесточение требований к защите окружающей среды поставили перед дизелестроителями ряд жестких требований. Решением этих проблем стала интенсификация рабочего процесса дизеля, оптимизация топливоподачи, впрыскивания, смесеобразования и сгорания топлива.

На режимах номинальных или близких к ним нагрузок эти задачи в большинстве своем решаются или уже решены. Однако вопросы газообмена, изменения моментов открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов при работающем двигателе имеют большие резервы по регулированию параметров рабочего процесса, снижению теплонапряженности дизеля, регулированию баланса подачи топлива и воздуха в цилиндр двигателя, баланса мощности газотурбонагнетателя и двигателя, в особенности на пониженных режимах нагрузки.

Фазы газораспределения оказывают значительное влияние на экономические и экологические показатели дизеля. Вопросы оптимизации процессов газообмена, смесеобразования и сгорания топлива на частичных режимах двигателя и обеспечения эксплуатационной гибкости в работе активно решаются во всех ведущих дизелестроительных фирмах. Фазы газораспределения, рассчитанные для режимов работы двигателя, близких к номинальному, не обеспечивают эффективности и экономичности его работы в режимах низких нагрузок. Кроме того, значительно ухудшаются показатели отработавших газов.

Предельные значения эмиссии NO_x дизельных двигателей определены для судов прибрежного и океанского плавания в инструкциях ИМО. Промышленность осуществляет исследования и разработку двигателей, удовлетворяющих требованиям ИМО.

Фирма MAN B&W разработала концепцию «Интеллектуального двигателя» — низкооборотного крейцкопфного двигателя с компьютерным управлением без распределительного вала [1, 2].

В «Интеллектуальном двигателе» приводные многопоршневые насосы подают масло из системы смазки с высоким давлением, чтобы обеспечить необходимую мощность для впрыска топлива и приведения в действие выпускного клапана и таким образом заменяют кулачковый вал (рис. 1). Управление открытием и закрытием выпускного клапана

осуществляется при помощи быстродействующего двухпозиционного управляющего клапана, который в свою очередь получает входной сигнал от блока управления цилиндром.

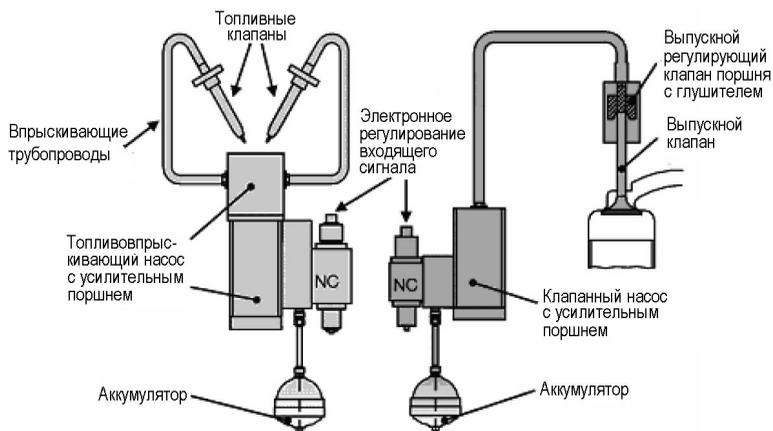


Рис. 1. Общая схема систем топливоподачи и приведения в действие выпускного клапана

Создание электронных систем даёт возможность обеспечить подачу топлива, открытие и закрытие выпускного клапана в зависимости от нагрузки двигателя.

Пропорциональный электронный клапан управления для подачи топлива ELFI (рис. 2) контролирует давление масла в сервомоторе, изменяет ход плунжера топливного насоса, его скорость, цикловую подачу топлива, моменты начала и конца подачи топлива. Система даёт возможность оптимизировать фазы газораспределения (рис. 3) в зависимости от топливоподачи (режима нагрузки дизеля). Изменением фазы начала открытия и конца закрытия выпускного клапана можно регулировать мощность турбины, особенно на режимах малых нагрузок [4].

Например, повышенное значение температуры отработавших газов можно уменьшить углом опережения подачи топлива. Однако система позволяет снизить температуру отработавших газов более ранним открытием выпускного клапана. Подача большего количества энергии газов (с повышенным давлением и температурой) к турбине одновременно увеличивает мощность компрессора и массу воздуха, подаваемого в цилиндры дизеля, а при неизменной цикловой подаче уменьшает температуру отработавших газов, а с ней и теплонапряженность дизеля.

Электронное управление впрыском топлива и открытием выпускных клапанов улучшает работу при низкой нагрузке, облегчает разгон двигателя, обеспечивает лучший баланс двигателя и регулирование нагруз-

ки, увеличивая тем самым моторесурс двигателя. Это снижает расход топлива и улучшает эмиссионные характеристики (уменьшается дымность, снижается NO_x).

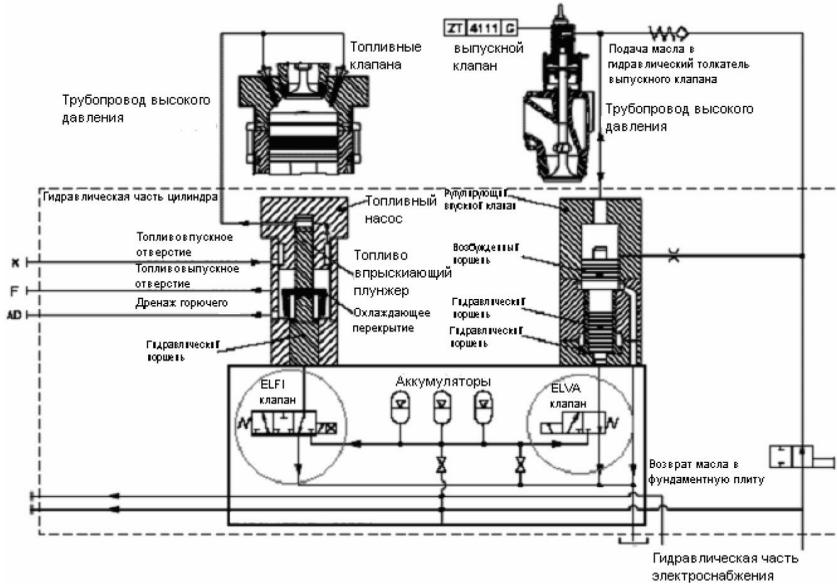


Рис. 2. Схема механико-гидравлической системы двигателя K98ME-C

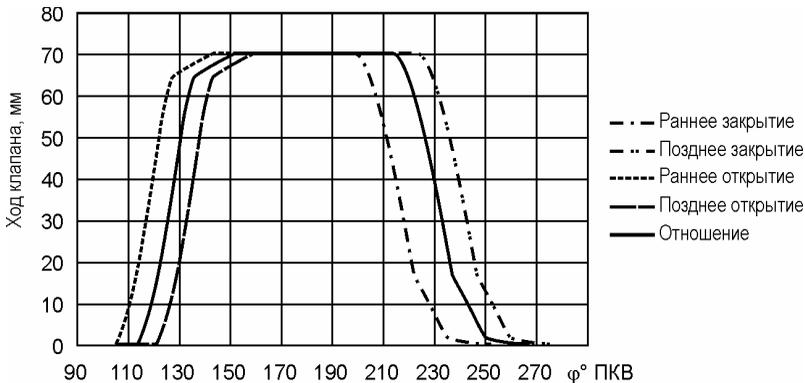


Рис. 3. Моменты открытия и закрытия выпускного клапана двигателя 7S50ME-C

Бездымное выведение двигателя на номинальный режим — существенное преимущество, не считая оптимизации удельного расхода топлива при любой нагрузке. На рис. 4 показано, как изменяется момент

закрытия выпускного клапана относительно НМТ на двигателе 7S50ME-C при 100 % и 75 % нагрузки.

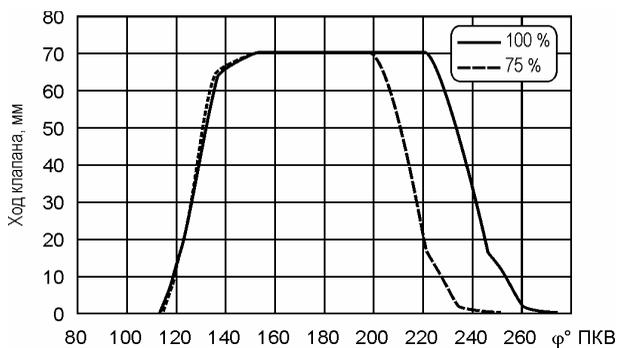


Рис. 4. Моменты закрытия выпускного клапана

Возможность управления фазами газораспределения и подачи топлива обеспечивает стабильную работу двигателя при оборотах до 10 % оборотов максимальной продолжительной мощности (то есть 13 об./мин для двигателя 7S50ME-C). Это является большим преимуществом при прохождении судном узкостей и каналов, а также для судов, работающих с переменной нагрузкой.

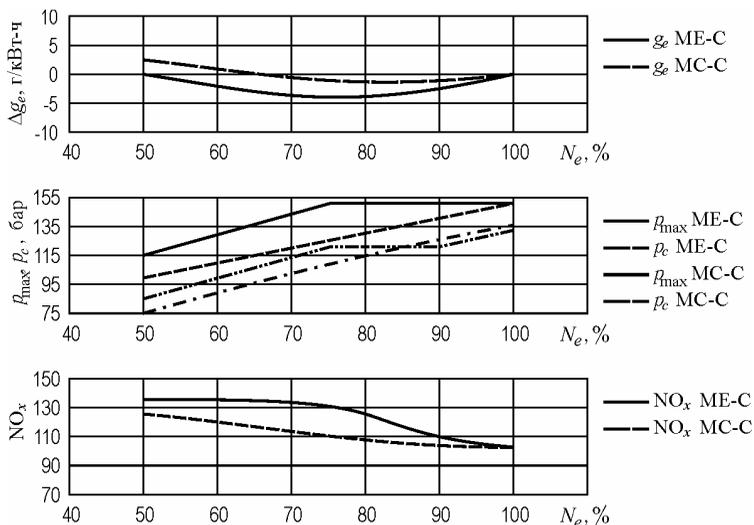


Рис. 5. Рабочие характеристики двигателей ME-C и MC-C

Общие рабочие характеристики для ME-C и MC-C двигателей показаны на рис. 5. Снижение расхода топлива при низкой нагрузке дости-

гается увеличением наибольшего давления сгорания P_{\max} . Чтобы избежать слишком большой разницы между P_{\max} и наибольшим давлением сжатия P_c (степень повышения давления), ее также можно изменить путем регулировки фаз газораспределения [4].

Из рисунка видно, что с уменьшением удельного расхода топлива увеличивается NO_x . По этой причине МЕ-двигатель имеет два стандартных режима, встроены в систему управления: режим экономии топлива и режим низкой эмиссии NO_x . С уменьшением частоты вращения двигателя от $n = n_{\text{ном}}$ до $n = 0,75n_{\text{ном}}$, за счет увеличения угла опережения подачи топлива давление P_{\max} остается постоянным, а удельный расход топлива g_e снижается.

Электронное управление фазами газораспределения МЕ-двигателя даёт ряд преимуществ:

- постоянное давление сгорания в верхнем диапазоне нагрузок может быть достигнуто комбинацией регулирования угла опережения подачи топлива и изменением степени сжатия посредством изменения момента закрытия выпускного клапана. В результате максимальное давление может сохраняться постоянным в широком диапазоне нагрузок без перегрузки двигателя, приводя к существенному снижению расхода топлива при частичных нагрузках;
- характеристики аварийной остановки и реверса двигателя улучшаются, потому что выбор моментов активации выпускных клапанов и подачи топлива может быть оптимизирован для таких ситуаций;
- более быстрый разгон двигателя, так как давление продувочного воздуха может быть увеличено при помощи более раннего открытия выпускных клапанов;
- минимальная устойчивая частота вращения может быть значительно ниже, чем у обычного двигателя, а самый малый ход — намного устойчивее;
- двигатель может переходить на различные режимы с низкой эмиссией, при которых эмиссию NO_x можно понижать ниже пределов ИМО в зависимости от местных требований.

Вслед за компанией MAN B&W фирма Wärtsilä произвела двигатель с электронным управлением Sulzer RT-flex60C [5]. Это малооборотный двухтактный двигатель, который вместо обычного кулачкового распределительного вала и его зубчатой передачи, топливных насосов, приводных насосов, выпускного клапана и реверсивных серводвигателей оборудован общей гидравлической системой для топливоподачи и приведения в действия выпускного клапана, а также полным электронным управлением этими функциями (рис. 6).

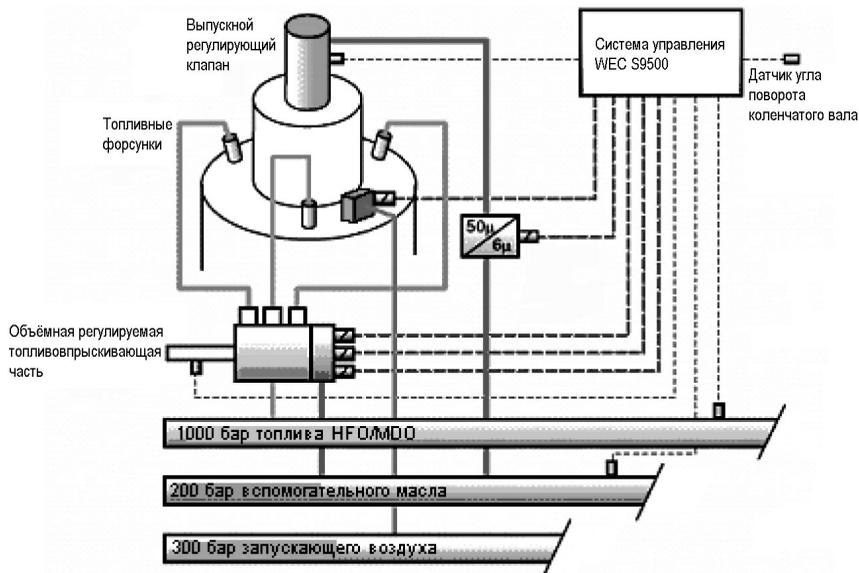


Рис.6. Схема системы Sulzer RT-flex с электронным управлением

Свободный выбор момента открытия/закрытия выпускного клапана позволяет RT-flex системе поддерживать давление продувочного воздуха высоким при понижении нагрузки посредством раннего закрытия клапана. Это не только снижает расход топлива, но также ограничивает температуру деталей, которая обычно увеличивается при низкой нагрузке. Преимуществами двигателя являются более низкие устойчивые обороты (10-12% от номинальных) и бездымная работа во всех режимах. При очень низких оборотах некоторые форсунки выборочно отключаются и выпускные клапана управляются так, чтобы держать отработанные газы ниже видимого предела.

Компания Caterpillar Motoren разработала технологию «Внутри двигателя» для снижения эмиссии NO_x , CO_x и сажи [6], при которой процесс сгорания изменяется таким образом, чтобы достичь сгорания с более низкими температурами в высоком диапазоне нагрузок и с более высокими температурами в низком диапазоне нагрузок.

Проведенные исследования показывают, что желаемые значения эмиссии могут быть достигнуты посредством следующих мероприятий: 1) увеличение степени сжатия; 2) уменьшение периода перекрытия клапанов; 3) применение процесса Миллера.

Для оптимизации процесса сгорания и фаз газораспределения на частичных режимах в двигателе M43 используется механическая регулировка при помощи эксцентриков, установленных на приводе впускных и выпу-

ских клапанов и ТНВД. Регулируемый кулачковый вал является основным элементом в новом двигателе с низкой эмиссией и назван FCT™ — Технологией гибкого кулачкового вала (рис. 7). Применение этой технологии позволяет улучшить процесс сгорания вообще и значительно уменьшить содержание CO_x , NO_x и сажи в отработавших газах.

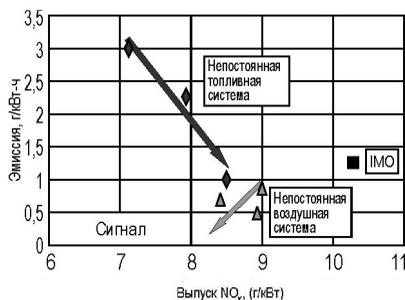
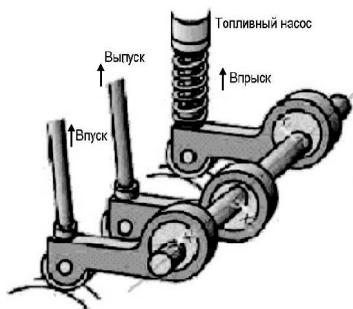


Рис. 7. Технология гибкого распредвала двигателей МаК

Особенностью конструкции двигателя фирмы Mazda является двигатель с переменной степенью сжатия. Изменение фаз газораспределения по циклу Миллера, используемое в двигателе Mazda-Miller, работающего с более поздним закрытием впускного клапана, позволяет повысить экономичность двигателя на 10-15% по сравнению с обычным двигателем равной мощности [7]. Кроме того, улучшается термический КПД и крутящий момент двигателя.

Проведенные в ЦНИДИ расчетные исследования влияния КПД свободного турбокомпрессора на экономичность дизеля типа ЧН26/26 ($p_{me}=1,85$ МПа, $n=1000$ мин⁻¹) показали, что увеличение опережения закрытия впускных клапанов в пределах от 560° ПКВ до 510° ПКВ (т.е. на 40-50° ПКВ) приводит к дополнительному снижению удельного эффективного расхода топлива на 4,5 г/(кВт·ч). При этом суммарный коэффициент избытка воздуха для сгорания снижается от 2,7 до 2,2. В этих условиях отсутствует заметное изменение насосных потерь, что связано с повышением эффективности использования располагаемой энергии выпускных газов в условиях общего повышения уровня давления в выпускной системе [8].

Исследования, проведенные на двигателе 6ЧН31,8/33, показали, что с уменьшением угла запаздывания закрытия впускного клапана и при одинаковых значениях давления в начале сжатия плотность заряда повышается на 8 % за счет внутреннего охлаждения. Температура заряда снижается до 23 °С, а мощность повышается на 10...15 % без повышения теплонапряженности.

Характер изменения параметров заряда в конце наполнения (положение поршня в НМТ) в зависимости от продолжительности наполнения показан на рис. 8.

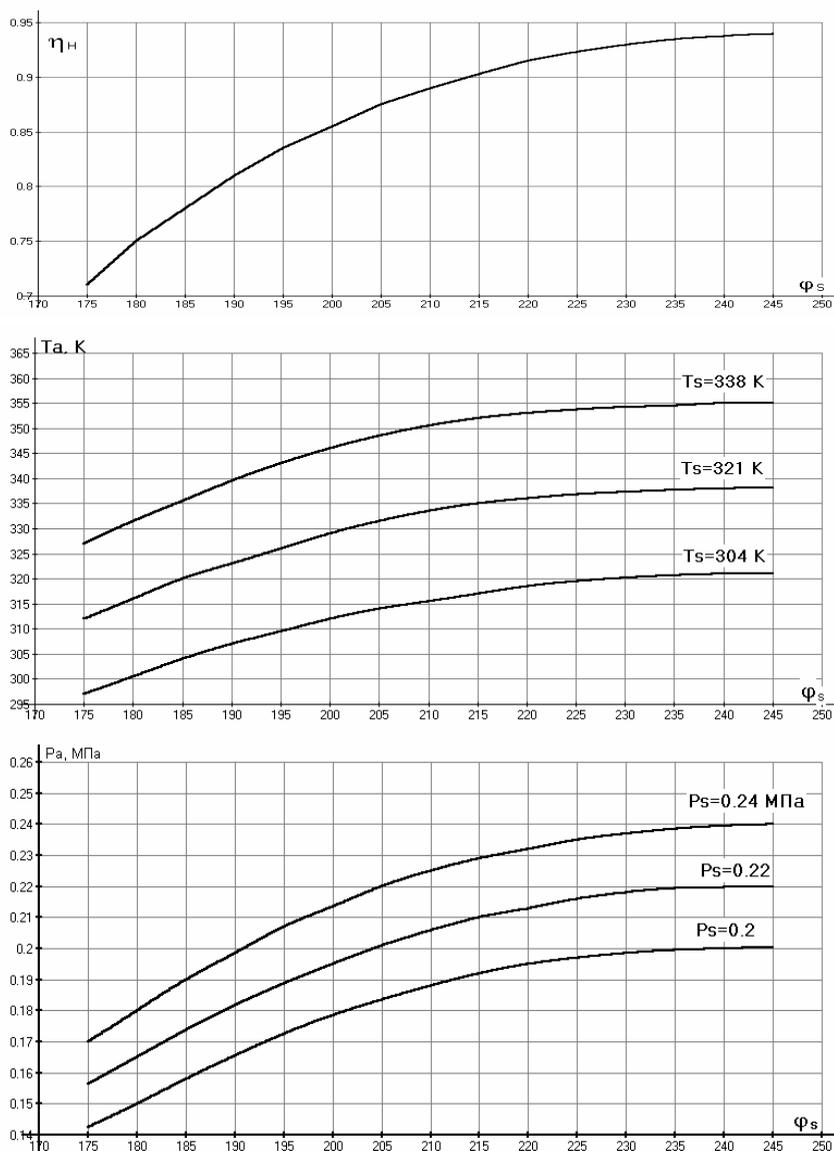


Рис. 8. Графики изменения параметров заряда в конце наполнения в зависимости от продолжительности наполнения

Кривые температур в цилиндре построены по средним значениям температур в начале сжатия T_a для трех принятых значений давления наддувочного воздуха ($P_s = 0,20; 0,22; 0,24$ МПа), а кривые давления P_a — по трем принятым значениям температур наддувочного воздуха ($T_s = 304, 321, 338$ К).

Величина перепада температур при изменении углов закрытия впускных клапанов находится в прямой зависимости только от продолжительности наполнения. При изменении последней от $\varphi_s=240^\circ$ до $\varphi_s=180^\circ$ за ВМТ температура заряда понижается на $20...23$ °С независимо от давления и температуры наддувочного воздуха.

С уменьшением продолжительности наполнения с учетом расширения воздуха в цилиндре значения давления и температуры заряда в конце наполнения понижаются, причем давление снижается более интенсивно, чем температура. При изменении продолжительности наполнения от $\varphi_s=240^\circ$ до $\varphi_s=180^\circ$ за ВМТ среднее значение коэффициента наполнения η_n уменьшается с $0,94$ до $0,75$.

Как показал проведенный нами анализ, экономические и экологические показатели дизеля в значительной степени зависят от оптимального выбора фаз газораспределения. Дальнейшее развитие научно-исследовательских работ в области процессов газораспределения в дизелестроении направлено на исследование процессов газообмена и разработку конструктивных способов непрерывного управления газораспределением в зависимости от различных режимов работы дизеля. Практическая реализация этой концепции позволяет достичь уменьшения удельного расхода топлива на частичных режимах, снижения теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы, повысить надежность двигателя, увеличить периоды времени между планово-предупредительными ремонтами, а также привести в соответствие с требованиями ИМО наличие в выхлопных газах дизелей соединений NO_x и CO_2 . Управление процессами газораспределения позволяет также снизить уровень вибраций и шума двигателей внутреннего сгорания.

Большинство существующих в настоящее время систем газораспределения реализует жесткий алгоритм с небольшой глубиной регулирования отдельных параметров и не позволяет осуществлять регулирование непосредственно в процессе эксплуатации дизеля. Системы газораспределения двигателей следующего поколения будут представлять собой замкнутую систему автоматического управления фазами газораспределения в зависимости от нагрузки на двигатель и его технического состояния. Поиск алгоритмов управления этими системами, оптимиза-

ция регулировочных параметров являются актуальными и требуют неотлагательного решения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Marine Engineers Review. – Feb., 2001. – P. 30-31.
2. The Intelligent Engine: Development Status and Prospects. – 2002. – www.manbw.com.
3. “K98ME-C Project Guide”. – MAN B&W Diesel A/S, company publication. – June 2002. – 28 p.
4. ME Engines – the New Generation of Diesel Engines. – 2003. – www.manbw.com.
5. Sulzer RT-flex60C. Technology Review. – 2002. – www.wartsila.com.
6. Udo Schlemmer-Kelling “Inside the Engine” Technology. The Caterpillar Motoren response to future emission requirements. – 2002. – www.mak-global.com.
7. Автомобильная промышленность США. – 1996. – №№ 10-11. – С. 16-18.
8. Семенов Б.Н., Завлин М.Я. Совершенствование рабочих процессов форсированных дизелей: Обзор // Двигатели внутреннего сгорания. – Сер. 4. – Вып. 7. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1989. – 32 с.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Добровольский К.П.
ОНМА

ИЗМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Одним из важнейших узлов двигателя, обеспечивающих его надежную и экономичную эксплуатацию, является система впрыскивания топлива. В период эксплуатации дизелей происходит изнашивание деталей топливной аппаратуры и, прежде всего, прецизионных пар: плунжер-втулка топливного насоса высокого давления (ТНВД) и игла-направляющая распылителя форсунки. Износ приводит к увеличению в них зазоров, а следовательно, к потере гидроплотности.

Основными видами износа прецизионных деталей являются [1]: абразивный, механический с сопутствующим абразивным, жидкостно-абразивный, коррозионный, окислительный, схватывание, эрозионно-кавитационный и усталостный. Абразивный износ и эрозионно-кавитационный наиболее существенны.

Абразивный износ возникает вследствие пропуска топливными фильтрами механических примесей в систему впрыскивания. Средняя высота возникающих при данном износе гребешков 4-10 мкм, расстояние между ними 80-150 мкм [1].

При кавитации, по данным В.Н. Лозовского [2], из-за большой скорости сжатия парогазового пузырька (до нескольких сотен метров в секунду) температура в нем может повыситься до 1000–1500 °С. Удары частиц жидкости по поверхности детали в сочетании с ее местным нагревом приводят к интенсивному разрушению материала. Кроме того, под воздействием высоких температур и кислорода поверхности активно окисляются. Больше всего кавитационному износу подвержены участки вблизи кромок поясов и отверстий. Образующиеся при этом повреждения имеют вид многочисленных продольных плавно убывающих по глубине канавок. Глубина канавок вблизи отсечной кромки может достигать 50-60 мкм, площадь поражения — 4-6 мм² [3].

Геометрия плунжерной пары существенно меняется в условиях монтажа и в процессе впрыскивания топлива.

Результаты тензометрирования плунжерных пар [3] среднеоборотных дизелей показали, что под действием осевых уплотняющих сил поперечные сечения вдоль длины втулки деформируются неодинаково. Если в золотниковой части вблизи торцов внутренний диаметр при зажатке нажимным штуцером, как правило, увеличивается на 3-4 мкм, то в ее средней части прецизионная поверхность может деформироваться

на 1 мкм внутрь. Изменение внутреннего диаметра особенно нежелательно внутрь втулки, так как при больших осевых нагрузках зазор между прецизионными поверхностями втулки и плунжера может оказаться меньше первоначального технологического размера и вызвать заклинивание плунжера.

При работе насоса на среднеоборотном дизеле во время рабочего хода плунжера давление над ним возрастает до максимального значения порядка 90 МПа за 1-2 мс. При этом деформация втулки в верхнем поясе надплунжерного пространства достигает для полных подач 16-18 мкм. Увеличение давления в зазорах по длине втулки в процессе хода нагнетания происходит неодновременно. После разгрузки надплунжерной полости давление в зазоре сохраняется достаточно продолжительное время (около 10° угла поворота). Таким образом, утечки топлива в зазоры плунжерной пары происходят, но не во время хода нагнетания, а после отсечки и на цикловую подачу насоса влиять не могут.

Экспериментальные исследования влияния среднего диаметрального зазора в золотниковой части плунжерной пары на подачу насосов дизелей, проведенные Г.Б. Федотовым и Г.И. Левиным [3], показали, что скорости перемещения слоев топлива в зазорах между прецизионными поверхностями весьма малы в определенном интервале зазоров (например, до 16 мкм для дизеля 10Д100). Эти скорости определяют утечки топлива. Перемещение жидкости в данном случае определяется законами образования и состоянием граничного слоя, который может удерживаться прецизионной поверхностью и оставаться в относительном покое.

Если зазор в плунжерной паре увеличивается до такой степени, при которой ослабляется влияние граничных слоев друг на друга, возможно появление внутреннего потока, подчиняющегося гидродинамическим законам. Когда время перемещения потока в зазоре от полости высокого давления к полости низкого давления становится соизмеримым со временем впрыскивания, происходит снижение подачи топлива. Плотность плунжерной пары при дальнейшем увеличении зазора достигает такого значения, при котором значительно повышаются скорость потока и утечки топлива, которые становятся соизмеримыми с цикловой подачей.

В обычной эксплуатации повышенные диаметральные зазоры могут быть одновременно как в плунжерных парах, так и в распылителях.

Согласно [4] предельно допустимый диаметральный зазор в распылителе во время эксплуатации дизеля составляет 6-12 мкм для топливной системы высокого давления без разгрузки топливопровода от остаточного давления и 8-15 мкм для систем с нулевым остаточным давлением. Предельно допустимый зазор в плунжерной паре равен 5-20 мкм. Большие значения соответствуют средне- и малооборотным дизелям с

высокой цилиндровой мощностью, а малые — высокооборотным дизелям.

Однако применение распылителей и плунжерных пар с низкой гидродлотностью (с большими диаметральными зазорами) возможно лишь в случае надежного отвода протекшего топлива. Отвод утечек топлива через распылитель не вызывает серьезных проблем и предусмотрен на современных дизелях. Применение плунжерных пар с низкой гидродлотностью возможно лишь в дизелях, где исключено попадание большого количества топлива из ТНВД в циркуляционное масло.

В данной статье представлены результаты экспериментального исследования износа плунжерных пар ТНВД судового среднеоборотного дизеля при работе на средневязких топливах.

Для определения износа плунжерных пар и его исследования существенное значение имеет выбор измерительной техники и методики замера износа. Измерение величины износа большинства поверхностей деталей топливной аппаратуры достаточно проводить приборами с точностью до 0,1-0,3 мкм [1]. С этой целью применяют оптиметры, ультраоптиметры, миниметры, профилографы и т.д.

Наиболее сложную задачу представляет измерение местных износов, например, поверхности головки плунжера, расположенной в непосредственной близости к отсечной кромке. Износ в этой области сильно влияет на работу плунжерной пары и является выбраковочным. Это повышает требования к измерительным приборам. Местные изношенные участки имеют сложную форму, переменную глубину и профиль по длине.

Эффективным методом измерения местных износов с выявлением характера и величины микронеровностей поверхности является профилографирование. У втулки плунжера профиль поверхности и величины местных износов в продольной и поперечной плоскостях достаточно точно можно определить также с помощью профилографа либо прибора круглости завода.

В результате износа плунжерной пары происходит снижение её гидравлической плотности, которая является основным критерием качества пары. Гидравлическая плотность характеризуется временем просачивания технологической жидкости под определенным давлением в зазор плунжерной пары.

Для определения влияния износа плунжерных пар на параметры процесса впрыскивания проводят стендовые безмоторные испытания топливной аппаратуры. Полученные результаты сравнивают с данными испытаний новых плунжерных пар.

Методикой исследований предусматривалась ревизия ТНВД и плунжерных пар в следующем объеме:

- проверка положения рейки на нулевой подаче топлива и снятие зависимости цикловых подач ТНВД от выхода рейки при номинальной частоте вращения ;
- при необходимости перерегулировка отдельных ТНВД на нулевую подачу при выходе рейки 3-4 мм и снятие для них зависимости цикловых подач от выхода рейки;
- обмер плунжеров и втулок в 3-х сечениях (I-I, II-II, III-III) и 2-х плоскостях (А-А, Б-Б) в соответствии со схемой рис. 1.

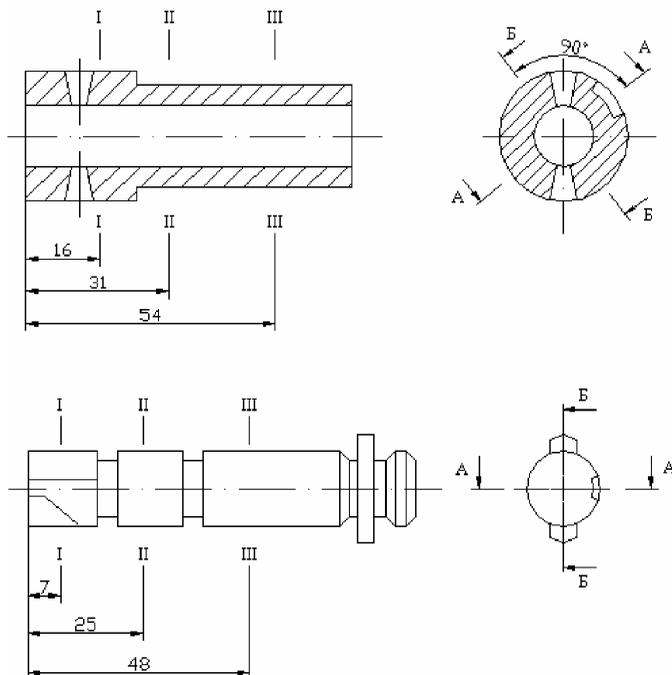


Рис. 1. Схема замеров плунжерной пары

- профилографирование поверхности плунжеров в районе эрозионного износа профилографом типа А группа I с характеристиками погрешности, соответствующими 3-й степени точности согласно ГОСТ 25708-83;
- измерение гидроплотности плунжерных пар по методике завода-изготовителя в соответствии с ГОСТ 25708-83.

Гидроплотность оценивается временем перемещения плунжера во втулке на заданной величине активного геометрического хода при давлении технологической жидкости в надплунжерном пространстве 20 МПа и её вязкости 10-11 сСт. Плунжеры обмеряются опикаторами

типа ИКВ с ценой деления 0,5 мкм, а втулки — на ротаметрах с ценой деления 0,5 мкм.

Эксплуатационные испытания топливной аппаратуры проведены в рамках программы перевода среднеоборотных судовых дизелей 6ЧН25/34 с дизельных на средневязкие топлива.

Двигатели 6ЧН25/34 Первомайского машиностроительного завода использовались в качестве приводов судовых дизель-генераторов. Топливная аппаратура была укомплектована следующим образом:

- серийные насосы высокого давления — золотникового типа с регулированием по концу подачи; диаметр плунжера — 16 мм, ход — 12 мм; плунжер и втулка изготовлены из стали ШХ-15 ГОСТ 801-60 твердостью HRC 58-52;
- экспериментальные охлаждаемые форсунки с распылителем $9 \times 0,35 \times 140^\circ$ и давлением подъема иглы 21 МПа.

Двигатели эксплуатировались на моторном топливе ДТ со следующими характеристиками:

- плотность при 20 °С — 0,86 – 0,89 г/см³;
- вязкость — 5 – 10 сСт при 50 °С;
- температура вспышки № 1 — 70 – 74 °С;
- температура застывания — 5°С;
- содержание воды — 0,06 – 0,09 %;
- содержание механических примесей — 0,022 – 0,12 %;
- содержание серы — 1,0 – 1,23 %;
- содержание кокса — 0,014 – 2,98 %;
- содержание золы — 0,02 – 0,024 %.

Первая ревизия ТНВД была проведена при наработке 6817 ч.

Плунжерные пары находились в рабочем состоянии и после перерегулировки нулевой подачи (установлено 3-4 мм вместо 0-16 мм, имевшихся при ревизии) испытания были продолжены.

Полный контроль пар был осуществлён после наработки 12234 ч.

На одной плунжерной паре обнаружена трещина втулки. Отсечные кромки всех плунжеров имели замкнутые участки кавитационного износа.

В соответствии с разработанной методикой было проведено исследование износа плунжерных пар. Плунжеры обмерены на оптикаторе с ценой деления 0,1 мкм, а втулки по внутреннему диаметру — на ротаметре (цена деления 0,1 мкм).

После обмеров плунжерные пары были собраны с новыми ТНВД, насосы отрегулированы на минимально устойчивую подачу при выходе рейки $H = 3-4$ мм. На безмоторном стенде завода-изготовителя топливной аппаратуры были сняты нагрузочные характеристики насосов. На

рис. 2 показаны характеристики насосов с плунжерными парами №№ 5, 6, 10, а также насоса с новой плунжерной парой.

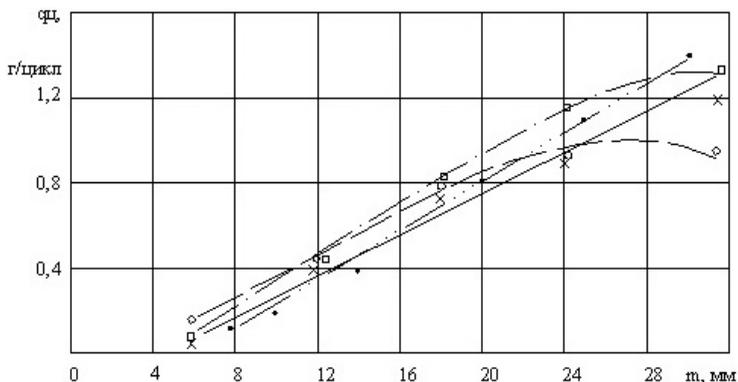


Рис. 2. Характеристики топливных насосов: —▲— новая плунжерная пара; —□— пара № 6; —×— пара № 10; —*— пара № 5

Определение гидроплотности плунжерных пар по методике завода-изготовителя проведено на заводском технологическом оборудовании и дало результаты, приведенные в таблице:

Гидроплотность плунжерных пар

№ пары	2	5	6	7	8	10
Гидроплотность, с	4	4	4	3	6	5

Основные показатели износа плунжерных пар за указанный период испытаний таковы:

- средний износ плунжеров — 1,5 мкм, скорость износа — 0,12 мкм/1000 ч;
- максимальный износ — 3,0 мкм (плунжер № 5) со скоростью 0,24 мкм/1000 ч, минимальный — 0,8 мкм (плунжер № 8) со скоростью 0,065 мкм/1000 ч;
- средний износ втулок — 7,1 мкм, скорость износа — 0,58 мкм/1000 ч;
- максимальный износ у втулки № 8 — 8,4 мкм со скоростью 0,69 мкм/1000 ч, минимальный у втулки № 10 — 6,3 мкм со скоростью 0,51 мкм/1000 ч;
- зазоры в плунжерных парах находятся в пределах 6,6 – 9,6 мкм (9,6 мкм у пары № 8);
- плунжеры по сечениям изнашиваются практически равномерно и этот износ незначителен;

- основному износу подвергаются втулки, наибольший износ они имеют в сечении III (см. рис. 1);
- развиваемая насосами производительность достаточна для обеспечения двигателем полной мощности.

Для исследования кавитационного износа плунжеров в районе отсечной кромки в соответствии с разработанной методикой было проведено профилографирование участков местного износа. Запись профиля изношенных участков плунжеров выполнена на профилографе-профилометре "Калибр-ВЭИ" модели 252.

На рис. 3 приведены профилограммы в зоне эрозионного износа. Направление вправо соответствует относительному перемещению измерительной головки профилографа. Слева находится отсечная кромка, а справа — головка плунжера.

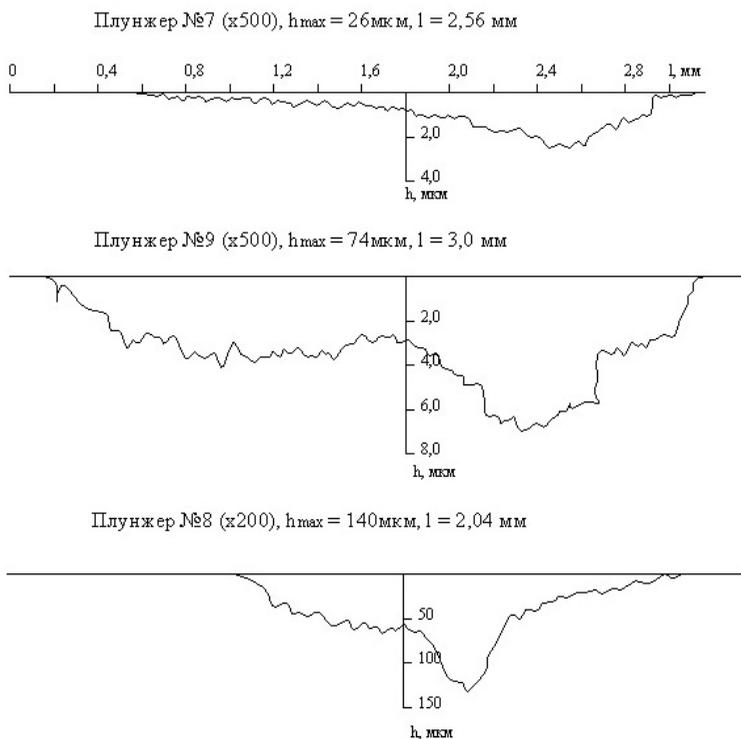


Рис. 3. Профилограммы отсечной кромки плунжеров

На рисунке нанесены линии базовых образующих, шкалы глубины износа, условная горизонтальная шкала. Протяженность записи составила 2-3 мм.

Выводы

Определены показатели износа плунжерных пар ТНВД судового среднеоборотного дизеля в условиях эксплуатации на средневязком топливе.

После 12234 ч средний зазор в плунжерных парах составил 8,1 мкм при гидроплотности 4,33 с.

Темпы износа плунжеров составили 0,12 мкм/1000 ч; втулок плунжерных пар — 0,58 мкм/1000 ч.

Наиболее интенсивно разрушается в процессе эксплуатации отсечная кромка плунжеров: средняя глубина кавитационных каверн достигла 62,5 мкм.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Антипов В.В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей. – М.: Машиностроение, 1972. – 177 с.
2. Лозовский В.Н. Надежность и долговечность золотниковых и плунжерных пар. – М.: Машиностроение, 1971. – 232 с.
3. Федотов Г.Б., Левин Г.И. Топливные системы тепловозных дизелей. – М.: Транспорт, 1983. – 192 с.
4. Фомин Ю.Я. и др. Топливная аппаратура дизелей: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.

УДК 517.938:62-833.6

Воловник М.С., Коноваленко Л.К.
ОНМА

РАЗРАБОТКА СХЕМЫ ОСЦИЛЛОГРАФИРОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

В работах [1, 2] рассматриваются переходные процессы в электрических машинах переменного тока и дизель-генераторах на базе комплексного расчета и анализа исследуемых систем.

Независимые данные исследований, как показывает практика [3, 4], можно получить как при помощи осциллографирования переходных процессов, изменяющихся во времени, с записью на бумагу или пленку с помощью шлейфовых осциллографов, так и с помощью персональных компьютеров.

Применение персонального компьютера для осциллографирования переходных процессов в электроприводе имеет ряд преимуществ. В первую очередь это возможность немедленной обработки получаемых данных. Занесение данных в цифровом виде в память компьютера позволяет в непрерывном режиме осуществлять цифровую фильтрацию, определять математическое ожидание и корреляционные функции для случайных процессов. При этом как исходная информация по измеряемым параметрам, так и результаты обработки в виде кривых могут быть немедленно выведены на монитор или распечатываются.

В настоящей работе предлагается обобщенная методика проведения исследований переходных процессов в электроприводе с применением персонального компьютера на примере электропривода переменного тока судна, работающего по схеме «дизель-генератор – регулятор напряжения – гребной асинхронный электродвигатель».

Схема осциллографирования параметров электропривода с помощью персонального компьютера показана на рис. 1.

При работе электропривода во время испытаний одновременно рассматривались следующие параметры:

$i_{вг}$ — ток в цепи обмотки возбуждения синхронного генератора (СГ);

$U_{вг}$ — напряжение на зажимах обмотки возбуждения СГ;

$I_{дг}$ — ток в цепи статора СГ;

$U_{дг}$ — напряжение сети;

$n_{дг}$ — обороты дизель-генератора;

l — ход рейки топливного насоса;

$I_{ир}$ — ток в цепи статора индукционного регулятора (ИР);

$I_{гд}$ — ток в цепи статора гребного электродвигателя (ГД);

$U_{ир}$ — напряжение на зажимах статорной обмотки ГД;

$I_{\text{рот}}$ — ток в цепи ротора, ГД;

$n_{\text{ГД}}$ — обороты ГД;

KK — углы килевых наклонов судна во времени;

BK — углы бортовых наклонов судна во времени;

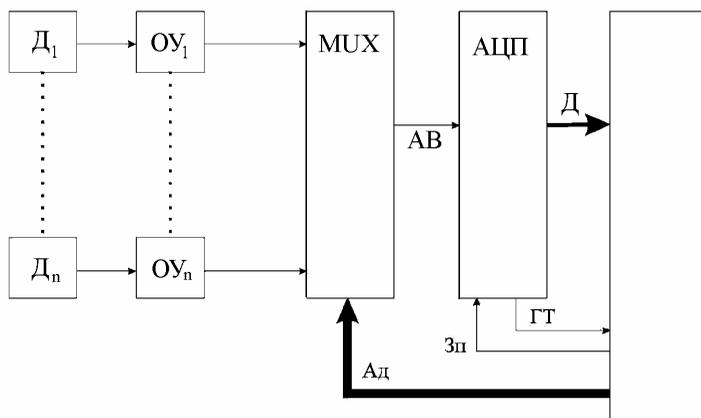


Рис. 1. Схема осциллографирования параметров электропривода переменного тока с помощью персонального компьютера.

Схема подключения датчиков для получения указанных параметров приведена на рис. 2.

Для регистрации угловой скорости дизеля, асинхронного электродвигателя и положения рейки топливного насоса дизеля были использованы специальные датчики.

Для измерения и записи угловой скорости гребного асинхронного двигателя на вал двигателя наклеивалась специальная пластинка, которая при вращении вала проходила под электродинамическим датчиком, установленным около вала на расстоянии 2-3 мм от пластинки. Когда пластинка проходила под электродинамическим датчиком, в катушке датчика индуцировалась электродвижущая сила (ЭДС), которая подавалась на измерительный канал, к которому был подключен тахометр асинхронного электродвигателя. Таким образом, на линии записи оборотов вала через определенный промежуток времени появлялись максимумы ЭДС, которые соответствовали одному обороту вала. Число оборотов вычислялось по показаниям электродинамического датчика и контролировалось тахометром. Аналогичное устройство было установлено для измерения угловой скорости дизель-генератора.

Положение рейки топливного насоса дизеля записывалось с помощью потенциометрического датчика сопротивлений, включенного в мостовую схему.

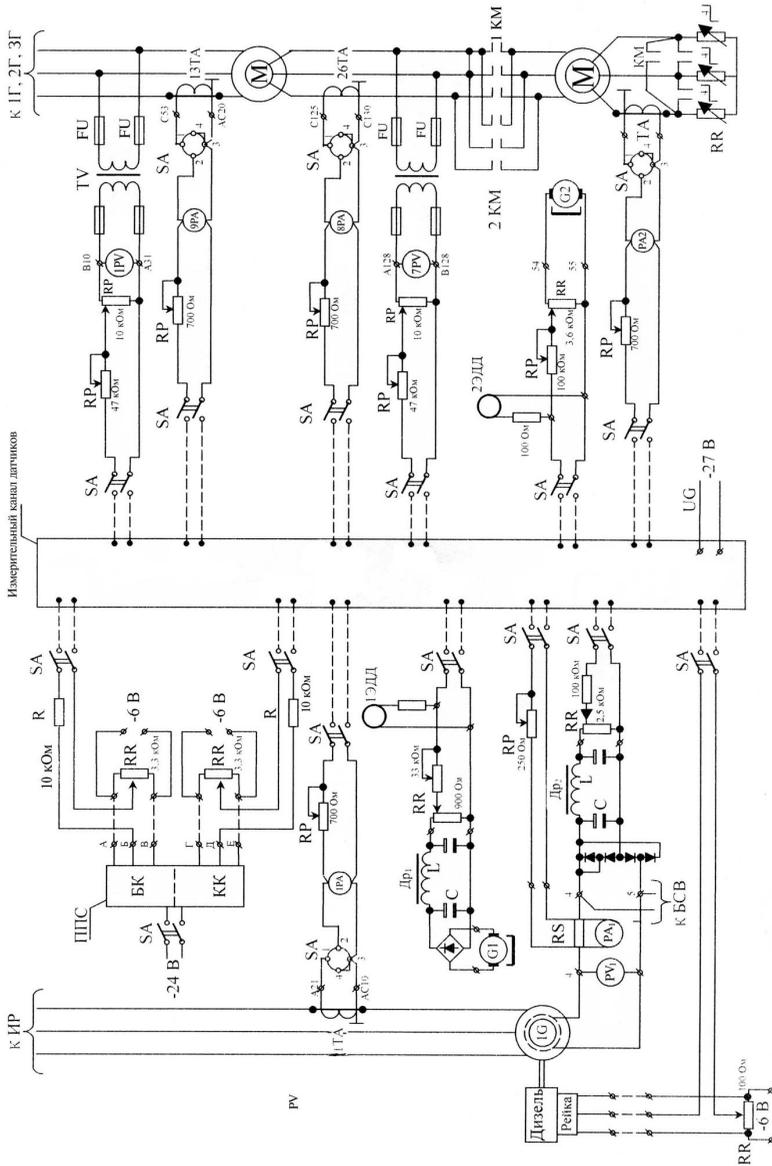


Рис. 2. Схема подключения датчиков к измерительным каналам электропривода переменного тока, работающего по схеме «дизель-генератор – регулятор напряжения - гребной асинхронный электродвигатель»

Для записи углов гармонически изменяющейся нагрузки использовался продольно-поперечный стабилизатор (гироверткаль). Мотор гироверткали питался от стабилизированного источника постоянного тока напряжением 24 В. Датчиком углов наклонов в этом приборе служили потенциометры, установленные во взаимно перпендикулярных плоскостях и включенные по принципу моста. Одна из диагоналей моста подключалась к измерительному каналу датчиков, другая — к источнику напряжения в 6 В. При отсутствии крена и дифферента мосты были согласованы и напряжение на измерительных каналах равнялось нулю. Изменение величины соотношения плеч потенциометров, определяемое углом крена или дифферента, вызывало рассогласование моста. В этом случае напряжение, подаваемое на измерительные каналы, соответствовало углу крена и дифферента.

Длительность испытаний в обычных условиях эксплуатации установки определялась временем достижения установившегося режима, а при гармоническом изменении нагрузки — семью - десятью периодами.

При осциллографировании переменных токов использовались штатные трансформаторы тока и напряжения. Масштабирование осциллографируемых величин было произведено по штатным и переносным стрелочным приборам класса точности 0,5 и 2,5. Расчет добавочных сопротивлений и шунтов для них производились по законам Ома и Кирхгофа для постоянного тока.

При осциллографировании больших переменных токов (десятки ампер и более) удобно пользоваться техническими шунтами совместно с трансформаторами тока ТА, включаемыми и исследуемую цепь.

Выходные сигналы датчиков ($D_1 \dots D_n$) в виде ЭДС тока, частоты или сопротивления по измерительным каналам подаются на входы масштабирующих операционных усилителей ($OY_1 \dots OY_n$). С помощью операционных усилителей эти сигналы преобразуются в напряжение стандартного диапазона 0-10 В постоянного тока.

После операционных усилителей напряжения на измерительных каналах подаются на входы мультиплексора аналоговых сигналов (МИХ).

Компьютер РС согласно программе опроса датчиков (рис. 3) подает на мультиплексор циклически изменяющиеся адреса (Ад), при каждом значении которого напряжения соответствующего измерительного канала пропускаются через мультиплексор на аналоговый вход (Ав) аналого-цифрового преобразователя (АЦП).

С персонального компьютера РС на АЦП подается запускающий сигнал ЗП. После получения сигнала готовности ГТ с АЦП компьютер вводит код данной (Д) с цифровых выходов АЦП в память. После опроса последнего датчика цикл повторяется.

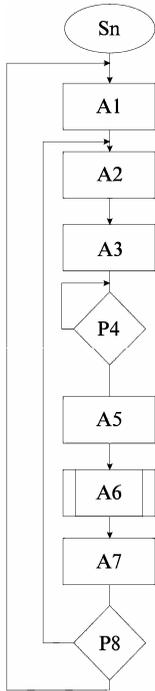


Рис. 3. Граф-схема алгоритма опроса датчиков с помощью персонального компьютера: A_1 — задание конечного адреса массива датчиков; A_2 — выдача очередного адреса на мультиплексор; A_3 — выдача сигнала запуска на АЦП; P_4 — проверка сигнала готовности АЦП к выдаче кода данной; A_5 — ввод данной с АЦП через порт ввода компьютера; A_6 — подпрограмма размещения полученной данной в памяти компьютера; A_7 — декремент кода адреса; P_8 — проверка, опрошены ли все датчики

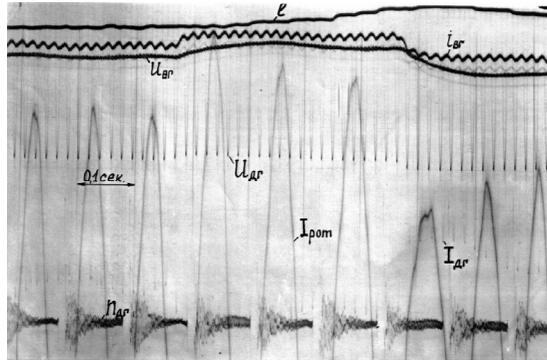


Рис. 4. Осциллограммы переходных процессов электропривода переменного тока при выведении последней ступени сопротивления в цепи ротора асинхронного электродвигателя.

На рис. 4 в качестве примера приведена осциллограмма изменения частоты дизель-генератора $n_{дг}$, хода рейки топливных насосов l , а также ток ротора асинхронного двигателя $I_{рот}$, ток дизель-генератора $I_{дг}$, напряжение $U_{вр}$ и ток возбуждения $i_{вр}$ генераторов во время выведения последней ступени сопротивления в цепи ротора. На осциллограмме видно, что в этот момент в цепи статора асинхронного двигателя возникают токи чрезмерно большой величины ($I_{гд} = 2,5 I_{гдн}$), вызванные перегрузкой двигателя. Эти токи приводили к срабатыванию защиты и автоматическому переводу работы ГД на режим с введенной ступенью сопротивления 1 СПР в цепи ротора асинхронного двигателя (АД).

В результате осциллографического исследования установлено, что во время процесса срабатывания защиты возникали резкие колебания силы тока, напряжения, числа оборотов АД и других исследуемых параметров.

Для выявления причин колебаний исследуемых параметров при выполнении этого эксперимента рукоятку поста управления перемещали плавно с фиксацией ее положения при выведении последней ступени, при этом срабатывания защиты не происходило. Одновременно с этим проводилось также визуальное наблюдение за последовательностью

срабатывания аппаратов на щите управления. Изменив уставку реле времени в цепи управления, этот недостаток удалось исключить, что улучшило пуск асинхронного электродвигателя.

Осциллографирование переходных процессов в установке проводилось также, когда момент сопротивления на валу асинхронного двигателя периодически изменялся. Осциллограмма представлена на рис. 5.

Полученные данные испытаний дают возможность не только сравнить интенсивность изменений исследуемых параметров в зависимости от момента сопротивления, но и обнаружить некоторые несовершенства автоматических регуляторов напряжения и частоты. К примеру, рейка топливного насоса не всегда занимала то положение, которое она должна была занимать при соответствующей нагрузке.

Таким образом, предложенная методика осциллографирования переходных процессов позволяет сделать анализ динамических процессов системы более полным и достоверным, исключить пропуск возможных аварийных режимов работы электроустановки при минимальных затратах на исследования, кроме того, наметить мероприятия по усовершенствованию схемы управления.

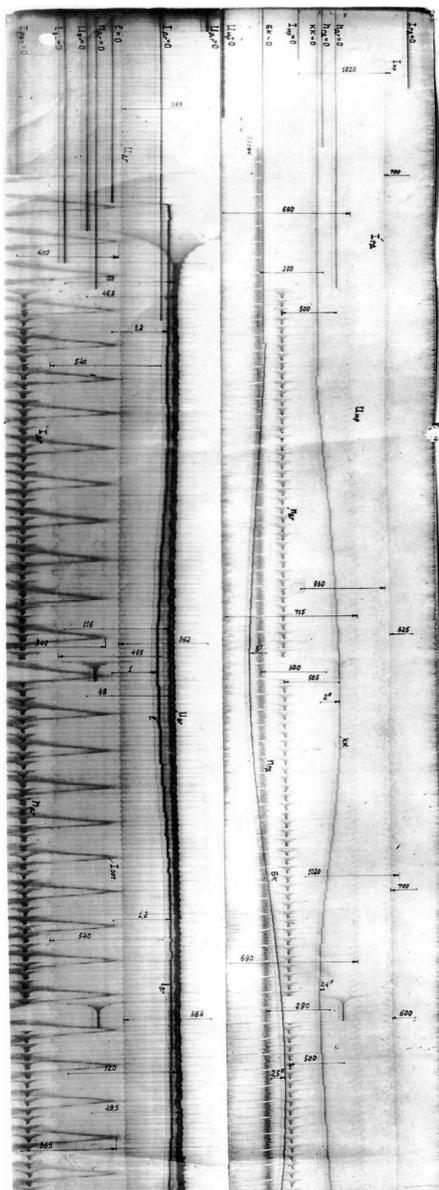


Рис. 5. Осциллограмма переходных процессов в электроприводе переменного тока, когда момент сопротивления на валу асинхронного двигателя периодически меняется.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казовский Е.Я. Переходные процессы в электрических машинах переменного тока. – М.: Изд. АН СССР, 1962. – 394 с.
2. Толшин В.И., Ковалевский Е.С. Переходные процессы в дизель-генераторах. – Л.: Машиностроение, 1972. – 168 с.
3. Коноваленко Л.К., Проницкий С.В. Особенности работы электропривода переменного тока при волнении // Автоматизация судовых технических средств: Науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 53-59.
4. Ерыганов А.В. Экспериментальный анализ пуска судового четырехтактного дизеля // Автоматизация судовых технических средств: Науч.-техн. сб. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 40-52.

УДК 629.5.035.5В.001.76: 629.544

Будашко В.В.
ОНМА

ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ В ДОПОМІЖНІЙ ГРЕБНІЙ ЕНЕРГЕТИЧНІЙ УСТАНОВЦІ

В потужних напівпровідникових перетворювачах частоти (ПЧ), які входять до складу допоміжних гребних енергетичних установок (ДГЕУ) контейнеровозів типу ULCVs [1, 2], доцільно застосовувати багаторівневе перетворення енергії з використанням тиристорів IGCT (Integrated Gate Commutated Thyristors) і транзисторів IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistors) [3]. Для живлення електродвигунів ДГЕУ використовуються перетворювачі з зафіксованою нейтральною точкою (Neutral Point Clamped, NPC). NPC інвертори були успішно реалізовані в промислових перетворювачах для потужних приводів [4].

Невирішеною проблемою залишається забезпечення синусоїдальної форми струму і напруги трьохрівневого інвертора для ДГЕУ [5].

Метою роботи є усунення нижчих гармонік вихідної напруги NPC інвертора за допомогою оптимізації імпульсної системи управління, а вищих гармонік, що залишаються, — за допомогою пасивного фільтру з урахуванням 10 % зниження або підвищення напруги [6].

Вихідну напругу NPC інвертора опишемо так

$$U(\varphi, t) = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{U_d}{2} \cdot \sum_{n=1,3,5,\dots} \frac{1}{n} \cdot \sin\left(n \frac{\pi}{2}\right) \times [\cos n(\omega t + \varphi) + \cos n(\omega t + \varphi)], \quad (1)$$

де φ — фаза вихідної напруги; U_d — напруга на ланці постійного струму (DC link) NPC інвертора; n — номер гармоніки вихідної напруги.

Кути управління для моделі з вісьмома рівнями за напівперіод, обумовлені довільно обраними дев'ятьма гармонійними складовими, визначені так:

$$U(\varphi_{11}, \varphi_{12}, \varphi_{21}, \varphi_{22}, \varphi_{31}, \varphi_{32}, \varphi_{41}, \varphi_{42}, \varphi_{51}, t) = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{U_d}{2} \cdot \sum_{n=1,3,5,\dots} \frac{1}{n} \cdot \sin\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right) \times$$

$$\times \begin{cases} [\cos n(\omega t + \varphi_{11}) + \cos n(\omega t + \varphi_{11})] - \\ - [\cos n(\omega t + \varphi_{12}) + \cos n(\omega t + \varphi_{11})] + \\ + [\cos n(\omega t + \varphi_{21}) + \cos n(\omega t + \varphi_{21})] - \\ - [\cos n(\omega t + \varphi_{22}) + \cos n(\omega t + \varphi_{22})] + \\ + [\cos n(\omega t + \varphi_{31}) + \cos n(\omega t + \varphi_{31})] - \end{cases}$$

$$\left. \begin{aligned} & - [\cos n(\omega t + \varphi_{32}) + \cos n(\omega t + \varphi_{32})] + \\ & + [\cos n(\omega t + \varphi_{41}) + \cos n(\omega t + \varphi_{41})] - \\ & - [\cos n(\omega t + \varphi_{42}) + \cos n(\omega t + \varphi_{42})] + \\ & + [\cos n(\omega t + \varphi_{51}) + \cos n(\omega t + \varphi_{51})] \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де $\varphi_{11} - \varphi_{51}$ — фази напруги відповідної гармоніки.

Отримані рівняння можуть бути перетворені у вид, де кожна гармоніка показується окремо і може бути описана одним рівнянням. Амплітуда n -ої гармоніки може бути подана в загальній формі

$$U(\varphi_{11}, \varphi_{12}, \varphi_{21}, \varphi_{22}, \varphi_{31}, \varphi_{32}, \varphi_{41}, \varphi_{42}, \varphi_{51}, t) = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{U_d}{2} \cdot \sum_{n=1,3,5,\dots} \frac{1}{n} \cdot \sin\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right) \times$$

$$\left\{ \begin{aligned} & [2 \cos(n \cdot \varphi_{11}) \cdot \cos(n \cdot \omega t)] - \\ & - [2 \cos(n \cdot \varphi_{12}) \cdot \cos(n \cdot \omega t)] + \\ & + [2 \cos(n \cdot \varphi_{21}) \cdot \cos(n \cdot \omega t)] - \\ & - [2 \cos(n \cdot \varphi_{22}) \cdot \cos(n \cdot \omega t)] + \\ & + [2 \cos(n \cdot \varphi_{31}) \cdot \cos(n \cdot \omega t)] - \\ & - [2 \cos(n \cdot \varphi_{32}) \cdot \cos(n \cdot \omega t)] + \\ & + [2 \cos(n \cdot \varphi_{41}) \cdot \cos(n \cdot \omega t)] - \\ & - [2 \cos(n \cdot \varphi_{42}) \cdot \cos(n \cdot \omega t)] + \\ & + [2 \cos(n \cdot \varphi_{51}) \cdot \cos(n \cdot \omega t)] \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Похідна амплітуди n -ої гармоніки визначається так:

$$\hat{U}_n = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{U_d}{2} \cdot \frac{1}{n} \cdot \sin\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right) \cdot \left\{ \begin{aligned} & 2 \cos(n \cdot \varphi_{11}) - \\ & - 2 \cos(n \cdot \varphi_{12}) + \\ & + 2 \cos(n \cdot \varphi_{21}) - \\ & - 2 \cos(n \cdot \varphi_{22}) + \\ & + 2 \cos(n \cdot \varphi_{31}) - \\ & - 2 \cos(n \cdot \varphi_{32}) + \\ & + 2 \cos(n \cdot \varphi_{41}) - \\ & - 2 \cos(n \cdot \varphi_{42}) + \\ & + 2 \cos(n \cdot \varphi_{51}) \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

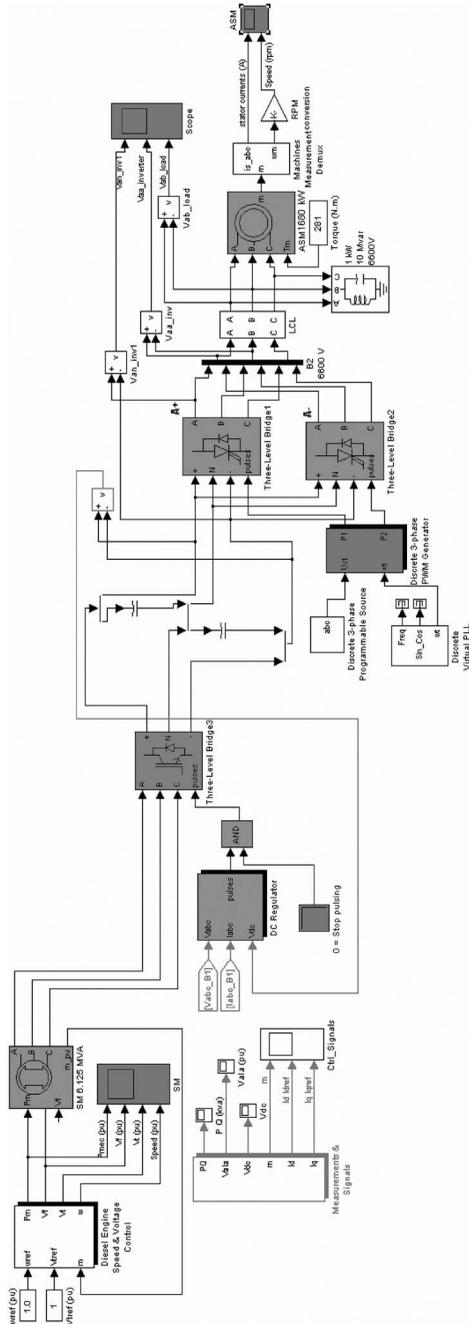


Рис. 1. Математична модель допоміжної гребної енергетичної установки в пакеті MatLab 6.0.

Ці основні рівняння, що описують гармоніки напруги, використовують для обчислення оптимізованої моделі імпульсів управління з метою усунення 5-ої, 7-ої, 11-ої, 13-ої, 17-ої, 19-ої, 23-ї і 25-ої гармонік з основної.

У результаті половина рівня напруги постійного струму DC link для 6600 В вихідної напруги дорівнює

$$U_{dc_igct_N} = \frac{1}{\text{mod}ind_N} \cdot \frac{6600b \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{3}} = 5335 \text{ В},$$

де $\text{mod}ind_N = 1,01$ — значення випадкової величини оптимізованих кутів переключення як функції індексу модуляції для усунення 5-ої, 7-ої, 11-ої, 13-ої, 17-ої, 19-ої, 23-ї і 25-ої гармонік з основної.

Теоретичні результати використовувалися для комп'ютерного моделювання в пакеті MatLab 6.0 (рис. 1). Для напівпровідникових комутаторів інвертора були обрані GTO-тиристри з включеними зворотними діодами. Параметри LCL фільтра сумірні з параметрами асинхронного електродвигуна із короткозамкненою роторною обмоткою (ASM) потужністю 1680 кВт.

Для визначення розмірів фільтра повинно враховуватися таке:

- реактор на стороні інвертора визначений таким чином, щоб згладжувати пульсації струму інвертора;
- сервісний повторний реактор повинний бути обраний так, щоб обмежити будь-які струми короткого замикання;
- конденсатор фільтра обраний таким чином, щоб резонансна частота була близька до дев'ятикратного значення основної гармоніки напруги в кожній робочій точці.

Графіки напруги на виході інвертора та навантаження наведені на рис. 2.

Графіки зміни струму статора і частоти обертання асинхронного двигуна показано на рис. 3.

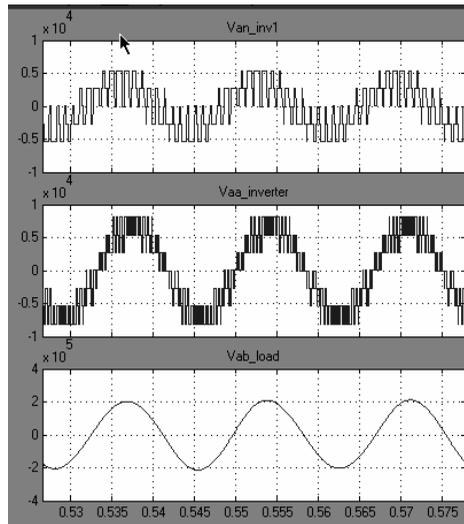


Рис. 2. Напруги інвертора: V_{an_inv1} — вихідна напруга інвертора відносно нульової точки; $V_{aa_inverter}$ — лінійна напруга інвертора; V_{ab_load} — напруга на навантаженні.

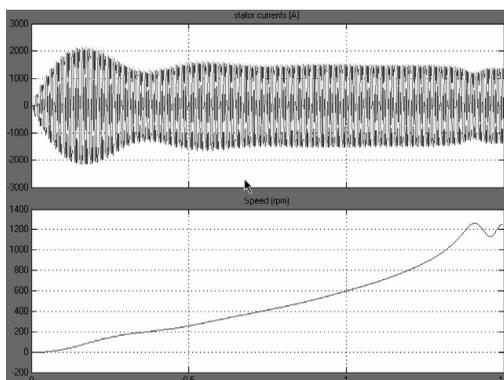


Рис. 3. Графіки зміни струму статора і частоти обертання асинхронного електродвигуна.

Результати моделювання показали, що запропонований перетворювач електроенергії забезпечує достатній рівень гармонічного складу вихідної напруги. Подальший розвиток досліджень пов'язано з більш адекватним вибором параметрів асинхронного електродвигуна.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Радченко А.П., Будашко В.В. Комп'ютерне управління допоміжною гребною енергетичною установкою на контейнеровозах типу ULCVs // Автоматизація судових технічних засобів: наук.-техн. зб. – 2001. – № 6. – Одеса: ОГМА. – С. 98-101.
2. Радченко А.П., Будашко В.В. Комбінована енергетична установка сучасного контейнеровоза // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2001. – № 6. – Одесса: ОГМА. – С. 90-96.
3. Воронин П.А. Силовые полупроводниковые ключи: семейства, характеристики, применение. – М.: Издат. дом «Додэка-XXI», 2001. – 380 с.
4. Ådnanes A.K., Sorensen A.J., Lauvdal T. Variable Speed Thruster Drives, paper no. 13. 2nd International conference on diesel electric propulsion, 26-29 April 1998, Helsinki, Finland.
5. Manjrekar M.D., Steimer P.K., Lipo T.A. Hybrid multilevel power conversion system: A competitive solution for high-power applications // IEEE Trans. Ind. Applicat. – May/June 2000. – Vol. IA-36. – P. 834-841.
6. Козаченко В. Основные тенденции развития встроенных систем управления двигателями и требования к микроконтроллерам. // ChipNews. – 1999. – № 1.

УДК 621.431.74

Луковцев В.С.
ОНМА

ПРОТИВОАВАРИЙНОЕ УПРАВЛЕНИЕ СУДОВЫМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ УСТАНОВКАМИ

Значительная часть всех аварийных случаев СЭУ происходит из-за несвоевременного обнаружения предаварийного состояния, а также неправильных или неэффективных действий экипажей морских судов во время самой аварии. Это объясняется недостатком информации о развивающейся аварийной ситуации (АС) и неумением пользоваться имеющейся информацией.

Снизить влияние этих факторов на безопасность морского судоходства можно двумя путями: созданием систем интеллектуальной поддержки (СИП) операторов и путем перераспределения функций управления между оператором и системой управления техническим объектом.

Если принципы первого направления уже нашли свое применение, то второе направление находится еще в стадии своего становления.

Однако в последнее время в связи с ужесточением требований к безопасности морского судоходства и разработкой беспилотных судов к принципам второго направления интерес возрос, поскольку они позволяют разрабатывать локальные системы нижнего уровня, обеспечивающие безопасное управление судовыми техническими средствами (СТС), где процессы настолько быстротечны, что оператор, даже при подсказке со стороны СИП, не всегда в состоянии отреагировать на их ненормальные отклонения.

Отдельные такие системы уже появляются на морских судах. Например, фирмой Сименс разработана серия микроконтроллеров Simatic для безопасного управления судовыми электроприводами, фирма Норконтрол оборудует главные двигатели специальными системами безопасности (safety system), Российское НПО «Аврора» при разработке перспективной АСУ СТС (изделие «Авролог») также использовало принципы безопасного управления [1].

Однако все эти системы решают, в основном, лишь задачи защиты человека или технических объектов от повреждений и не обеспечивают бесперебойной работы объекта. Так, при срабатывании систем безопасности объект прекращает свое функционирование (отключается или останавливается), что приводит к снижению общей безопасности морского судоходства (БМС), для которой важно, чтобы объект продолжал выполнять свои функции при любых условиях, пусть и с ухудшением показателей качества.

С целью обеспечения БМС необходимо повысить бесперебойность работы СЭУ путем своевременного обнаружения и реагирования на ненормальные режимы эксплуатации. Для этого судовые энергетические установки должны быть оборудованы средствами автоматизации, построенными на новых принципах, позволяющих решать задачи не только традиционного управления, но и уметь оценивать бесперебойность текущего режима, прогнозировать ее изменение, чтобы предвидеть ожидаемый промах и упредить его соответствующим действием, которое будем называть противоаварийным управлением, а системы управления, построенные на таких принципах, — системами с противоаварийным управлением (ПАУ).

Целью настоящего исследования является разработка теоретических основ создания эффективных средств противоаварийного управления техническими объектами на примере судовых энергетических установок, позволяющих предсказывать, предотвращать, локализовать аварии и восстанавливать нормальный режим СЭУ.

В отличие от теории надежности или от технического диагностирования, где основными понятиями являются отказ, работоспособность, в теории ПАУ будем рассматривать такие понятия, как аварийная ситуация, бесперебойность.

Целевой функцией таких систем является не определение места неисправности, а предотвращение аварий технических объектов путем предсказания, своевременного выявления и парирования (устранения) опасных факторов, создающих аварийную ситуацию.

Для достижения поставленной цели были решены следующие главные и вспомогательные задачи:

1. Исследование проблемы обеспечения бесперебойной работы СЭУ. Выявление особенностей функционирования элементов СЭУ в ненормальных режимах.

Решение первой главной задачи было начато с изучения причин аварийности СЭУ, обобщения опыта эксплуатации имеющихся средств защиты и ПАУ элементами СЭУ. Это позволило сделать вывод, что существенным резервом повышения бесперебойности СЭУ является обеспечение ее элементов средствами автоматизации, которые позволяют решать задачи управления техническими объектами в предаварийных, аварийных и послеаварийных режимах и которые могут быть интегрированы в общую систему управления СЭУ.

Анализ переходов СЭУ от режима к режиму (рис. 1) позволил определить задачи, какие должны решать средства ПАУ в каждом характерном режиме, обосновать обобщенный подход к решению поставленной проблемы, наметить концепцию создания систем с противоаварийным управлением СЭУ.

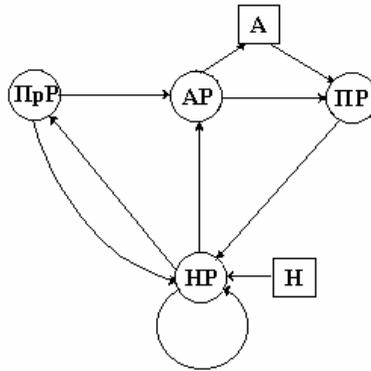


Рис. 1. Граф переходов судовой ЭЭУ из режима в режим: НР — нормальный (оптимальный или неоптимальный) режим; ПрР — предаварийный режим; АР — аварийный режим; ПР — послеаварийный режим; А — авария; Н — нормальное состояние

Анализ СЭУ как объекта противоаварийного управления, а также исследование на ЭВМ и тренажере поведения элементов СЭУ в ненормальных режимах позволили выявить некоторые общие свойства и закономерности.

К ним можно отнести следующее:

а) все ненормальные процессы в СЭУ сравнительно быстротечны, чтобы на них не мог реагировать оператор, и в то же время достаточно инерционны, что обуславливает физическую реализуемость ПАУ с помощью быстродействующих технических средств;

б) инерционность ненормальных процессов характеризуется промежуточком времени от возникновения аварийной ситуации (выход параметра за норму) до самой аварии;

в) бесперебойность работы элементов СЭУ может характеризоваться определяющими параметрами, в качестве которых можно использовать выходные величины элементов СЭУ.

Поскольку физические, а значит и определяющие, параметры технических объектов достигают критических значений за определенное время, не равное нулю, то было предположено, что с помощью опережающего противоаварийного действия можно избежать аварии (рис. 2).

Аварийная ситуация обычно возникает (момент времени t_{ac}) и развивается в течение некоторого интервала времени τ_a , в пределах которого величина определяющего параметра достигает предельного значения (момент времени t_a), после чего наступают необратимые процессы (разрушение или несанкционированный останов объекта) — собственно авария

Этот сравнительно небольшой резерв времени дает возможность системе управления своевременно обнаружить и устранить опасные факторы и вызываемые ими неблагоприятные последствия, т.е. аварийный фактор может быть парирован, если время реакции на него (время устранения τ_y) будет меньше предельно допустимого времени τ_a (рис. 2). За этот интервал времени должны быть выполнены все операции, необходимые для приема, анализа информации и выдачи сигналов управления, т.е. должно соблюдаться неравенство:

$$\tau_y = \sum_{i=1}^k t_i < \tau_a,$$

где: t_i — время выполнения i -й операции; k — число выполняемых операций.

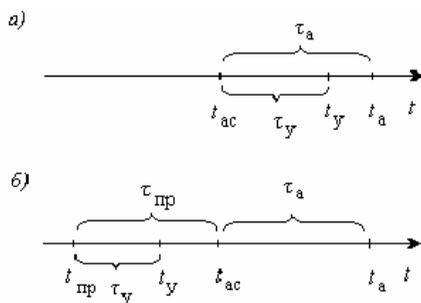


Рис. 2. Временные интервалы состояний объекта: а) без системы ПАУ; б) с системой ПАУ; τ_a и τ_y — соответственно: среднее время, в течение которого допускается существование ненормального режима в объекте, и среднее время парирования (устранения) опасного фактора; $\tau_{пр}$ — среднее время краткосрочного прогноза ожидаемой аварийной ситуации;

В результате решения задач первого этапа было установлено, что для обеспечения эффективного ПАУ с целью повышения бесперебойности СЭУ необходимо выиграть время, чтобы успеть выявить ненормальный режим и ликвидировать его, не дав ему развиваться в аварию, что может быть достигнуто расширением номенклатуры функций систем управления ТС за счет реализации новых принципов и алгоритмов управления, которые позволяют предвидеть и упреждать аварийные ситуации.

2. Разработка методологии противоаварийного управления СЭУ, выбор и обоснование методов её реализации.

В рамках второй главной задачи были поставлены и решены следующие вспомогательные задачи:

- разработка принципов построения систем ПАУ СЭУ;

- выбор и обоснование методов анализа и синтеза систем ПАУ СЭУ;
- разработка рациональных структур и эффективных алгоритмов функционирования систем ПАУ СЭУ.

Для того чтобы системы управления СЭУ могли своевременно обнаруживать и реагировать на ненормальные режимы, они должны дополнительно реализовать следующие принципы:

- а) предсказания возникновения опасной (аварийной) ситуации; (системы, реализующие этот принцип, действуя в нормальном режиме, должны предвидеть возникновение аварийной ситуации и соответствующими действиями предупредить ее возникновение);
- б) раннего выявления возникшей аварийной ситуации (ранняя идентификации ненормального режима, чтобы иметь запас времени для ПАУ);
- в) прогнозирования развития аварийной ситуации и упреждающей коррекции управления по недопущению ее перерастания в аварию;
- г) локализации аварии посредством автоматического перевода технологического оборудования в безопасное состояние;
- д) восстановления нормального режима.

Системы, реализующие такие принципы, должны быть интеллектуальными, т.е. они должны обладать способностью к обучению и самообучению, уметь накапливать и обобщать опыт предыдущей работы, адаптироваться к изменениям внешних условий, находить оптимальную настройку в текущем режиме, организовывать процедуру выбора решений в изменившейся ситуации, составлять необходимую структуру и программу действий. При разработке таких систем могут быть использованы методы теории инвариантного, адаптивного, дуального управления, методы исследования нелинейных систем, методы предсказания и прогнозирования.

Для обеспечения бесперебойной работы объекта в нормальном (установившемся) режиме было предложено совместное использование методов предсказания ненормальных отклонений (аварийных ситуаций) и метода обобщенного параметра. Контроль текущего режима в этом случае осуществляется с помощью специального информативно-емкого обобщенного параметра $K_{оп}$, в качестве которого можно использовать функционал, построенный на базе информационной модели элементов СЭУ [2].

Например, обобщенный показатель $K_{оп}$ для контроля бесперебойности судовой электростанции определяется следующими параметрами:

$$K_{оп} = f(K_{оп}, K_{зп}, K_{ом}, \Delta P, \Delta Q, \Delta U, \Delta f),$$

где: $K_{оп}$ — коэффициент одновременности работающих генераторов в режиме; $K_{ом}$ — коэффициент отключаемой системой защиты мощности

в режиме; $K_{зг}$ — коэффициент загрузки работающих генераторов; ΔP и ΔQ — неравномерность распределения активной и реактивной нагрузки; ΔU и Δf — средние значения длительного отклонения напряжения и частоты генераторов.

Для того чтобы системы ПАУ могли предупреждать возникновение аварии в переходных режимах, был предложен принцип построения систем с ПАУ на базе эталонной модели и прогнозирующего устройства (рис. 3).

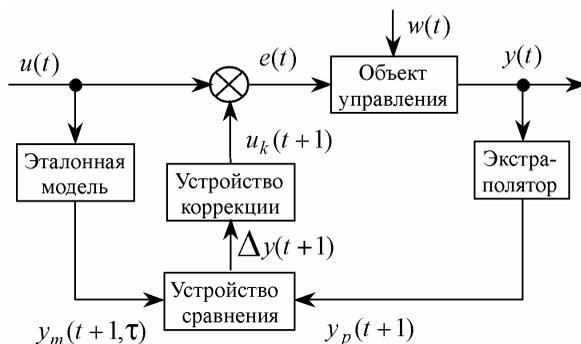


Рис. 3. Структурная схема системы противоаварийного управления техническим объектом

Принцип такого управления заключается в использовании результатов сравнения экстраполированных на несколько шагов вперед значений выходной переменной движущегося объекта с эталонными значениями, полученными путем интегрирования математической модели объекта в ускоренном времени с целью не допустить или минимизировать будущее отклонение системы от нормального (эталонного) состояния.

Решение задач второго этапа позволило установить, что выигрыш времени для обеспечения эффективного противоаварийного управления с целью обеспечения максимальной бесперебойности работы СЭУ в режиме может быть достигнут путем реализации научно-обоснованных алгоритмов предсказания и краткосрочного прогнозирования.

3. Разработка технико-эксплуатационных требований и рекомендаций по построению систем ПАУ СЭУ.

В рамках третьей главной задачи были поставлены и решены следующие вспомогательные задачи:

- оценка эффективности систем управления с противоаварийными функциями СЭУ;
- выработка научно-обоснованных рекомендаций по проектированию систем ПАУ СЭУ;

- разработка научно- обоснованных рекомендаций по обеспечению бесперебойной работы СЭУ во время эксплуатации.

Поскольку полезность систем ПАУ проявляется лишь в аварийных ситуациях, то оценку целесообразности их применения в каждом конкретном случае следует вести, используя соотношение «безопасность-экономичность»:

$$J_{p-c} = \alpha \max \text{Var}(P_s) + (1 - \alpha) \min \text{Var}(C_s),$$

где: $\text{Var}(P_s)$ — вероятностный показатель, характеризующий безопасную (безаварийную) работу судна за счет выполнения системой ПАУ своевременного и правильного противоаварийного действия при отказе конкретного объекта (мерой эффективности здесь может служить временной выигрыш, полученный от применения систем ПАУ, или вероятность отсутствия возможных потерь); $\text{Var}(q_s)$ — экономический показатель, учитывающий стоимость потерь от аварии конкретного объекта и затраты на создание его системы ПАУ, при условии отсутствия угрозы гибели человека или судна при отказе данного технического средства.

Определяющим в этом функционале является показатель α , отражающий угрозу гибели людей, судна или возникновения экологической катастрофы во время аварии, вызванной нарушением работы данного технического средства. При $\alpha = 1$ оценка ведется по максимуму безопасности, обеспечиваемой системой ПАУ данного СТС. При $\alpha = 0$ целесообразность оценивается по минимуму аварийных потерь и затрат на разработку системы ПАУ.

Кроме того, для оценки эффективности систем с ПАУ предложена методика сравнительной оценки качественных показателей систем аналогов, основанная на сравнении реальной (проектируемой) системы с гипотетической системой, имеющей объем автоматизации, полученный в результате объединения всех автоматизированных функций объектов-аналогов [3].

Наиболее эффективная система будет иметь коэффициент функциональной полноты ПАУ, который вычисляется по формуле:

$$K_C = \frac{N_{фсо}^c N_{эс}^c \eta^c}{N_{фсо}^э N_{эф}^э \eta^э},$$

где: $N_{фсо}^c$ — число функций ПАУ сравниваемой системы; $N_{эф}^c$ — число элементарных функций сравниваемой системы; $\eta^c = \sum \mu_{ij}^c$ — приведенный вес объема автоматизации системы; $N_{фсо}^э$ — число функций

ПАУ гипотетического объекта; $N_{эф}^e$ — число элементарных функций гипотетического объекта; $\eta^c = \sum \mu_{ij}^e$ — вес гипотетического объема автоматизации.

В качестве рекомендаций по проектированию был предложен двух-этапный подход к синтезу систем управления объектами с функциями ПАУ, при котором:

а) сначала осуществляют синтез структурной части системы, обеспечивающей управление объекта в нормальном режиме (малые отклонения регулируемой величины и возмущения), где используются методы теорий инвариантного и оптимального управления, причем в закон регулирования следует включать управляющие сигналы, пропорциональные не только первой, но и второй производной от величины отклонения определяющего параметра и возмущающего воздействия, которые будут осуществлять упреждающие воздействия для предупреждения аварии;

б) затем — синтез структурной части системы, обеспечивающей управление регулируемой величиной в ненормальных режимах (большие отклонения), где используются методы синтеза нелинейных систем.

Моделирование предложенных структур и алгоритмов систем ПАУ подтвердили, что целевая функция систем ПАУ может быть реализована на базе двухуровневой распределенной структуры МПСУ, реализующей научно-обоснованные алгоритмы ПАУ, обеспечивающие бесперебойное выполнение рабочих функций СЭУ при непрерывно меняющихся условиях.

Алгоритмы нижнего уровня (локальные подсистемы и регуляторы) обеспечивают локализацию внезапных отказов, контроль перехода объекта из одного установившегося состояния в другое и прогноз его протекания. В случае отрицательного прогноза осуществляется необходимое противоаварийное действие по выполнению данной функции.

Алгоритмы второго уровня осуществляют предсказание аварий путем прогнозирования и необходимые предупредительные действия. В случае отказа локальной системы управления этот уровень берет управление объектом на себя, с некоторым ухудшением качества.

ВЫВОДЫ

1. Совокупность полученных результатов можно квалифицировать как существенное теоретическое обобщение (теоретические основы) создания систем ПАУ техническими объектами, позволяющее повысить БМС путем решения проблемы повышения бесперебойной передачи мощности от главного двигателя к винту судна.

2. Проведенные исследования позволили установить, что повышение бесперебойности работы СЭУ может быть достигнуто путем создания систем управления ТС, реализующих научно-обоснованные принципы и алгоритмы противоаварийного управления, которые позволяют предсказывать, предвидеть и упреждать аварийные ситуации.

3. Разработанные принципы построения систем управления СЭУ позволяют выйти на качественно новый уровень комплексной автоматизации морских судов, бесперебойность работы судовых технических средств, безопасную эксплуатацию морского судна в целом, а также способствуют развитию систем управления, создаваемых для беспилотных морских судов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Московцев Ю.П. Принципы создания АСУ ТП гражданских судов // Системы управления и обработки информации: Науч.-техн. сб. – СПб.: ФНПЦ НПО «Аврора», 2000. – Вып. 1. – С. 61-68.
2. Луковцев В.С. Обобщенный параметр оценки бесперебойности режима работы судовой электростанции // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2001. – Вып. 6. – Одесса: ОГМА. – С. 77-78.
3. Луковцев В.С. Критерий сравнительной оценки технических объектов // Прикладная математика в инженерных и экономических расчетах: Сб. науч. тр. – СПб: СПГУВК, 2001. – С. 62-65.

УДК 621.313.84-843:629.5

Слынченко А.А.
ОНМА

СУДОВОЙ ЛИНЕЙНЫЙ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОР

На судах основными источниками электрической энергии являются синхронные генераторы, приводимые во вращение двигателями внутреннего сгорания. Сейчас судовые дизель-генераторы (СДГ) рассматриваются как мехатронные системы. Тем не менее, КПД современных СДГ не превышает 50 %. Наибольшие потери мощности в СДГ — потери в кривошипно-шатунном механизме и коленчатом вале дизеля при преобразовании энергии. Наиболее кардинальный способ решить эту задачу — отказаться от кривошипно-шатунного механизма и коленвала. Это возможно, если использовать линейный дизель и линейный электрический генератор. Однако первые линейные дизель-генераторы имели мощности до 1 кВт. Ряд научно-технических причин не позволял повышать мощности линейных дизель-генераторов.

Мощности современных линейных дизель-генераторов достигли нескольких десятков киловатт, например, свободнопоршневой двигатель внутреннего сгорания с линейным электрическим генератором Пинского Ф.И. и Пинского Т.Ф. (2000 г.); линейный генератор электроэнергии Ригацци П.А. (1999 г.); линейный электрогенератор на постоянных магнитах Рощина О.А. (2003 г.). Теоретический и практический интерес для судовых линейных дизель-генераторов (СЛДГ) представляют результаты работ Веселовского О.Н., Коняева Ю.А., Сарапулова Ф.Н., а также труды румынского исследователя И. Болдеа. Линейные электрические машины изучают в Одесском национальном политехническом университете, Донецком национальном политехническом университете, в ряде учебных заведений России; в Западном университете штата Вирджиния в США и т. д.

СДГ мощностями несколько десятков киловатт имеют ограниченное применение на морских и речных судах.

Целью работы является обоснование выбора линейного дизель-генератора и математической модели, на базе которого будут разрабатываться и исследоваться СЛДГ мощностями сотни киловатт.

Для этого решаем следующие основные задачи: обоснование типа линейного дизель-генератора и обобщение результатов исследования в направлении повышения мощности линейных дизель-генераторов.

Обоснования способа возврата поршня в исходное положение является главным для линейных дизель-генераторов. Результаты [1, 2] показывают, что для судовых линейных дизель-генераторов можно исполь-

зовать один цилиндр дизеля с обратногоходными поршнями (угол между двумя поршнями одного цилиндра равен 180 градусов). При этом учитываем, что топливо для судовых дизель-генераторов должно быть дизельное или моторное.

СЛДГ должны иметь переменное трёхфазное напряжение не менее 400 В и мощности не менее 100 кВт. Результаты анализа патентов [3] показывают, что, несмотря на то, что мощность существующих линейных электрических генераторов не превышает 50 кВт, КПД и коэффициент мощности достигает 90%. Известно, что отмеченные параметры увеличиваются с повышением мощности линейных электрических машин.

Для неподвижной части линейного электрического генератора (индуктора) целесообразна следующая конструкция: магнитопровод с пазами, трехфазная обмотка, состоящая из плоских концентрических катушек с двумя активными сторонами, уложенных в пазы в виде шести параллельных слоев, размещенных 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 полойно, а слои катушек одной фазы соединены посредством токопроводящих перемычек между крайними катушками соответствующих слоев с другого края индуктора [4].

Подвижной частью линейного электрического генератора являются постоянные магниты, напрессованные на вал, который соединяет оба поршня линейного дизеля.

Без интеллектуальной системы управления функционирование линейного дизель-генератора малоэффективно. Она должна содержать следующие основные блоки: управления и контроля процесса преобразования энергии топлива в энергию движения штока судового дизель-генератора; обеспечения генерирования электрической энергии; преобразования полученной электрической энергии для судовой электростанции; мониторинга процессов.

Для получения постоянной частоты электрического напряжения линейного генератора предлагается напряжение преобразовывать в постоянное с поледующим инвертированием.

На рис. 1. показана структурная схема линейного дизель-генератора на базе которого предлагается исследование мощных СЛДГ. В левый цилиндр подаётся топливо, когда поршень находится в мёртвой точке (МТ). В результате сгорания топлива совершается рабочий ход, при этом перемещается подвижная часть линейного дизель-генератора. Во время перемещения вала генерируется электрическая энергия и произ-

ходит сжатие в правом цилиндре. Когда правый поршень линейного дизель-генератора достигнет МТ, произойдет впрыск топлива в правый цилиндр. Совершается рабочий ход и при этом генерируется электрическая энергия, а в левом цилиндре будет происходить сжатие до достижения поршнем МТ.

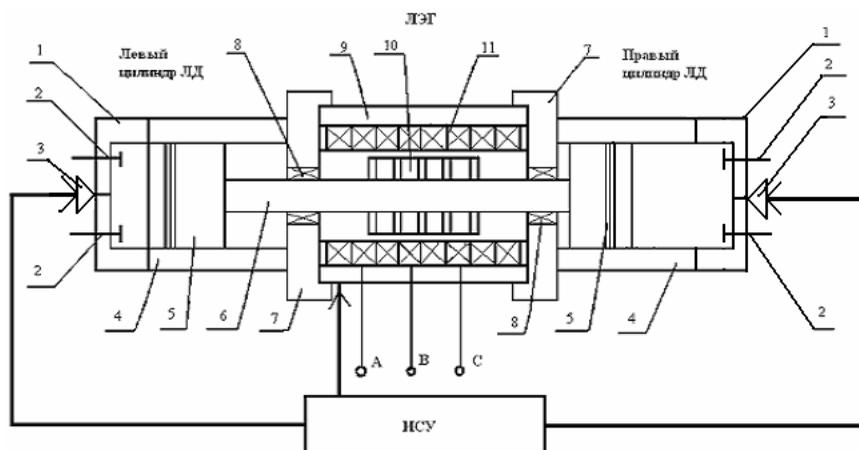


Рис. 1. Структурная схема судового линейного дизель-генератора: ЛД — линейный дизель, ЛЭГ — линейный электрический генератор, ИСУ — интеллектуальная система управления; 1 — крышки цилиндров ЛД, 2 — впускные и выпускные клапана ЛД соответственно, 3 — форсунки, 4 — цилиндры, 5 — поршни, 6 — шток, 7 — крышки ЛЭГ, 8 — уплотнения между ЛД и ЛЭГ, 9 — корпус ЛЭГ, 10 — постоянный магнит, 11 — обмотка индуктора.

Для моделирования процессов в линейных дизель-генераторах предлагается использовать искусственно-нейронные сети [5]. Это вызвано в первую очередь с переходом исследований процессов, а не состояний, а также использования мониторинга процессов. На рис. 2 показана схема получения искусственно-нейронных моделей (ИНМ) процессов в Matlab, где установка — линейный дизель-генератор или его составные части, ИНМ — искусственно-нейронная модель, ОА — обучающий алгоритм, О — ошибка, И — входной сигнал, Ур — выходной сигнал.

Предлагается структура ИНМ процессов для линейного дизель-генератора, приведенная на рис. 3, где: $u(t)$, $y_h(t)$ — входные и выходные сигналы согласно блок-схеме рис. 2, TDL — строчный задерживатель линейный, IW^1 — входной вес искусственных нейронов (ИН) первого слоя, b^1 — смещение ИН первого слоя, S^1 — трансферная функция

электрических генераторов необходимо использовать редкоземельные материалы для постоянных магнитов. Электрические генераторы должны быть трехфазными и передача энергии от них осуществляться инверторами. Это снимает ограничения на минимальные значения скоростей поршней линейного дизель-генератора. Имеется возможность упрощения конструкции линейного дизеля и внедрения наддува. Эти основные рекомендации позволят увеличить мощность линейных дизель-генераторов до 1000 кВт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Кошкин В.К., Левкин Б.Р. Двигатели со свободнодвижущимися поршнями. – М.: Машгиз, 1956. – 267 с.
2. Шелест П.А. Комбинированные турбопоршневые двигатели. – М.: Машгиз, 1958. – 226 с.
3. Кауторн В. Р. Оптимизация бесщеточного линейного генератора переменного тока с постоянным магнитом для использования с линейным двигателем внутреннего сгорания. – Моргантаун: Университет Западной Вирджинии США, 1999. – 118 с.
4. Пат. 2035524 Россия, H02K41/00. Индуктор линейной электрической машины: Пат. 2035524 Россия, H02K41/00 Роспатент № 4812705/07; Заявл. 10.04.90; Опубл. 20.03.95; МПК 7. – 5с.
5. Калан Р. Основные концепции нейронных сетей. – М.: Издат. дом “Вильямс”, 2001. – 287 с.

УДК 629.123

Дулдиер А.П.
ОНМА

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ГОРЕНИЯ ВО ВСПОМОГАТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ КВ-100

В статье рассматривается расширение возможности методов определения полноты сжигания топлива по показателям качества процесса горения, применяемых в условиях эксплуатации. К числу таких показателей относятся температура уходящих газов, содержание в них CO_2 и O_2 , а также цвет пламени.

Высокая полнота сжигания топлива (и, как следствие, значение скорости горения) достигаются соблюдением трех основных условий [1]: непрерывный подвод необходимого количества воздуха, высокая температура процесса и требуемое время пребывания топлива в зоне горения.

Выполнение указанных требований обеспечивают топочные устройства с системой смесеобразования, создающие зоны рециркуляции. Как показывают исследования [2], в таких устройствах могут складываться условия, приводящие к неоднозначной зависимости характеристик горения топлива от режимных параметров. Для проверки этих качественных зависимостей были проведены экспериментальные исследования, результаты которых приведены в данной статье.

Тепловой баланс режима горения определяется предысторией процесса и зависит от значения коэффициента избытка воздуха в зоне рециркуляции при пуске, который, в свою очередь, определяется характеристиками топлива, условием его распыления и испарения, а также температурой воздуха. Нарушение теплового баланса приводит к изменению температурного режима в зоне горения.

Для экспериментальной оценки режимов горения принято использовать метод обратного теплового баланса, по которому определяются потери с уходящими газами и химической неполнотой сжигания. Для расчета полноты сжигания топлива использована зависимость, предложенная в работе [3]:

$$\eta = 100 - \left[(0,0067 \cdot \text{CO}_2 + 0,52) \frac{t_{yx} - t_b}{\text{CO}_2 + \text{CO}} + \frac{63 \cdot \text{CO}}{\text{CO}_2 + \text{CO}} + \frac{const}{G_H Q_p^H} \right],$$

где CO_2 , CO — содержание двуокиси и окиси углерода в уходящих газах; t_{yx} , t_b — температуры уходящих газов и воздуха; Q_p^H — низшая теплота сгорания мазута, МДж/кг; G_T — расход топлива кг/с; $\frac{const}{G_H Q_p^H}$ —

потери в окружающую среду, которые определяются по данным тепловых испытаний котла.

Экспериментальные исследования проведены на четырех основных эксплуатационных режимах котельной установки KW08100A-02. Максимальный расход пара — 2,8 кг/с при давлении 0,78 МПа и производительности ротационной форсунки "ТИРОМАСТЕР-3" (теплота сгорания топлива $Q_p^u = 40,08$ МДж/кг) — 0,2153 кг/с. Диапазон регулировки форсунки — 5:1. Номинальная вязкость распыления $50 \div 60$ мм²/с. Первичный воздух составляет 7-8% от теоретически требуемого при максимальном расходе. Вторичный воздух подается через два регистра аксиального типа.

Эксплуатационные параметры котла, полученные при приемо-сдаточных испытаниях котла, приведены в таблице 1.

Экспериментальные исследования и расчет параметров проводились по методике [4] с использованием химического газоанализатора ГХПЗ с учетом рекомендаций [5]. Топливо – мазут марки М-40. Перед началом проведения замеров на каждом режиме не менее 1 часа отклонение нагрузки котельной установки составляло не более $\pm 10\%$. Изменение уровня воды в барабане котла составляло не более 12% требуемого по водомерному стеклу. Исследования проводились только при условии стационарной нагрузки котла.

Таблица 1. Эксплуатационные параметры котла на типовых режимах работы

Наименование параметров	Единицы	№ режимов			
		1	2	3	4
Вязкость топлива	мм ² /с	56	56	56	56
Расход топлива	кг/с	0,1	0,12	0,14	0,15
Температура воздуха	°С	40	40	40	40
Температура уходящих газов	°С	296	300	321	374
Коэффициент избытка воздуха α		1,2	1,2	1,2	1,2
Содержание CO ₂	%	12,3	12,35	12,45	12,7
Содержание O ₂	%	4,7	4,65	4,45	4,3

На рис. 1 приведены зависимости КПД котла от коэффициента избытка воздуха на минимальном режиме работы котельной установки.

Как видно на рис. 1, на минимальных нагрузках котла устанавливаются режимы горения, максимальное значение КПД которых достигается в пределах 0,83-0,87 при значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,2 \div 1,5$, и эта зависимость неоднозначна. Зависимости 4 и 5 соответствуют условию максимального КПД при значительно завышенном значении $\alpha = 1,5$ (проектное значение $\alpha = 1,15$).

На рис. 2 приведены данные, полученные при максимальной нагрузке (режим № 4) и изменяющихся в пределах паспортных данных ротационной форсунки "ТИРОМАСТЕР-3" значениях температуры подогрева топлива. При изменении коэффициента избытка воздуха в диапазоне 1-1,15 максимальное значение КПД процесса горения изменяется в пределах 0,77-0,85. Режимов горения, аналогичных 4 и 5 при минимальной нагрузке, не наблюдалось.

Экспериментальные данные были аппроксимированы полиномиальным уравнением третьего порядка.

В таблице 2 приведены итоговые данные, полученные при проведении экспериментальных исследований.

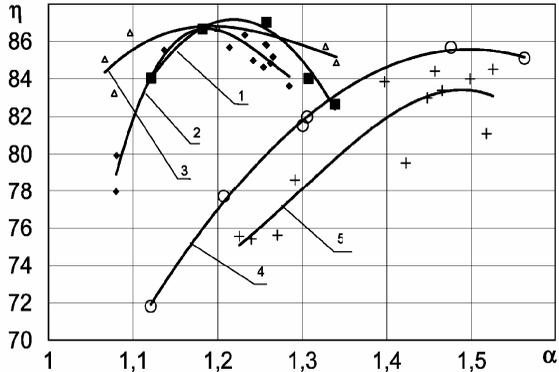


Рис. 1. КПД котла на минимальной нагрузке (режим № 1): температура топлива 1, 2, 3, 4 и 5 — t °C = 56, 72, 93, 80 и 80

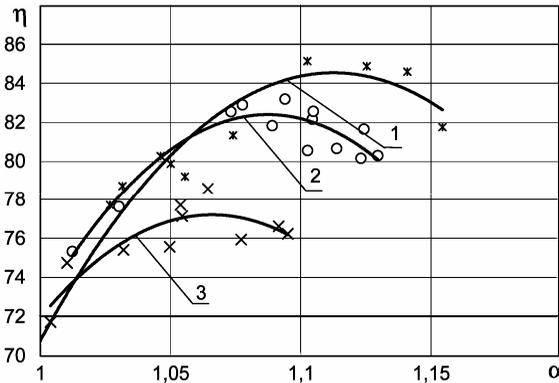


Рис. 2. КПД котла при максимальной нагрузке (режим № 4, турбогенератор мощностью 300 кВт, температура топлива t : 1 — 80 °C, 2 — 95 °C, 3 — 72 °C)

Таблица 2. Экспериментальные параметры котла на типовых режимах работы

Наименование параметров	Единицы	№ режимов			
		1	2	3	4
Вязкость топлива	мм ² /с	90	56	60	54
Расход топлива	кг/с	0,083	0,085	0,09	0,15
Температура воздуха	°C	32,5	35	32	38
Температура уходящих газов	°C	195	320	250	360
Коэффициент избытка воздуха α		1,18	1,12	1,07	1,09

Результаты экспериментальных исследований подтверждают факт наличия неоднозначной зависимости качества горения, определяемого

КПД, от режимных на минимальных нагрузках и настроечных параметров процесса горения, в частности, коэффициента избытка воздуха и температуры подогрева топлива на всех режимах работы котла.

Цвет пламени, кроме температуры в зоне горения, определяется его спектральной излучательной способностью. Спектральная излучательная способность зависит от объёмной концентрации частиц сажи и режимных параметров, в частности, коэффициента избытка воздуха. Для определения зависимости спектральной излучательной способности пламени от величины коэффициента избытка воздуха была разработана специальная схема, представленная на рис. 3.

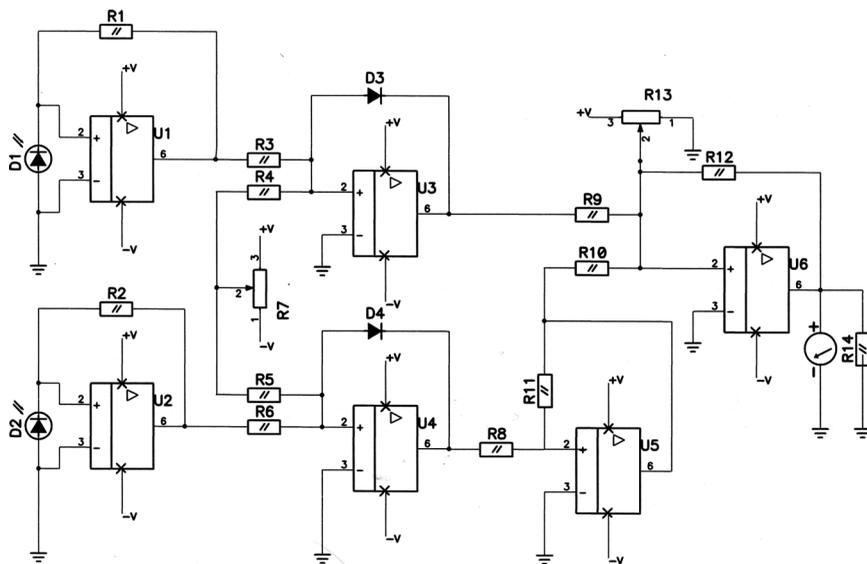


Рис. 3. Принципиальная электрическая схема приемника излучения

Для приема немодулированного потока излучения пламени было применено фотоприемное устройство на основе соответствующих пар фотодиодов D1 и D2 (ФД-27К) в фотovoltaическом режиме и операционных усилителей U1 и U2 (микросхема КР140УД20). Оптическая часть состоит из кварцевого защитного окна, двух интерференционных светофильтров с максимумом пропускания на длинах волн $\lambda_1 = 581$ нм ($\Delta\lambda = 5$ нм) и $\lambda_2 = 705$ нм ($\Delta\lambda = 12$ нм). Фотодиоды работают в линейном режиме преобразования сигнала $I_{\phi} \ll I_s$.

Логарифмические преобразователи U3 и U4, инвертирующий усилитель U5 и сумматор U6 преобразуют сигнал по функциональной схеме цветового пирометра. Коэффициенты усиления U6 и потенциал на резисторе R13 выбраны из условия, чтобы при спектральной излуча-

тельной способности пламени $\epsilon_\lambda = 1$ напряжение на выходе схемы было равно нулю, тем самым исключается влияние температуры на измеряемый сигнал. Напряжение (В) на выходе фотоприемного устройства является функцией спектральной излучательной способности пламени вида

$$F(\lambda_1, \lambda_2) = k \ln(\epsilon_{\lambda_2}) - \ln(\epsilon_{\lambda_1}).$$

Диаметр и эффективный угол зрения каждого из приемников излучения составляет соответственно $d=4$ мм и $W=0,26 \cdot 10^{-3}$ ср.

Приемник излучения устанавливался на фронте за воздухонаправляющим устройством, как показано на рис. 4, с полем зрения вдоль зоны турбулентного перемешивания потоков по горизонтальному направлению, проходящему параллельно оси факела.

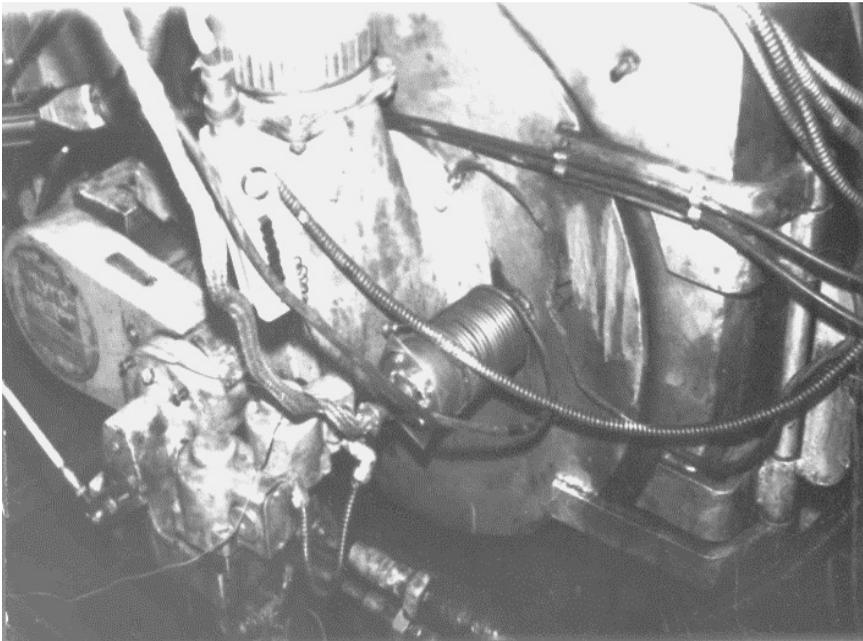


Рис. 4. Установка датчика на фронте котла

При определении динамического диапазона работы приемника излучения и, соответственно, излучения пламени, значения резисторов R1 и R2 операционных усилителей U1 и U2 подбирались экспериментально. При максимальном излучении пламени напряжение выхода $U_2 \leq 10$ В. Пример экспериментального определения приведен в таблице 3, чему соответствует $R_1=1,5$ Мом, $R_2=3,6$ МОм и с учетом коэффициента пре-

образования оптической системы соответствует количественным характеристикам излучения пламени с температурой в диапазоне значений $1500 < T < 1650$ К.

Таблица 3. Параметры схемы при максимальном излучении пламени и $\alpha=1,1$

λ , нм	S_i , мкА/мВт	S , мм ²	U , В	$F(\lambda_1, \lambda_2)$
581	205	3	5	0,397
705	335	3	8,45	

Измеренные значения параметра $F(\lambda_1, \lambda_2)$ в зависимости от величины коэффициента избытка воздуха α приведены на рис. 5, из которого видно, что напряжение на выходе приёмника излучения изменяется в диапазоне 0,3-0,4 В. При увеличении коэффициента избытка воздуха $\alpha > 1,15$ напряжение на выходе приемника излучения не изменяется. Характер изменения сигнала в интервале изменения $\Delta\alpha = 0,1$ близок к ступенчатому, что говорит об изменении режима горения.

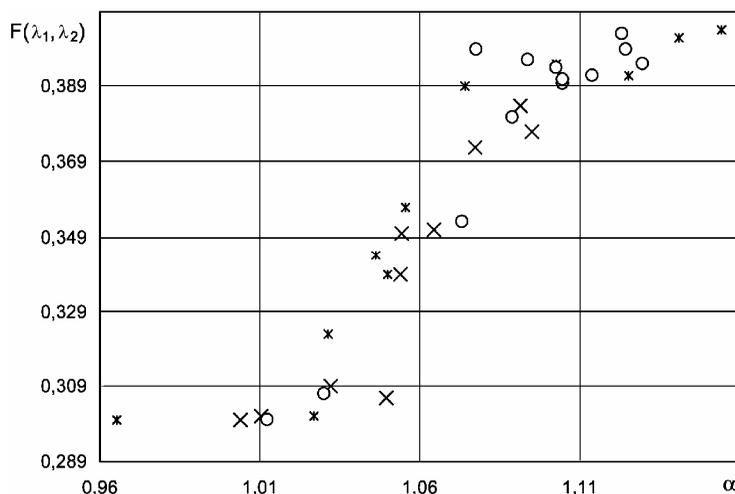


Рис. 5 Зависимость $F(\lambda_1, \lambda_2)$ от коэффициента избытка воздуха (обозначения соответствуют рис. 2).

Таким образом, на минимальных нагрузках котла экспериментально подтверждается существование режимов горения с неоднозначной зависимостью качества процесса горения от коэффициента избытка воздуха.

Изменение цвета пламени, определяемое его спектральной излучательной способностью, в зависимости от коэффициента избытка воздуха имеет дискретный характер. При развитом горении на максимальных

режимах работы котла и значениях коэффициента избытка $\alpha > 1,15$ цвет пламени может изменяться вследствие изменения температуры, т.к. функция излучательной способности пламени $F(\lambda_1, \lambda_2) = const$. Наличие постоянного напряжения на выходе приемника излучения подтверждает то, что даже в предельных случаях при $\alpha \rightarrow 1$ спектральная излучательная способность пламени $\epsilon_\lambda \neq 1$.

Полученные экспериментальные данные позволяют внести некоторые изменения в представление о цвете пламени как показателе качества горения пламени с последующей разработкой алгоритма его оценки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бурьшкин Л.П., Лысенко В.К., Швед А.П. Эксплуатация судовых паросиловых установок. – М.-Л.: Морской транспорт, 1951. – 416 с.
2. Натанзон М.С. Неустойчивость горения. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
3. Сыромятников В.Ф. Автоматика как средство диагностики на морских судах. – Л.: Судостроение, 1979. – 312 с.
4. Инструкция по проведению судовых анализов. – М.: Морской транспорт, 1963. – 116 с.
5. Парилов В.А., Ушаков С.Г. Испытания и наладка паровых котлов: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 320 с.
6. Геращенко О.А. и др. Температурные измерения: Справочник. – Киев: Наукова думка, 1984. – 496 с.

УДК 621.436.25

Душко В.В.
СевНТУ**ВЛИЯНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВА ТОПЛИВА В ТРУБОПРОВОДЕ
ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ**

Современный рабочий процесс в дизельных двигателях ориентирован на максимальные возможности используемых материалов. Таким образом, дальнейшая оптимизация работы дизеля возможна лишь при воздействии на рабочий процесс. Конечная цель воздействия сводится к обеспечению индикаторных показателей при минимальных температурах цикла, снижению максимальной скорости нарастания давления, созданию более качественного смесеобразования и в конечном итоге снижению NO_x и CO в уходящих газах.

В настоящей работе реализована попытка совершенствования процесса подготовки топлива перед подачей в цилиндр, которая заключалась в дополнительном контролируемом подогреве топлива в трубопроводе высокого давления.

При дополнительном подогреве топлива уменьшается период задержки самовоспламенения, что ведет к более раннему началу сгорания. Одновременно с этим уменьшается плотность и увеличивается сжимаемость, что ведет к более позднему впрыску. Основной задачей данной работы является изучение влияния подогрева топлива высокого давления на рабочий процесс дизеля.

Расчет проводился исходя из диффузионной теории. Продолжительность задержки воспламенения запишется уравнением [1, 2]:

$$\tau_i = \tau_\phi + \tau_x, \quad (1)$$

где τ_ϕ и τ_x — физическая и химическая составляющие задержки воспламенения.

В свою очередь, τ_ϕ состоит из двух слагаемых: продолжительность испарения ($\tau_{\text{исп}}$) и длительность процесса смесеобразования ($\tau_{\text{см}}$). В условиях дизеля допустимо принимать цикл с мгновенным сгоранием подготовленной смеси, что позволяет пользоваться методикой расчета, предложенной Ищуком Ю.Г. [1]. Основное воздействие подогрев топлива оказывает на τ_ϕ — составляющую периода задержки самовоспламенения, т.е. на температуру и размер капель впрыснутого топлива. Именно изменение этих параметров учитывалось при расчете. Так, изменение диаметра капли в зависимости от температуры рассчитывалось по эмпирической зависимости, основанной на данных [1, 2]:

$$d_k = (11,772 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_\tau - 0,9458) \cdot 10^{-6} \cdot (T_\tau - T_{\text{кр}}) / (T_0 - T_{\text{кр}}), \quad (2)$$

где d_k — диаметр капли топлива в мм; ρ_T — плотность топлива при 293 К, кг/м^3 ; T_T — температура впрыскиваемого топлива, К; $T_{кр}$ — критическая температура топлива, К; T_0 — температура, при которой топливо плотностью ρ_T при заданном давлении образует капли диаметром 10^{-6} м.

На основании расчетов ожидалось получение уменьшения периода задержки самовоспламенения с незначительным сдвигом за счет увеличения сжимаемости топлива при подогреве. С целью подтверждения полученных теоретических результатов был проведен ряд экспериментов на дизеле 4Ч17,5/24. На одном цилиндре данного дизеля трубопровод высокого давления был оборудован ТЭНом мощностью до 1,5 кВт. Обеспечивался подогрев топлива перед впрыском в интервале температур 50 – 200 °С. На рис. 1 показаны изменения индикаторных диаграмм дизеля в зависимости от показания термомпары. На рисунке эти показания представлены в °С.

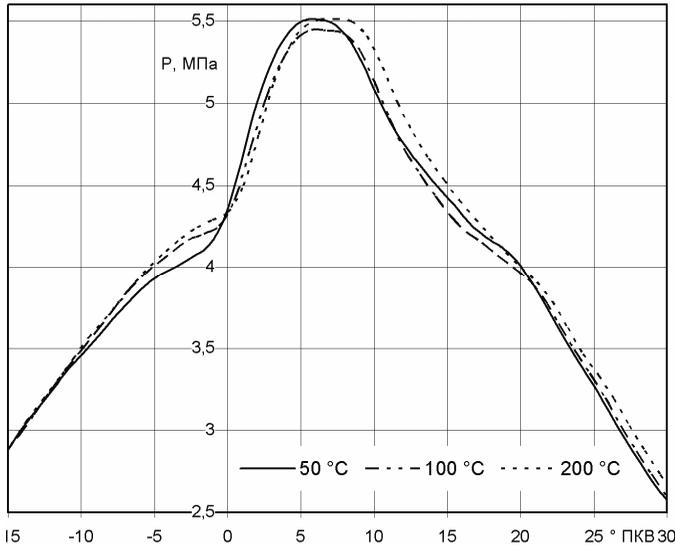


Рис. 1. Совмещенные индикаторные диаграммы рабочего процесса дизеля 4Ч17,5/24 при номинальном угле опережения подачи топлива в цилиндр.

Другая серия экспериментов была проведена при угле опережения, уменьшенном на 2°ПКВ. Результаты представлены на рис. 2.

На рис. 2 более наглядно видна зависимость рабочего процесса дизеля от температуры подогрева топлива. Можно отметить, что при подогреве уменьшается как период задержки самовоспламенения топлива, так и скорость нарастания давления. При этом за счет дополнительного подогрева уменьшился реальный угол начала подачи топлива в цилиндр дизеля.

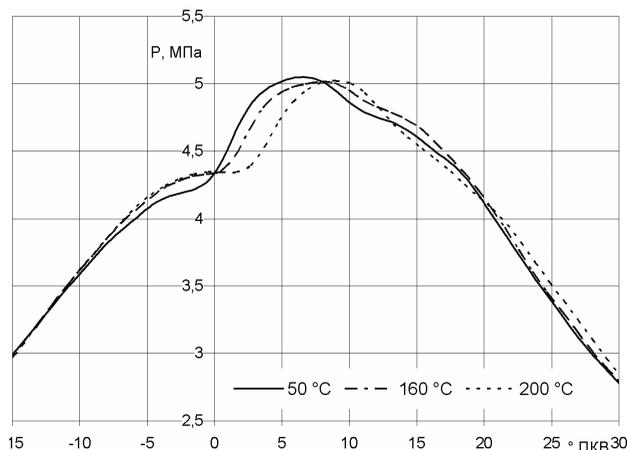


Рис. 2. Совмещенные индикаторные диаграммы рабочего процесса дизеля 4Ч17,5/24 при уменьшенном угле опережения подачи топлива в цилиндр на 2 °ПКВ.

Экспериментальные данные, полученные на дизеле 4Ч17,5/24, подтвердили изменение τ_i в зависимости от дополнительного подогрева топлива, которые можно использовать для корректировки рабочего процесса дизеля. Например, при необходимости сдвинуть угол начала самовоспламенения достаточно изменить температуру топлива. Однако при подогреве увеличивается теплонапряженность форсунки дизеля, что повлечёт за собой изменение режима её охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ищук Ю.Г. Топливо и полнота его сгорания в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1985. – 100 с.
2. Свиридов Ю.Б. Принципы построения обобщенной теории сгорания в дизелях. // Двигателестроение. – 1980. – № 11. – С. 10-15.

УДК 621.431.74:629.12.04

Тарапата В.В.
ОНМА

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИ ИХ РЕМОНТЕ РЕГЕНЕРИРОВАННЫХ ДЕТАЛЕЙ С ЗАДАННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТЬЮ

Одним из важнейших средств, позволяющих поддерживать необходимые технико-эксплуатационные характеристики судовых дизелей в заданных пределах, является их текущий ремонт с заменой или восстановлением основных износившихся элементов [1]: втулок и крышек рабочих цилиндров, головок поршней (ГП), поршневых колец и др. На протяжении нормативного жизненного цикла судна (25 лет) такая процедура выполняется не менее 10...20 раз.

Следует отметить, что достижение построечного уровня термодинамической замкнутости рабочего пространства цилиндра дизеля, предполагающего минимальную утечку газов из надпоршневой полости, возможно только при одновременной замене всех участвующих в процессе энергопреобразования элементов: втулки и крышки цилиндра, головки поршня, топливной аппаратуры. Идеальным вариантом, обеспечивающим наибольшую экономическую эффективность эксплуатации дизеля, было бы достижение при его изготовлении одинакового ресурса всех указанных деталей. Однако, это далеко не всегда возможно.

Например, по данным [2] средний ресурс новых втулок, крышек и головок поршней для малооборотных дизелей V&W 74/160 составляет 38,8, 36,9 и 31,1 тыс. ч соответственно. Для практики судомехаников это означает, что замена втулки и крышки должна производиться одновременно, а ГП – намного раньше. В то же время у дизелей MAN 57/80 для всех указанных деталей этот показатель практически одинаков.

Сейчас, с учетом человеческого фактора, старший механик судна старается заказать для замены такой, преждевременно вышедшей из строя детали новую или, в крайнем случае, восстановленную головку с максимально возможной наработкой. Именно на эту психологию ориентированы практически все известные в настоящее время работы по восстановлению изношенных деталей и оценка их качества: технология считается приемлемой, если долговечность регенерированной детали составляет не менее 60...80 % новой [2, 3].

Такой подход, обеспечивая гарантированную работоспособность цилиндра дизеля вплоть до неизбежной замены комплекта "втулка – крышка", оказывается экономически несостоятельным, так как ведет к

повышенным расходам судовладельца и понижению его конкурентоспособности на мировом рынке морских перевозок.

Действительно, практика ремонта машин во многих отраслях техники показывает, что замена одной из изношенных сопрягаемых деталей не дает желаемого эффекта. Это в полной мере относится и к судовым дизелям. Так, по данным Слободянюка И.М., в Сахалинском морском пароходстве при установке восстановленных головок поршней дизелей MAN 57/80 в уже изношенные цилиндрические втулки ресурс ГП снижался в $\sim 1,5 \dots 2$ раза¹.

Особо следует отметить, что разрабатываемые технологии ремонта зачастую не учитывают реального состояния и остаточного ресурса остальных деталей сопряжения.

Таким образом, при значительных отличиях в ресурсе сопрягаемых деталей установка только одной новой вместо износившейся в первую очередь является неоправданной и ведет к двум отрицательным явлениям:

- повышенному износу не только установленной детали, но и сопряжения в целом;
- увеличению затрат на проведение ремонта, так как стоимость новой детали заведомо больше регенерированной.

В этой связи основной целью данного исследования является обоснование и развитие нового подхода к выбору основных элементов судовых дизелей при проведении ремонта, частично обозначенного в работе [4] и ведущего к повышению уровня и экономической эффективности их эксплуатации.

В последние годы для его внедрения появилась необходимая правовая база: в качестве альтернативы системе непрерывного освидетельствования СОИ/CMS [5] вводится Схема плано-предупредительного технического обслуживания механизмов – СППР/PMS [6].

Согласно ее основным положениям, "...освидетельствования выполняются в период между переборками, рекомендуемыми изготовителями ... на основании документированного опыта эксплуатации и мониторинга технического состояния..." (п. 7.1.1.2), а "ответственным ... на судне за применение СППР/PMS... должен быть старший механик" (п. 7.1.3). Таким образом, в соответствии с возлагаемыми на него функциями доверенного лица Регистра, именно он должен оперативно принять обоснованное решение о том, какая деталь – новая или регенери-

¹ С высокой вероятностью параллельно с повышенным износом восстановленных ГП происходила более интенсивная выработка втулок рабочего цилиндра дизеля.

рованная – обеспечит не только надежную работу дизеля в течение заданного времени, но и экономию средств.

Поэтому, при существенном отличии в ресурсах сопрягаемых деталей судового дизеля, обусловленном особенностями конструктивных решений либо условий работы, эффективность его эксплуатации может быть повышена путем проведения ремонтных работ по следующей схеме (рассмотрена применительно к рабочему цилиндру дизеля V&W 74/160):

- определение по результатам мониторинга и прямых обмеров остаточного ресурса наиболее долговечной, "базовой" детали (в данном примере – втулка цилиндра);
- подбор регенирированной детали с заданной долговечностью (рис. 1), замена изношенной и последующая эксплуатация дизеля до полной выработки "базового" элемента – втулки;
- по достижении выработки "базового" элемента – замена всей группы сопрягаемых деталей (втулки, крышки и головки поршня) на новые и восстановление таким образом построеночного уровня термодинамической замкнутости рабочего цилиндра.

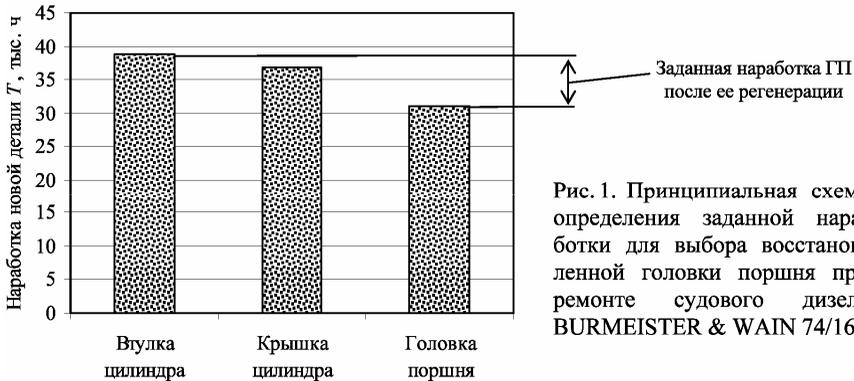


Рис. 1. Принципиальная схема определения заданной наработки для выбора восстановленной головки поршня при ремонте судового дизеля BURMEISTER & WAIN 74/160

Определение заданной наработки $T_{дет}^{реген}$ для регенирированной детали нужно вести с учетом соотношений:

$$T_{вт}^{нов} = T_{кр}^{нов} + T_{кр}^{реген} = T_{ГП}^{нов} + T_{ГП}^{реген}. \quad (1)$$

Следует отметить, что в настоящее время на рынок запасных частей могут быть поставлены регенирированные детали со значительно отличающейся долговечностью (рис. 2). По данным технической литературы, результатам проведенных обследований судов [2-4, 7] и выполненным автором ускоренных испытаний, долговечность может отличаться в 6...7 раз. Технология регенерации детали выбирается с учетом выраже-

ния (1) и сопоставления коэффициентов долговечности K — расчетного и характерного для данной технологии (рис. 2):

$$j_{\text{ГП}}^{\text{реген. факт}} \geq j_{\text{ГП}}^{\text{реген. расч}} = \frac{T_{\text{ВТ}}^{\text{нов}} - T_{\text{ГП}}^{\text{нов}}}{T_{\text{ГП}}^{\text{нов}}}. \quad (2)$$

По-видимому, наибольшая эффективность предлагаемого подхода будет обеспечена при соблюдении условия

$$j_{\text{ГП}}^{\text{реген. факт}} = (1 \dots 1, 2) \cdot j_{\text{ГП}}^{\text{реген. расч}}.$$

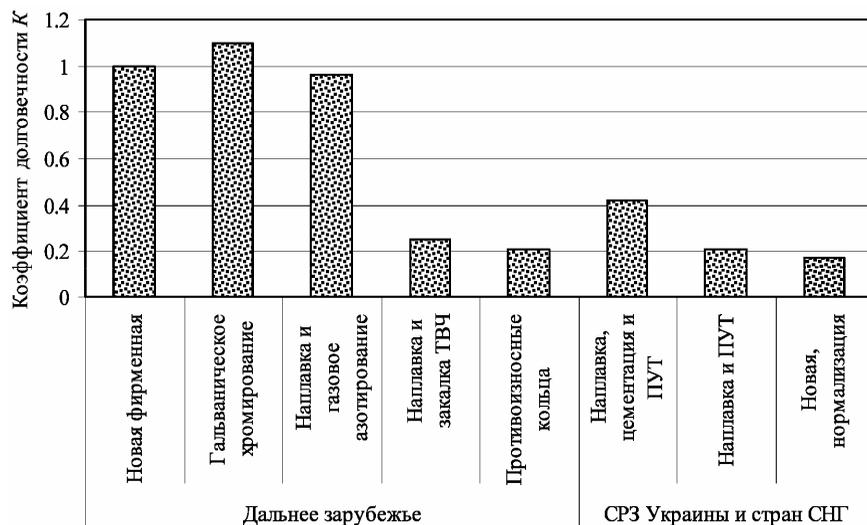


Рис. 2. Относительная долговечность новых и регенерированных по различным технологиям головок поршней малооборотных судовых дизелей

Приведенные данные имеют важное практическое значение. Они позволяют разделить восстановленные головки поршней малооборотных судовых дизелей на 2 группы, имеющие наработку: а) практически не отличающуюся от новых фирменных ГП (гальваническое хромирование и азотирование трибоповерхностей); б) до 10-15 тыс. часов (остальные методы).

Детали первой группы вполне могут применяться при ремонте вместо новых и предназначены для тех дизелей, у которых наработка сопрягаемых деталей рабочего цилиндра практически одинакова, например, MAN 57/80.

Вторая группа технологий предназначена для ремонта дизелей с пониженным ресурсом ГП – уже упомянутые двигатели V&W и др. При этом безусловный приоритет следует отдать схеме регенерации "на-

плавка + ПУТ (поверхностное упрочнение трением)" – простота необходимого оборудования положительно отражается на стоимости восстановленной детали.

В общем случае определение стоимости нужно вести с учетом как точечных, так и вероятностных оценок ресурса каждой детали (рис. 3). При этом особое внимание следует обращать на характеризующее стабильность технологии регенерации среднее квадратичное отклонение $\sigma_{\text{восст}}$, отдавая предпочтение процессам с меньшим значением.

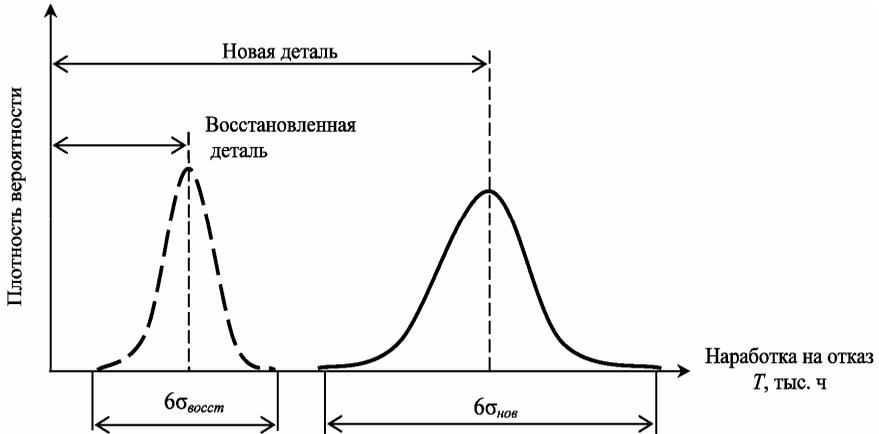


Рис. 3. Сопоставление ресурса новых и регенерированных деталей для принятия решения о соответствии их стоимостей

Тогда максимальная стоимость регенерированной детали, предназначенной для ремонта по предложенной выше схеме, не должна превышать:

$$q_{\text{дет}}^{\text{реген}} \leq q_{\text{дет}}^{\text{нов}} \cdot \frac{T_{\text{дет}}^{\text{реген}}}{T_{\text{дет}}^{\text{нов}}} \cdot \frac{\sigma_{\text{дет}}^{\text{нов}}}{\sigma_{\text{дет}}^{\text{реген}}}, \quad (3)$$

где $q_{\text{дет}}^{\text{реген}}$ и $q_{\text{дет}}^{\text{нов}}$ — стоимости регенерированной и новой деталей; $\sigma_{\text{дет}}^{\text{реген}}$ и $\sigma_{\text{дет}}^{\text{нов}}$ — среднее квадратичные отклонения ресурса от среднего для регенерированной и новой детали.

Вполне очевидно, что входящие в эту формулу стоимостные показатели в распоряжении старшего механика имеются практически всегда – они поставляются фирмами-строителями или судовладельцем. Некоторые трудности могут возникнуть при определении среднего ресурса деталей и коэффициентов его вариации. Однако преодолеть их поможет предписываемый нормативным документом [6, п. 7.2.2] сбор на судне

информации, отражающей состояние судового дизеля и предусматривающей создание компьютерной базы данных.

Таким образом, предлагаемый подход позволит решить две принципиально важные задачи:

- судовладельцу – существенно уменьшить затраты на приобретение запасных частей;
- судоремонтным заводам Украины – обеспечить реализацию уже освоенных технологий регенерации, которые позволяют получать детали с ресурсом, заметно уступающим деталям, изготовленным и восстановленным специализированными фирмами Дальнего Зарубежья, однако вполне отвечают сути предлагаемого выбора деталей при ремонте.

В заключение необходимо еще раз отметить, что успех реализации предлагаемого подхода будет во многом определяться количеством и качеством имеющейся в распоряжении старшего механика судна информации, необходимой для принятия наиболее эффективного решения по выбору для ремонта детали с заранее заданной долговечностью с учетом выражений (1)-(3).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 24166-80. Система технического обслуживания и ремонта судов. Ремонт судов. Термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 13 с.
2. Молодцов Н.С. Восстановление изношенных деталей судовых механизмов. – М.: Транспорт, 1988. – 182 с.
3. Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышение их ресурса. – Одесса: ТОС, 2001. – 341 с.
4. Кривошеков В.Е. Восстановление изношенных деталей: анализ зарубежного опыта // Судостроение. – 1991. – № 6. – С. 41-44.
5. Правила технической эксплуатации судовых технических средств и конструкций. РД 31.21.30-97. – СПб: СПб тип. № 6, 1997. – 342 с.
6. Российский Морской Регистр Судоходства. Бюллетень изменений и дополнений, № 3. – СПб: РМРС. – С. 12-14.
7. РД 31.55.03.02-86. Судовые дизели иностранной и отечественной постройки. Стальные головки поршней рабочих цилиндров. Восстановление наплавкой с последующим упрочнением трением торцов канавок поршневых колец. – М.: Мортехинформреклама, 1987. – 72 с.

УДК 62.431.74

Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ С ВОССТАНОВЛЕННЫМИ ГОЛОВКАМИ ПОРШНЕЙ

Одним из путей повышения уровня технической эксплуатации судовых дизелей и экономии средств является восстановление изношенных деталей, особенно металлоемких и дорогих, лимитирующих срок службы двигателя. К таким деталям относятся головки поршня (ГП).

Исследование эксплуатации двигателей с восстановленными ГП проводятся давно. Разработаны методы оценки способа восстановления [1, 8], установлено влияние конструктивных особенностей ЦПГ, теплонапряженности, сорта топлива на долговечность восстановленных деталей.

Анализом данных по ресурсу восстановленных ГП показано [2], что задача их долговечности еще не решена, хотя работы по их восстановлению ведутся на протяжении десятков лет как у нас, так и за рубежом, разработано более 20 технологий. Это связано с отсутствием рекомендаций по регулированию сроков их технического обслуживания в зависимости от способа и качества восстановления. При эксплуатации восстановленных ГП необходимо учитывать следующее. Восстановленные ГП отличаются от новых по своим физико-механическим и антикоррозионным свойствам, например, твердость опорных канавок меньше, чем у новых с гальваническим хромом. По этой причине могут накладываться ограничения на мощность двигателя. Необходимы исследования влияния этого фактора на использование полной построечной мощности, работу на форсированных режимах и т. д.

Второе существенное отличие состоит в том, что канавки новых ГП упрочнены хромовым слоем на глубину 0,25 мм, а упрочненный слой восстановленной детали имеет глубину более 1 мм. По нашим данным, при износе новых ГП более 0,3 мм в дальнейшем идет катастрофический износ, поэтому поршень подлежит заводскому ремонту. У восстановленных ГП скорость износа равномерна на всю глубину упрочнения, поэтому при износе 0,3 мм и более они продолжают эксплуатироваться. Отсюда следует необходимость изменения графиков осмотров, ревизий и ремонтов.

Кроме того, есть вопросы эксплуатации, которым уделялось недостаточно внимания, например, влияние величины износа втулок цилиндра на ресурс ГП, хотя, как показали наши исследования, оно значительно уменьшает долговечность как новых, так и восстановленных ГП. Исследование влияния на ресурс ГП износа втулок позволит на научной

основе разработать рекомендации по регулированию сроков технического обслуживания, является актуальным.

Цель работы – повышение эффективности технической эксплуатации судовых дизелей с восстановленными головками поршней.

В результате подконтрольной эксплуатации двигателя МАН K6Z57/80 A3, C с восстановленными головками поршней под наблюдением Регистра в течение более 10 лет на шести судах во время плановых рейсов исследовано использование полной мощности двигателя при работе с восстановленными ГП, влияние на частоту вращения и теплонапряженность. Исследована возможность повышения их долговечности регулировкой смазки цилиндра за счет уменьшения коррозионного износа.

Первоначально для сравнения долговечности исследован ресурс ГП, канавки которых протачивались и не упрочнялись. Так, в период заводского ремонта поршней ГД т/х «Уссури» были проточены канавки и установлены компрессионные кольца ремонтного размера. Динамика износа первой канавки показана на рис. 1. После наработки 2300 часов зазоры в первых канавках ГП составили 0,5...0,75 мм. Средняя скорость износа первой канавки составила 0,27мм на 1000 часов, что обеспечивает ресурс порядка 2,5 – 3,0 тыс. часов.

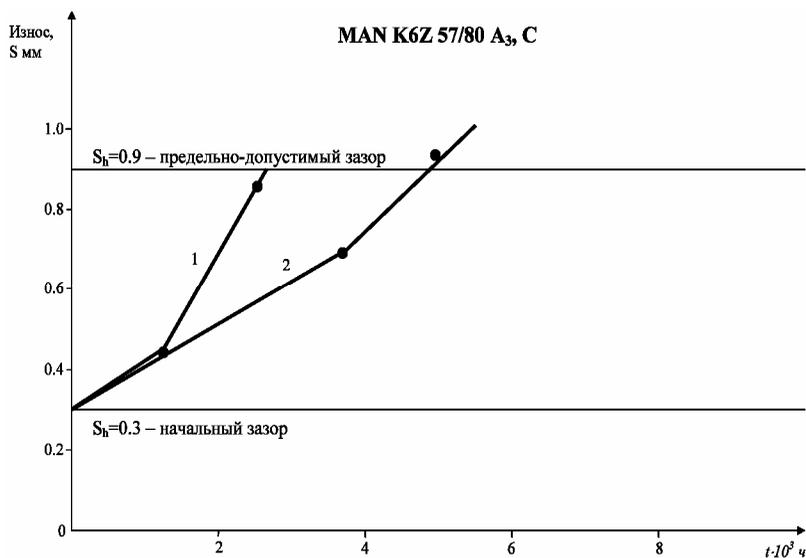


Рис. 1. Увеличение зазора S в первой канавке головки поршня МАН: 1 — проточка канавок ГП под ремонтный размер без упрочнения (т/х «Уссури», 2 шт). 2 — проточка канавок ГП под ремонтный размер и упрочнение трением (ПУТ) за один оборот (т/х «Шилка», 4 шт.)

На т/х “Шилка” были установлены 4 поршня ГД, восстановленные проточкой канавок в ремонтный размер поршневых колец. Опорные поверхности канавок упрочнены скоростным поверхностным трением. Размеры канавок проверялись по истечению 3700 часов работы главного двигателя. Максимальная выработка верхних канавок составила 0,35 мм, скорость износа верхней канавки показана на рис. 1 и составила $v = 0,092$ мм/тыс. часов. Упрочнение трением материала ГП повышает ресурс до 5,0...5,5 тыс. часов.

Таким образом, при эксплуатации изношенных ГП без упрочнения торцов канавок идет катастрофический износ. Упрочнение трением материала головки поршня (сталь 35ХМ) позволяет увеличить ее ресурс почти в два раза.

В отраслевой лаборатории ОНМА (ОВИМУ) разработан, согласован с Регистром и внедрен на СРЗ технологический процесс восстановления ГП, предусматривающий упрочнение скоростным трением опорных поверхностей канавок после их цементации. Насыщение углеродом упрочняемой поверхности приводит к увеличению твердости, глубины упрочнения и коррозионной стойкости [3, 4].

Опытная партия ГП, восстановленных по этой технологии в количестве 6 штук, эксплуатировалась без ограничения мощности на т/х “Шилка”, т/х “Хасан” — 1 шт., т/х “Л. Голиков” — 5 шт. Динамика износа верхних канавок показана на рис. 2. Средняя скорость износа канавок на т/х “Шилка” составила $v = 0,074$ мм/тыс. часов, что обеспечило ресурс восстановленных ГП 7-8 тыс. часов [9].

Однако на т/х “Хасан” восстановленная ГП была снята с эксплуатации при наработке 4800 часов по причине превышения максимально допустимого износа.

Неудовлетворительные данные по износу канавок были получены при эксплуатации ГП на т/х “Л. Голиков”.

В результате исследования причин малого ресурса восстановленных ГП на т/х “Хасан” и на т/х “Л. Голиков” сделано предположение, что на величину износа опорных поверхностей канавок, при прочих равных условиях, оказывает износ втулок цилиндров, что было подтверждено как нашими исследованиями, так и исследованиями [5, 6].

Таким образом, при внедрении технологии потребовались дополнительные исследовательские работы, которые проводились по двум направлениям: совершенствование способа упрочнения поверхностей канавок, повышающего эксплуатационные характеристики, и исследования восстановленных ГП в эксплуатации, в частности, влияние на скорость износа канавок, износа втулок цилиндров.

Внедрение полученных результатов совершенствования технологии восстановления ГП цементацией и упрочнением трением выполнено внесением изменений в ТИ 131.01202.00010, а также последующим внедрением на СРЗ авторского свидетельства СССР № 1749251 „Способ упрочнения поверхности изделия” [7], предусматривающего двухстадийное упрочнение и изменение температуры отпуска упрочнённых ГП до 260 – 280 °С, вместо 180 – 210 °С.

Упрочненные по новой ТИ 6 головок поршней исследованы на т/х «Ковдор». Контроль состояния ГП вообще и зазоров в кепах в частности, производится машинной командой судна в разное время в периоды плановых ревизий деталей главного двигателя, на стоянках судна в портах. Увеличение зазора в первой канавке для новых ГП, для сравнения взято из работы [2]. Визуальным осмотром головок поршней дефектов не обнаружено. Отказов за период эксплуатации не наблюдалось.

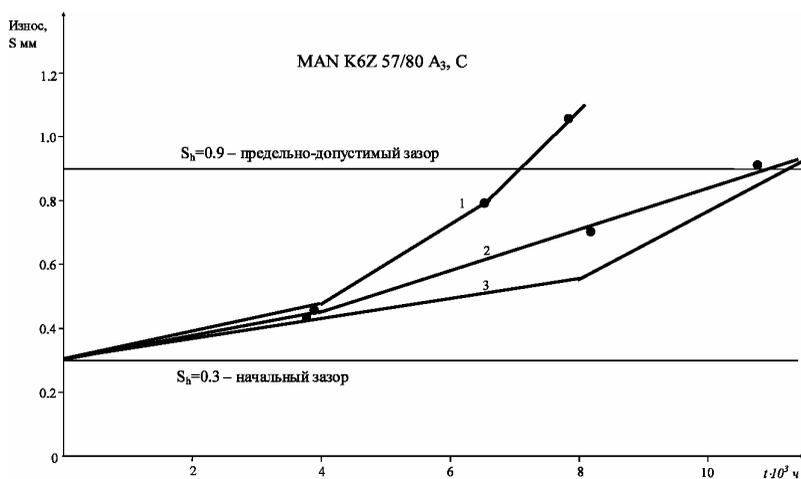


Рис. 2. Увеличение износа S в первой канавке головки поршня: 1 — упрочнение цементированных перемычек головок поршней за один оборот (т/х «Шилка», 6 шт.); 2 — двухстадийное упрочнение цементированных кованых канавок (т/х «Ковдор», 6 шт.); 3 — новые головки поршней.

Ресурс головок поршней, восстановленных с помощью двухстадийного упрочнения, как видно из графиков на рисунке 2, увеличивается по сравнению с одноразовым проходом упрочняющего диска и составляет 11–11,5 тыс. часов.

Исследовано влияние выработки втулок цилиндров на скорость износа опорных поверхностей канавок головок поршней.

На крейцкопфных двигателях наибольший и характерный износ получает кормовая часть втулки, что обусловлено дифферентом судна и

прижатием поршня в направлении кормы. При перекладке поршня в ВМТ и на рабочем ходу поршень прижимается в левый борт (ЛБ). Данная особенность, а также специфическая газодинамическая обстановка в цилиндре при контурно-петлевой схеме продувки вызывают асимметрию эпюры износов цилиндровой втулки с максимумом в районе левый борт – корма (ЛБ-К).

Высокий уровень теплонапряжённости верхней части ГП, особенно двух верхних перемычек, связан с конструктивными особенностями двигателя МАН: выход головки при положении ВМТ в крышку цилиндра и наличие выработки в верхней части втулки, куда выходит первое кольцо; зазор между ГП и втулкой; слабый теплоотвод в этой части втулки и крышки; отсутствие дросселирования и охлаждения газа в зазоре поршень – втулка.

Исследование влияния величины износа втулки цилиндра выполнялось на т/х «Шилка» и т/х «Ковдор». Результаты исследований представлены на рис. 3.

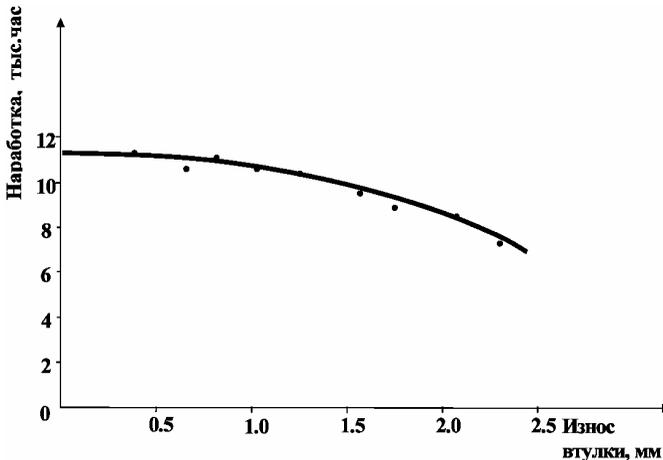


Рис. 3. Зависимость ресурса восстановленных головок поршней цементацией и ПУТ от величины износа втулки цилиндра двигателя МАН 57/80 Аз, С.

На т/х «Шилка» все шесть восстановленных цементацией и поверхностным трением ГП эксплуатировались в одинаковых условиях. Замена ГП выполнялась во время заводского ремонта, что позволило выполнить тщательную центровку ЦПГ. Перед установкой ГП выполнялись замеры износа втулки в районе ВМТ. Втулки имели величину износа от 0,5 до 2,5 мм.

Полученные данные через 3762 часа во время очередного заводского ремонта показали, что зазор между канавкой и кольцом увеличился в

пределах 0,05 – 0,35 мм. Скорость износа восстановленных ГП цементированием и упрочнением поверхностным трением при износе втулок более 1,5 мм возрастает на 30–35%.

Полученные нами данные подтверждаются также специальными исследованиями [6]. В работе показано, что динамика изнашивания практически не зависит от величины монтажного зазора "кольцо-канавка". Для всех головок с монтажным зазором 0,3, 0,5, 0,7 мм характер кривых практически идентичен. Изучен износ канавок ГП, установленных в новые цилиндрические втулки. Одна из головок — новая, производства DMR, другая ранее уже отработала 4,5 тыс. ч, поэтому в ее первую и вторую канавки после проточки были установлены ПК ремонтного размера. Показано, что скорости изнашивания обеих головок идентичны.

По данным фирмы МАН, скорость изнашивания ОПК на номинальной нагрузке должна составлять 0,02 – 0,04 мм/1000 ч. Однако, как показали испытания эталонного цилиндра (новая втулка, новая головка, хорошее состояние центровки деталей движения), при использовании высокосернистого топлива уже на нагрузке 75% средняя скорость изнашивания ОПК составила 0,05 – 0,07 мм/1000 ч.

В первом приближении можно считать, что износ пропорционален пути трения и величине давления. Во втулках с выработкой путь трения кольца по ОПК существенно увеличивается, поэтому скорость изнашивания опорной поверхности растёт.

Как показали испытания [6], для материала DMR, наплавочных проволочек Св 12Х13, 20Х13 при выработке втулок свыше 1,5 мм скорость изнашивания ОПК первой канавки составляет 0,12 – 0,15 мм/1000 ч, т.е. в два раза больше, чем для новых втулок. Очевидно, это можно объяснить невысокой твердостью наплавочных материалов Св 12Х13, Св 20Х13 и ПП АН-134, твердость которых порядка 42–44 HRC в зависимости от числа наплавленных слоев. Это подтверждает требование фирмы МАН к твердости опорных поверхностей канавок, которая должна быть более 51 HRC. Меньшая скорость износа цементированных и упрочненных трением канавок объясняется, кроме высокой коррозионной стойкости, высокой твердостью составляющей после отпуска 54–58 HRC.

К числу мер, позволяющих решить проблему надежности ГП, следует в первую очередь отнести периодическое восстановление геометрии рабочей поверхности цилиндрических втулок, а смазку цилиндра в зоне ЛБ-К целесообразно увеличить.

Таким образом, наличие износа втулки цилиндра оказывает влияние на скорость износа канавок как на новых, так и на восстановленных ГП,

поэтому при замене ГП необходимо выполнять замеры износа втулки, особенно в районе ВМТ. При наличии износа втулки более 1,5 мм. надо корректировать время проведения осмотров и ревизий при ТО.

На рис. 4 приведен рекомендуемый план-график технического обслуживания рабочих цилиндров двигателя МАН с учётом износа втулки. При этом принято, что распределение вероятности безотказной работы ГП подчиняется нормальному закону [1].

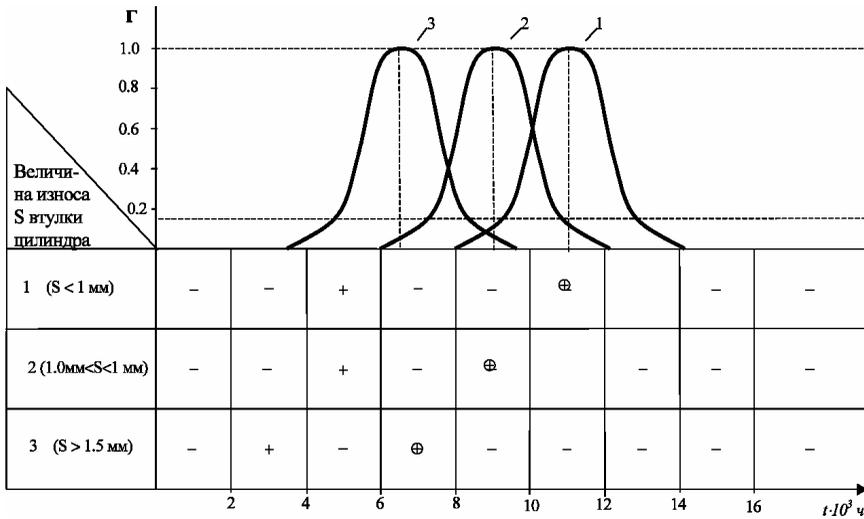


Рис. 4. Рекомендуемый план-график технического обслуживания рабочих цилиндров малооборотных дизелей: — — осмотр через выхлопные окна; + — выемка поршня, осмотр, чистка, обмеры; ⊕ — замена головки поршня для повторного восстановления или установка компрессионных колец ремонтного размера.

Из рисунка видно, что при наработке, соответствующей гамма-процентному ресурсу 18–20 % рекомендуется производить выемку поршня для осмотра, очистки и обмеров. При выработке ресурса, равного средней наработке до отказа рекомендуется установка поршневых колец ремонтного размера. Видно также, что наличие износа втулки 1,5–2,0 мм приводит к уменьшению ресурса на 25–35 %, что необходимо учитывать при составлении графиков ТО.

В работе исследовано также влияние увеличения смазки цилиндров на величину износа канавок ГП.

Первая и вторая канавки ГП срабатываются значительно быстрее, чем остальные, как за счет высоких давлений, так и за счет ухудшения условий смазки компрессионных колец из-за высоких температур. В связи с высокими давлениями и особенностями расположения первого

кольца трудно обеспечить его надежную смазку. Процесс усугубляется реверсом кольца в мертвых точках, когда смазка между канавкой и кольцом полностью выжимается из зоны трения. Кроме того, современное развитие дизелестроения характеризуется использованием тяжелого высокосернистого топлива, приводящего к возрастанию доли коррозионного износа.

С целью уменьшения износа торцов канавок за счет коррозии во время эксплуатации восстановленных ГП регулировалась смазка цилиндра. Установлено, что увеличение подачи масла на 4-5 % по сравнению с эксплуатацией новых ГП с хромированными канавками дали положительные результаты, по данным Дальневосточного пароходства ресурс увеличился на 450–600 часов.

Технология восстановления и упрочнения канавок ГП обеспечивает глубину однородного упрочненного слоя более 1 мм, что дает возможность при достижении допустимого износа зазора канавки выполнить ремонт за счет установки поршневых колец ремонтного размера.

Время эксплуатации новых (T_H), восстановленных (T_{B1}) и после установки поршневых колец ремонтного размера (T_{B2}) определяют долговечность ГП. Из рис. 5 видно, что долговечность ГП за счёт её восстановления и ремонта, установкой колец ремонтного размера увеличивается на 200 %.

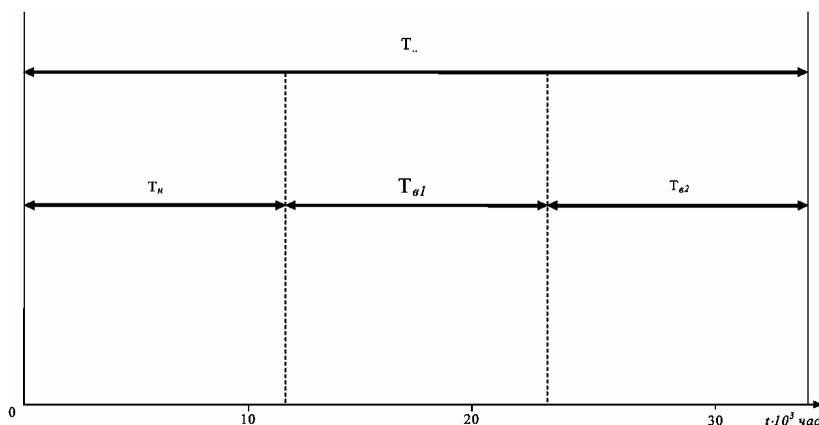


Рис. 5. Диаграмма использования головки поршня при однократном восстановлении: T_H — время эксплуатации новой ГП; T_{B1} — время эксплуатации восстановленной ГП; T_{B2} — время эксплуатации после замены компрессионного кольца ремонтного размера ($h=12,5$ мм); T — долговечность ГП.

Полученные в работе результаты могут использоваться при эксплуатации других типов и моделей судовых двигателей.

Таким образом:

1. Восстановленные поршни с упрочненными трением цементированными канавками могут эксплуатироваться в составе дизеля без ограничений цилиндровой мощности и частоты вращения.
2. В процессе эксплуатации восстановленных поршней не изменяются параметры жидкости в системе охлаждения.
3. Увеличение смазки цилиндра на 4-5 % положительно влияет на увеличение долговечности восстановленных ГП, что объясняется уменьшением износа канавки за счёт коррозии и по данным эксплуатации увеличивает ресурс на 450-600 часов.
4. Исследована зависимость износа канавок от величины выработки втулок. Показано, что при износе втулок более 1,5 мм необходимо регулировать сроки технического обслуживания. Приведен рекомендуемый план-график ТО с учетом износа втулки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Молодцов Н.С., Кривошеков В.Е. Прогнозирование безотказности восстановленных головок поршней судовых малооборотных дизелей // Судостроение. – 1987. – №7. – С.40-42.
2. Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышения их ресурса. – Одесса, 2001. – 341 с.
3. Молодцов Н.С., Слободянюк И.М., Мичурин Л.В., Волков В.Ф. Совершенствование технологии восстановления канавок головок поршней дизелей МАН K6Z 57/80 АЗ, С путем применения цементации и упрочнения трением цементируемых поверхностей. // Морской транспорт. Сер. Судоремонт. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1986. – Вып. 20(1569).
4. Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение качества восстанавливаемых деталей путем цементации и упрочнения трением // Судостроение. – 1988. – № 2. – С. 44-46.
5. Соловьёв Б.И., Емельянов П.С., Иванов В.Д. Эксплуатация дизелей МАН – М.: Транспорт, 1978. – 149 с.
6. Харин В.А., Подушкин С.И., Николаев Б.Е., Дальман М.С., Флоринская М.В. Повышение работоспособности головок поршней двигателей МАН K8Z70/120E // Морской транспорт. – М.: Судоремонт, 1988. – Вып. 15(604). – С. 1-16.
7. Слободянюк И.М., Дегтярь В.И. Способ получения поверхности изделий: А.с. № 1749251. – 1992.
8. РД 31.55.03.06-85 „Рекомендации по оценке и выбору способа восстановления деталей судовых технических средств. Молодцов Н.С., Лехова С.И., Олейник А.И., Кривошеков В.Е.

-
9. Слободянюк И.М. Эксплуатация головок поршней малооборотных дизелей, восстановленных цементированными кольцами, упрочненными трением // Судостроение. – 2003. – № 9-10. – С. 47.

УДК 621.791.01:621.791:669

Лебедев Б.В.
ОНМА

ЗАВАРКА ТРЕЩИН В ЧУГУННЫХ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЯХ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ТЕРМОХИМИЧЕСКИМИ СВАРОЧНЫМИ СРЕДСТВАМИ

Корпусные детали различных машин и механизмов, изготовленные из чугуна – относительно дешевого и технологичного материала, который обладает достаточной прочностью и хорошо поглощает вибрации, нашли широкое применение в судостроении. Существенным недостатком этого материала является его высокая хрупкость, в результате чего при эксплуатации частым дефектом являются трещины в корпусных деталях. Эти дефекты можно устранить сваркой плавлением, которая применительно к чугуну имеет ряд особенностей.

Наиболее частым дефектом при сварке чугунных корпусных деталей является отбел чугуна в околошовной зоне, что с учетом быстрого и неравномерного охлаждения может привести к дополнительным трещинам. Поэтому при сварке чугуна в ряде случаев применяют предварительный подогрев или же используют графитизирующие электроды системы Ni – Si или же электроды системы Cu – Fe.

Довольно часто на практике возникают ситуации, когда в наличии нет необходимого сварочного оборудования или достаточно квалифицированного сварщика, а ремонт необходимо произвести немедленно, даже если этот ремонт будет временной мерой, с тем, чтобы окончательный ремонт произвести в стационарных условиях, когда представится такая возможность.

Такая ситуация часто возникает на судах во время рейса, с различными сельскохозяйственными машинами во время работы в поле и с автотранспортом во время междугородных перевозок.

В этих ситуациях можно использовать для ремонта термохимические сварочные средства, которые не требуют внешних источников энергии, специального оборудования и квалифицированного персонала [1].

Цель настоящей статьи показать и обосновать возможность заварки трещин в чугунных деталях термохимическими сварочными средствами, не требующих внешних источников энергии.

Дополнительным преимуществом таких средств является то, что подбирая компоненты – окислители и восстановители, можно добиться того, что в результате термохимической реакции осуществляется выход металла, заполняющего трещину, с необходимыми характеристиками.

При заварке трещин термохимическими сварочными средствами возникает вопрос о составе выделяемого металла, который должен соответствовать составу, пригодному для заварки трещин в чугуне. Поэтому в результате термохимических реакций из сварочного средства должен выделяться расплав системы Cu – Ni или же системы Cu – Fe. Кроме того, необходимо, чтобы в расплаве присутствовало некоторое количество Si для улучшения процесса графитизации. Этого можно достигнуть, если термохимическая смесь будет содержать в себе в качестве окислителей CuO, Ni₂O, Fe₂O₃, а в качестве восстановителей такие вещества как Al, B, CaSi₂. Такой состав позволяет получать легкоплавкие шлаки, которые остаются жидкими после кристаллизации основного металла, что повышает плотность и чистоту шва.

Необходимая мощность термохимического стержня может быть получена из классических представлений сварки линейным источником тепла, что наиболее полно соответствует случаю заварки трещин.

Согласно этим представлениям, необходимая мощность может быть определена следующим выражением [2]:

$$q = \frac{41,3 \cdot 10^{-3} v_{св} \cdot C \cdot \gamma \cdot S \cdot \eta}{1 - \frac{5 \cdot 10^{-5} \cdot b}{2a}}, \quad (1)$$

где $v_{св}$ — скорость теплового источника сварки, м/с; C — теплоемкость свариваемого металла, Дж/кг К; γ — плотность свариваемого металла, кг/м³; b — коэффициент теплоотдачи детали, с⁻¹, равный

$$b = \frac{2\alpha}{C\gamma S}, \quad (2)$$

где α — коэффициент теплоотдачи Вт/(м²К); η — к.п.д. термохимического стержня, определяемый по данным работы [3] как

$$\eta = \frac{\sqrt{\epsilon_m}}{\sqrt{\epsilon_m} + \sqrt{\epsilon_r}}, \quad (3)$$

где ϵ_m и ϵ_r соответственно коэффициенты тепловой активности материала детали и материала, образующегося в результате термохимической реакции в Дж/(м²Кс^{0,5}).

Прежде чем говорить о возможностях этой операции, необходимо рассчитать необходимую мощность, энергетические характеристики и другие параметры термохимических сварочных стержней, поскольку коэффициенты тепловой активности термитного металла первой и второй систем значительно разнятся.

На рис. 1 и 2 представлены зависимости необходимой мощности термохимического стержня, его плотности и удельной сгораемой массы вещества от толщины детали, в которой заваривается трещина, с учетом того, что удельная мощность термохимического состава как в первом, так и во втором случае составляет примерно 3 кДж/г.

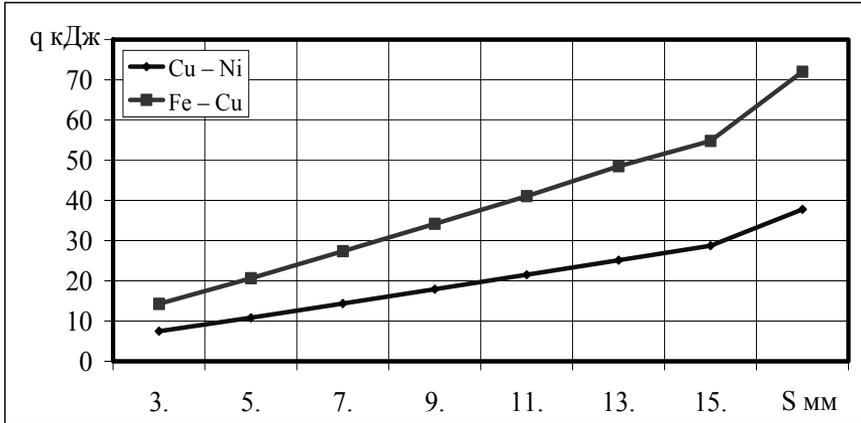


Рис. 1. Тенденция изменения мощности термохимического стержня в зависимости от толщины завариваемой детали. 1. Cu – Ni; 2 – Fe – Cu

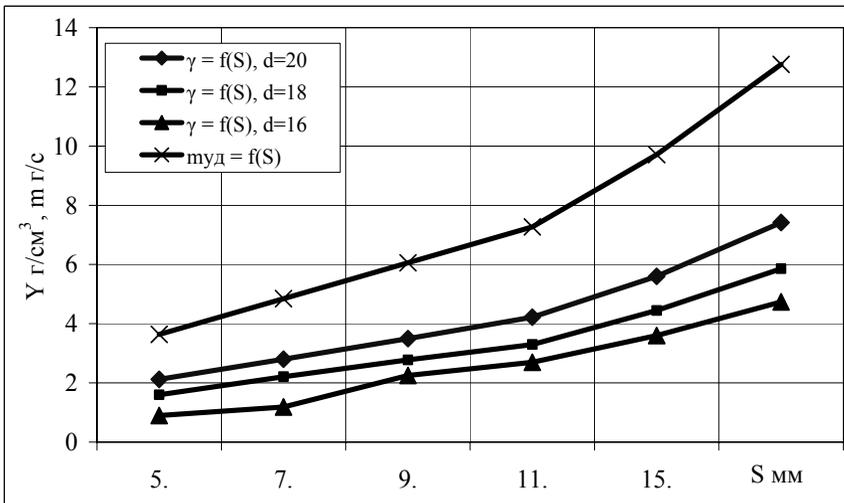


Рис. 2. Тенденция изменения плотности состава и удельной сгораемой массы термохимического карандаша в зависимости от его диаметра и толщины завариваемой детали.

Представленные зависимости дают возможность рассчитать все параметры термохимического стержня, а также определить технологию его изготовления в зависимости от требуемой плотности термохимического состава.

Как видно, при существующей удельной мощности термохимических смесей заварку трещин можно осуществить термохимическими стержнями как одной системы, так и другой, однако стержнями системы Fe – Cu можно заварить трещину в детали толщиной не более 9 мм, так как для больших диаметров необходима очень большая мощность, недостижимая при изготовлении стержней из доступных, экономически оправданных материалов. Что касается системы Cu – Ni, то этими стержнями можно заваривать трещины толщиной до 20 мм. Необходимо отметить, что при заварке трещин стержнями этой системы уплотненные стержни можно использовать при толщине стенки завариваемой детали не более 9 мм. Для всех остальных толщин необходимо использовать прессованные стержни, где обеспечивается значительно более высокая плотность и, следовательно, бóльшая удельная сгораемая масса.

Рекомендации по выбору стержней в зависимости от толщины стенки завариваемой детали показаны в таблице:

Рекомендации по выбору диаметра термохимического стержня и его исполнению в зависимости от толщины завариваемой стенки

№	Толщина стенки S	Диаметр стержня d	Исполнение
1	3	14	Уплотненный
2	5	16	Уплотненный
3	7	18	Уплотненный
3	9	20	Уплотненный
5	11	16	Прессованный
6	15	18	Прессованный
7	20	20	Прессованный

Технология заварки трещин следующая:

а) деталь устанавливается в горизонтальном положении, если это возможно. Трещина разделяется шлифовальным кругом таким образом, чтобы образовалась канавка шириной 2-3 мм на всю длину трещины. Термохимический стержень, выбранный в соответствии с таблицей, надевается на державку и поджигается. Горящий стержень подносится к разделанной трещине таким образом, чтобы он был перпендикулярен ей. Стержень в течение 3 – 4-х секунд удерживается на одном месте в начале трещины, после чего его перемещают со скоростью 2-3 мм/с

вдоль трещины. Во время перемещения стержня происходит заплывание трещины.

В случае, если деталь установить горизонтально не удастся и трещина располагается вертикально, технология заварки остается такой же, причем движение горящего стержня осуществляется сверху вниз. При этом для достижения хорошей провариваемости трещины расход стержней увеличивается в 1,5 – 2 раза, причем каждый последующий стержень поджигается от раскаленного шлака, оставшегося после сгорания предыдущего стержня;

б) для увеличения доли никеля в шве можно перед заваркой поместить в разделанную трещину никелевую проволочку диаметром 3-4 мм на всю длину трещины, после чего производить заплывание. При отсутствии никелевой проволочки можно использовать нихром;

в) для уменьшения вероятности появления новых трещин и отбела чугуна можно использовать предварительный подогрев паяльной лампой. При отсутствии паяльной лампы участок заварки трещины можно прогреть двумя стержнями, проводя ими с двух сторон параллельно трещине на расстоянии 50-60 мм.

Как показывает опыт, такая технология обеспечивает хорошее заполнение трещины и сплавление присадочного материала с основным. Характерный микрошлиф зоны сплавления показан на рис. 3.

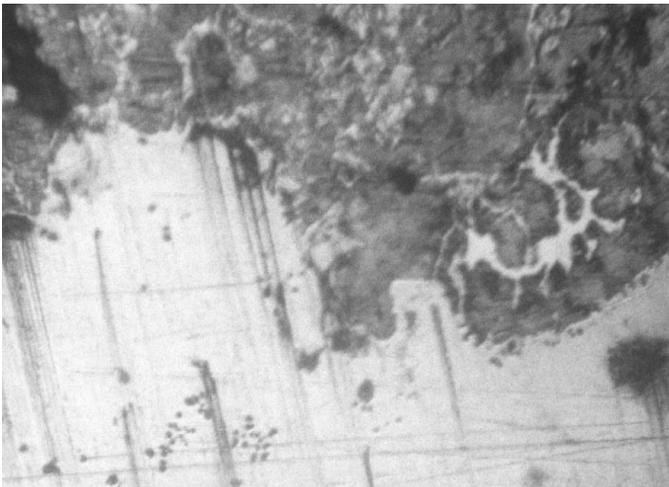


Рис. 3. Характерный микрошлиф зоны сплавления присадочного металла с основным

Следует отметить, что рассматриваемая технология не предлагается как замена существующих технологий заварки трещин в чугунных де-

талях. В основном она рекомендуется для оперативного ремонта при отсутствии иных средств или квалифицированного персонала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедев В.Г. Экзотермические материалы для пайки – сварки. // Сварщик. – 1999. – № 6. С.28
2. Рыкалин Н.Н. Расчеты тепловых процессов при сварке. – М.: Машгиз, 1951. – 296 с.
3. Лебедев В.Г., Лебедев Б.В. Технологические экзотермические смеси и их необходимые энергетические характеристики // Тр. Одесск. политехнич. ун-та. – Одесса: ОПУ, 1998. – Вып. 1. – С. 49

УДК 629.12.03

Аболешкин С.Е., Балыхин Ю.В.
ОНМА, Регистр судоходства Украины

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА СТАБИЛЬНОСТИ ИНТЕГРАЛЬНОГО ПОКАЗАТЕЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Современные условия эксплуатации флота характеризуются ростом уровня автоматизации и энергонасыщенности судовых энергетических установок (СЭУ), снижением численности обслуживающего персонала, повышением требований к надежности и безопасности судового оборудования и перевозок в целом. Актуальным становится использование надежных диагностических систем, позволяющих своевременно получить необходимую информацию о техническом состоянии главного судового дизеля (ГД) как наиболее ответственного элемента СЭУ. Достоверная информация о техническом состоянии ГД является исходной при планировании видов и сроков технического обслуживания и ремонта, определении потребности в материальных и трудовых ресурсах, назначении допустимых режимов работы.

Диагностирование главного судового дизеля имеет целый ряд особенностей, связанных с условиями эксплуатации.

Очевидной является разработка новой концепции построения диагностических систем, позволяющей охватить существующий диапазон судовых энергетических установок, главных двигателей, видов и форм технического обслуживания и ремонта, отвечающей современным требованиям к эксплуатации судов. Необходимо обоснование и экспериментальная проверка вновь создаваемых алгоритмов, критериев и систем диагностики ГД, количества и качества получаемых параметров. Наиболее достоверным способом оценки качества разработанных систем является практическая проверка по результатам эксплуатационных испытаний.

В качестве интегрального критерия для определения технического состояния ГД в условиях эксплуатации целесообразно, на наш взгляд, принять падение индикаторного коэффициента полезного действия (КПД) η_i по сравнению с эталонным η_{i0} , соответствующим текущему эксплуатационному режиму, определяемому средним индикаторным давлением P_{mi} и частотой вращения вала дизеля n [1]. Такой критерий позволит оперативно оценить изменение технического состояния ГД, после чего с использованием необходимых технических средств определить причину возникших отклонений, принять необходимые меры к устранению неисправностей. Это позволит не только избежать возникновения аварийных ситуаций и поломок, но и экономить топливо, т.к.

изменение индикаторного КПД непосредственно указывает на изменение расхода топлива.

Интегральный показатель технического состояния представляет собой отношение текущего индикаторного КПД η_i к эталонному η_{i0} для данного режима

$$W_i = \frac{\eta_i}{\eta_{i0}(P_{Hi}, n)}.$$

В случае изменения интегрального показателя технического состояния ГД W_i в процессе эксплуатации судовой экипаж должен откорректировать режим работы [2], а также, основываясь на результатах диагностирования, выполнить необходимое техническое обслуживание или ремонт.

Корректировка режима работы ГД должна производиться как на основании информации о техническом состоянии двигателя, так и в соответствии с текущим техническим состоянием элементов судового пропульсивного комплекса [3]

Критерии и показатели технического состояния ГД должны соответствовать определенным требованиям, вызванным особенностями эксплуатации ГД. Одними из основных, на наш взгляд, являются информативность и стабильность получаемых значений.

Под информативностью следует понимать, что изменение значения предложенного показателя или критерия однозначно будет указывать на изменение технического состояния соответствующего элемента судового комплекса. Экспериментальная проверка информативности предложенного интегрального показателя W_i была проведена на судах «Профессор Кудревич» ГД 6RD56 и «Степан Артеменко» ГД 6RND68M. Результаты испытаний показали, изменение технического состояния ГД, проведенное техническое обслуживание или ремонт однозначно отражаются на изменении W_i [4].

Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния ГД W_i заключалась в определении его значения на различных эксплуатационных режимах работы. В этом случае изменение режима работы ГД не должно оказывать влияния на величину W_i . То есть, определение значения интегрального показателя W_i при нормальных метеорологических условиях может быть произведено на любом эксплуатационном режиме, и его величина должна зависеть только от технического состояния ГД.

Для проверки этого условия были проведены серии эксплуатационных испытаний и определены значения интегрального показателя технического состояния W_i на различных режимах работы ГД и осадках судна.

На т/х "Профессор Кудревич" были произведены пять серий испытаний судового комплекса на различных эксплуатационных режимах. Изменение интегрального показателя технического состояния ГД Зульцер 6RD56 W_i на различных эксплуатационных режимах по сериям испытаний представлены в табл. 1.

Таблица 1. Изменение интегрального относительного показателя технического состояния W_i на различных эксплуатационных режимах т/х "Профессор Кудревич"

№ серии	Ед. изм.		№ замера				Среднее
			1	2	3	4	
1	n	об/мин	157	141	130	122	0,9928
	W_i		1,0009	0,9899	0,9992	0,9812	
	ΔW_i	%	+0,8	-0,3	+0,6	-1,1	
2	n	об/мин	157	143	132		0,9573
	W_i		0,9557	0,9459	0,9703		
	ΔW_i		-0,2	-1,1	+1,3		
3	n	об/мин	143	133			0,9366
	W_i		0,9321	0,9410			
	ΔW_i	%	-0,5	+0,4			
4	n	об/мин	144	123			0,9018
	W_i		0,9018	0,9017			
	ΔW_i	%	0,0	0,0			
5	n	об/мин	156	146	134	125	0,9457
	W_i		0,9616	0,9376	0,9410	0,9436	
	ΔW_i	%	+1,6	-0,8	-0,6	-0,2	

Как видно из табл. 1, изменение W_i главного двигателя на различных эксплуатационных режимах для любой серии испытаний не превысило 1,5 %.

Изменение интегрального относительного показателя технического состояния W_i главного двигателя 6RND68-M т/х "Степан Артеменко" на различных эксплуатационных режимах представлены в табл. 2.

Как видно из табл. 2, изменение показателя W_i не превысило 0,8 %.

Представленные результаты эксплуатационных испытаний предложенного интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя W_i показали его достаточную информативность и стабильность, подтверждают корректность принятого алгоритма определения в условиях эксплуатации [5]. Необходимо учитывать, что показатель W_i является интегральным, его изменение указывает на изменение технического состояния дизеля в целом, но не указывает конкретной причины появившихся отклонений. Для ее выяснения необходимо использование специальных измерительных систем. Однако, учет изме-

нения интегрального показателя W_i дает возможность проследить и прогнозировать изменение технического состояния ГД в процессе эксплуатации, технического обслуживания или ремонта. Это позволит планировать виды и сроки технического обслуживания или ремонта ГД, оценить качество проведенных работ, установить уровень профессиональной подготовки обслуживающего персонала.

Таблица 2. Изменение интегрального относительного показателя технического состояния W_i на различных эксплуатационных режимах т/х "Степан Артемченко"

№ серии		Ед. изм.	№ замера			Среднее
			1	2	3	
1	n	об/мин	125	117	109	0,9448
	W_i		0,9403	0,9440	0,9501	
	ΔW_i	%	-0,5	-0,1	+0,6	
2	n	об/мин	121	118	111	0,9030
	W_i		0,8930	0,9063	0,9098	
	ΔW_i	%	-1,0	+0,4	+0,7	
3	n	об/мин	123	116		0,9110
	W_i		0,9140	0,9080		
	ΔW_i	%	+0,3	-0,3		
4	n	об/мин	120	116	105	0,9048
	W_i		0,8990	0,9091	0,9063	
	ΔW_i	%	-0,6	+0,5	+0,2	

Вместе с тем на величину интегрального показателя технического состояния ГД W_i существенное влияние могут оказывать внешние условия, при которых производилось его определение, качество используемого топлива.

Проведенные эксплуатационные испытания не дают возможности оценить влияние внешних условий на величину получаемого интегрального показателя технического состояния. Испытания на т/х «Профессор Кудревич» проходились при схожих внешних условиях. Главный дизель т/х «Степан Артемченко» испытывался при различных метеорологических условиях, однако проводимые ремонтные работы на ГД не дают возможности разделить влияние изменения технического состояния от изменения внешних условий. В программе эксплуатационных испытаний подобные вопросы предусмотрены не были.

Однако на этих вопросах необходимо остановиться. Назначение текущих параметров работы ГД, оценка его технического состояния с использованием различных методов и средств диагностики должно производиться с учетом внешних условий и качества используемого топлива, так как на основании полученных показателей корректируется ограничительная ха-

рактика, выбирается режим работы ГД, планируется его техническое обслуживание и ремонт, то есть от них зависит безопасность, надежность и эффективность эксплуатации ГД и судна в целом.

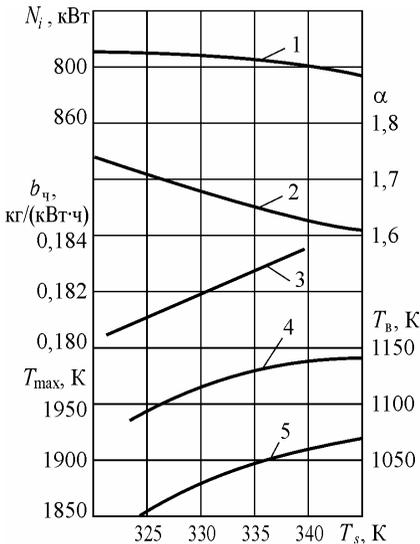


Рис. 1. Влияние температуры наддувочного воздуха на расчетные показатели дизеля T112c-S: 1 — индикаторная мощность; 2 — коэффициент избытка воздуха; 3 — удельный расход топлива; 4 — температура газов в конце расширения; 5 — максимальная температура сгорания

воздуха оказывается более существенным, чем изменение барометрического давления.

На рис. 2 показано изменение величины эффективной мощности N_e с учетом изменения атмосферных условий.

Эталонные рабочие параметры дизеля устанавливаются при стандартных атмосферных условиях или при определенных условиях проведения испытаний. Эксплуатационные внешние условия проведения испытаний для оценки технического состояния дизеля могут оказывать значительное влияние на величину получаемых параметров по сравнению с эталонными.

Снижение мощности N_e дизеля из-за влияния атмосферных условий может быть рассчитано (в процентном отношении) как сумма влияний различных факторов

Температура окружающего воздуха, его давление и влажность оказывают существенное влияние на режимные показатели дизеля, а следовательно, и на все показатели его работы.

Изменение атмосферных условий влияет, прежде всего, на давление P_s и температуру T_s воздуха на входе в цилиндр. Увеличение температуры наддувочного воздуха T_s или снижение давления P_s приводит к снижению массы заряда воздуха в цилиндрах двигателя. Как следствие этого снижается величина коэффициента избытка воздуха α , возрастает максимальная температура сгорания T_{max} , повышается расход топлива и температура выпускных газов $T_в$ (рис. 1). Падение барометрического давления по своему влиянию аналогично повышению температуры окружающей среды, однако, в процентном отношении влияние изменения температуры атмосферного

$$\Delta N_e = a + b + c,$$

где $a = 0,5\%$ на каждый градус температуры окружающей среды, превышающей указанную в контракте на поставку; $b = 1,0\%$ на каждые 100 м высоты, превышающей контрактную; $c = 0,4\%$ на каждый градус температуры охлаждающей воды в воздухоохладителе, превышающей указанную в контракте.

Для пересчета показателей работы дизеля в зависимости от внешних условия имеются различные формулы [6, 7]. Международная конференция по двигателям внутреннего сгорания СИМАС-1971 рекомендует формулы пересчета для четырехтактных дизелей с наддувом, в основу которых положены степенные зависимости индикаторной мощности от параметров атмосферного воздуха [8]. Эти формулы впоследствии стандартизованы в требованиях DIN ISO 3046 [9].

При эксплуатации дизелей для оценки влияния атмосферных условий на показатели работы дизеля используют коэффициенты пересчета мощности

$$N_i = k_n N_{ист},$$

где $N_{ист}$ — мощность, замеренная при определенных атмосферных условиях (t_n, P_n, ψ_{bn}).

Коэффициент пересчета мощности определяют по различным эмпирическим зависимостям, например, Л.В. Ефремова

$$k_n = 1 - 0,001[k_{15}\Delta t + 0,1(\Delta P + \Delta\psi_b)],$$

где k_{15} — эмпирический коэффициент, который для четырехтактных дизелей без наддува равен 0,4...0,5, а для четырехтактных с наддувом и двухтактных — 0,6...0,7;

$$\Delta t = t - t_n; \quad \Delta P = P_n - P; \quad \Delta\psi = \psi_n - \psi_{bn},$$

где t_n, P_n, ψ_{bn} — соответственно значения температуры, давления, относительной влажности окружающего воздуха при принятом базовом режиме (или при нормальных условиях $t_n = 20^\circ\text{C}$; $P_n = 700$ мм рт. ст.; $\psi_{bn} = 70\%$); t, P, ψ_b — соответственно те же величины, замеренные при определении N_i .

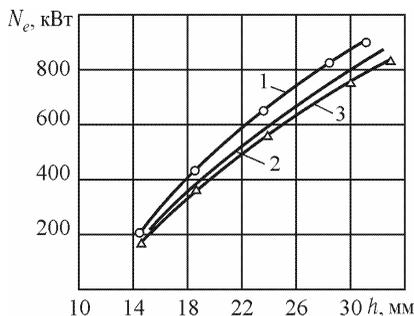


Рис. 2. Зависимость мощности дизеля фирмы MWM марки TBD440–6K, работающего на винтовой характеристике, от положения река топливных насосов высокого давления: 1 — судовая; 2 — расчетная с учетом атмосферных условий; 3 — стендовая

Возможно использование и других зависимостей для определения коэффициента пересчёта мощности в связи с изменением атмосферных условий.

Существующие алгоритмы и системы диагностики, показатели и критерии технического состояния главного судового дизеля, как правило, предусматривают сравнение текущих показателей работы дизеля с некоторыми эталонными. Поэтому в процессе производимых эксплуатационных замеров необходимо учитывать текущие атмосферные условия. Это даст возможность избежать ошибочных решений по техническому состоянию дизеля, назначению режимов его работы, проведению технического обслуживания и ремонта.

Техническое состояние ГД в условиях эксплуатации оценивается, как правило, на различных режимах его работы. При этом значения полученных критериев и показателей должны зависеть только от технического состояния дизеля. Режим работы ГД на значения показателей его технического состояния влиять не должен. Это позволит оценивать техническое состояние во всем диапазоне работы дизеля. Проведенные эксплуатационные испытания показали, что интегральный относительный показатель технического состояния главного судового дизеля W_i достаточно информативен и может быть определен на любом эксплуатационном режиме.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Конаков Г.А., Чорба В.А., Аболешкин С.Е. Интегральная оценка технического состояния судового малооборотного дизеля в составе пропульсивного комплекса в условиях эксплуатации // Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота: ЭИ. – М: В/О «Мортехинформреклама». – 1989. – Вып. 16 (708). – С. 15-21.
2. Аболешкин С.Е. Определение допустимых режимов работы главного судового дизеля в условиях эксплуатации // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 10. – Одесса: ОНМА. – С. 29-33.
3. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с.
4. Чорба В.А., Аболешкин С.Е., Колегаев М.А. Экспериментальная проверка алгоритма интегральной оценки технического состояния главного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – Вып. 1. – Одесса: ОГМА. – С. 29-33.
5. Аболешкин С.Е. Оценка технического состояния судового комплекса с винтом регулируемого шага: Дис. канд. техн. наук: 05.08.05 – Одесса, 1992. – 163 с.

6. Брук М.А., Виксман А.С., Левин Г.Х. Работа дизеля в нестационарных условиях. – Л.: Машиностроение, 1981. – 208 с.
7. Брук М.А., Рихтер А.А. Режимы работы судовых дизелей. –Л.: Судпромгиз, 1963. – 482 с.
8. Gutschow G. Leistungsbemessung für Motorschiffe // Schiff und Hafen. – 1972. – Heft 10. – S. 3-7.
9. DIN ISO 3046. Teil 1. Hubkolben – Verbrennungsmotoren Anforderungen. Normbezugsbedingungen und Angaben über Leistung, Kraftstoff und Schmieroilverbrauch. – 1991. – 19 s.

УДК 621.431.74.03

Половинка Э.М., Бузовский В.А.
ОНМА

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА РАБОЧЕГО ТЕЛА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Развитие судовых дизелей и совершенствование их эксплуатации требует углубленного исследования рабочих процессов в основных системах. К ним относятся в первую очередь системы впрыскивания топлива, во многом определяющие эксплуатационные параметры двигателей. Особый интерес представляют нетрадиционные подходы к управлению топливоподачей, базирующиеся на изменении характеристик рабочего тела этих систем. Развитию одного из направлений в реализации пути совершенствования процессов впрыскивания топлива в дизелях посвящены исследования, результаты которых представлены в данной статье.

Исследованиями установлено [1-7], что в топливных системах с насосами, которые имеют объемную разгрузку, наблюдается газовая фаза, т.е. топливо находится в двухфазном состоянии, как на участке низкого, так и высокого давления. Наличие воздуха в топливе изменяет его физические свойства и оказывает влияние на процесс топливоподачи. Наибольшее влияние его присутствие оказывает на сжимаемость и, как следствие, скорость распространения волн давления. 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 давления в сопле. По мере повышения давления скорость истечения смеси приближается к скорости истечения топлива.

Данные, приведенные в указанных работах, свидетельствуют о целесообразности исследований по управлению топливоподачей за счет состава смеси топлива с газообразными добавками, в частности, с воздухом.

В данной статье приводятся исследования влияния двухфазной среды пузырьковой структуры на процесс топливоподачи и управление этим процессом посредством изменения состава рабочего тела при помощи дозированных добавок воздуха в топливоподающую систему судового дизеля.

Испытания системы впрыскивания судового среднеоборотного дизеля ЧН25/34 проводились в лабораторных условиях на безмоторном стенде.

Основные характеристики системы следующие:

- топливный насос высокого давления (ТНВД) золотниково-го типа с регулированием по концу подачи;
- диаметр и ход плунжера 16 мм;
- форсунка с механическим запираем, неохлаждаемая;
- распылитель форсунки с отверстиями $9 \times 0,35 \times 140^\circ$, давление подъема иглы 21 МПа.

На первом этапе предусматривалась подача воздуха в полость подводящего штуцера ТНВД через малогабаритный невозвратный клапан с плоской запорной поверхностью и дросселем диаметром 0,7 мм.

Схема стендовой топливной системы приведена на рис. 1. Топливный насос высокого давления 1 и форсунка 2 соединены трубопроводом высокого давления 3. Привод ТНВД осуществляется при помощи электродвигателя 4.

Для гашения колебательных процессов в системе, вызванных работой ТНВД, предусмотрен демпфер 5. Топливо к ТНВД подается из расходной цистерны легкого топлива 6 по трубопроводу 7 шестеренчатым топливоподкачивающим насосом 8 через фильтр 9.

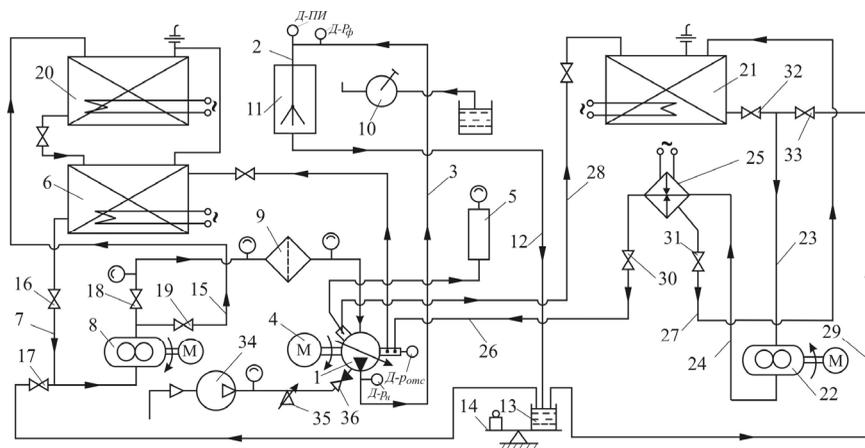


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Для регулирования форсунки и тарировки датчиков давления используется ручной насос высокого давления 10, подключаемый на время регулирования с помощью переходников. Впрыскивание топлива форсункой производится в глушитель 11, откуда оно по трубопроводу 12 сливается в емкость 13, расположенную на весах 14. Весы используются для замера расхода топлива в процессе испытаний. Из емкости 13 топливо периодически (по мере накопления) по трубопроводу 15 при соответствующем переключении вентилей 16, 17, 18 и 19 отводится в

цистерну 20. В работе цистерна 6 заполнена полностью, а в цистерне 20 уровень изменяется в зависимости от расхода топлива. Обе цистерны оборудованы электрическими подогревателями. Подогрев топлива осуществляется по мере необходимости.

Для работы на тяжелом топливе в системе предусмотрен автономный контур. В этом случае топливо из расходной цистерны тяжелого топлива 21 (которая также оборудована электроподогревателем) топливоподкачивающим насосом 22 по трубопроводам 23 и 24 через подогреватель 25 по трубопроводу 26 поступает к ТНВД либо по трубопроводу 27 снова в цистерну 21. В первом случае из ТНВД по трубопроводу 28 организован возврат топлива в цистерну 21. Вторым вариантом предполагается предварительный разогрев топлива, находящегося в цистерне 21, подогревателе 25 и трубопроводах системы. Из ёмкости 13 топливо насосом 22 по трубопроводам 29,23,24 через подогреватель 25 и трубопровод 27 отводится в цистерну 21. Эту операцию осуществляют переключением соответствующих вентилей 30,31,32 и 33.

Подача воздуха в систему в процессе испытаний осуществляется компрессором 34 при открытом пробковом кране 35, через невозвратный клапан 36 непосредственно во всасывающую полость ТНВД.

Система оборудована контрольно-измерительными приборами и датчиками замера показателей топливоподачи (Д-р_н, Д-р_ф, Д-р_{отс}, Д-ПШ — давления у насоса, форсунки, отсечки топлива и подъема иглы форсунки соответственно), соединенными с регистрирующей аппаратурой, позволяющей осциллографировать происходящие процессы.

В ходе экспериментальных исследований определялись следующие показатели топливоподачи:

- давление топлива у форсунки p_f ;
- давление топлива у насоса p_n ;
- давление отсечки топлива $\Delta p_{отс}$;
- остаточное давление топлива p_T ;
- угол начала впрыскивания φ_n ;
- угол конца впрыскивания φ_k ;
- угол впрыскивания $\varphi_{вп}$;
- цикловая подача топлива $q_{ц}$.

Фазовые параметры φ_n , φ_k ориентированы на условную отметку ВМТ распредвала.

Параметры впрыскивания определены по осциллограммам, цикловая подача измерена весовым способом.

Давление воздуха при испытаниях изменялось в диапазоне $p_{в} = (0...57)$ кПа. Давление подкачки было постоянным, равным 50 кПа,

число оборотов распределительного вала ТНВД составляло $C=203$ об/мин. Опыты выполнены при фиксированном положении рейки ТНВД $m = 24$ мм. Максимальное давление воздуха соответствовало предельному значению, предшествовавшему срыву подачи.

Данные испытаний и результаты обработки осциллограмм представлены в табл. 1, по которым построены характеристики топливоподачи в зависимости от давления воздуха, представленные на рис. 2.

Таблица 1. Параметры процесса впрыскивания при различном давлении воздуха

№№ п/п	Анализируемые параметры	Ед. изм.	Режимы			
			1	2	3	4
1	Давление воздуха p_v	кПа	0	51	55	57
2	Разность давлений подкачки и воздуха $\Delta P_{в,т}$	кПа	–	2	5	7
3	Давление топлива у насоса p_n	МПа	42,9	43,2	38,8	35,7
4	Давление топлива у форсунки p_{ϕ}	МПа	46,8	46,9	41,7	37,8
5	Давление отсечки, $\Delta P_{отс}$	МПа	0,34	0,057	0,027	0,038
6	Угол начала впрыскивания φ_n	°ПРВ	15,34	14,75	13,11	11,8
7	Угол конца впрыскивания φ_k	°ПРВ	-2,95	-2,95	-3,42	-3,54
8	Угол впрыскивания $\varphi_{вп}$	°ПРВ	12,4	11,8	9,7	8,26
9	Цикловая подача топлива $q_{ц}$	г/цикл	1,28	1,2	0,8	0,7

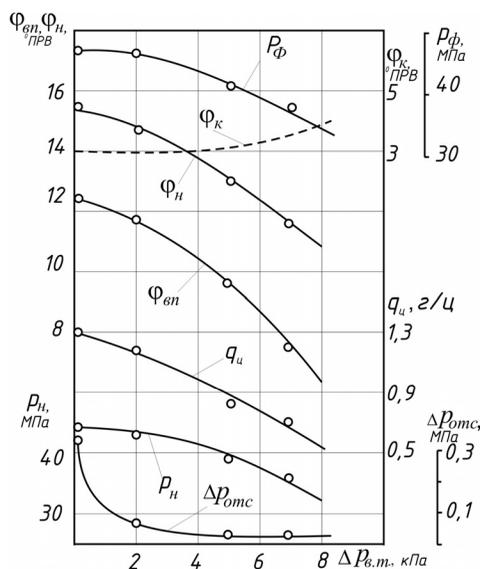


Рис. 2. Зависимость параметров впрыскивания от давления воздуха на входе в ТНВД

Графики построены в функции от $\Delta P_{\text{В.Т}}$ — перепада давлений воздуха и подкачки. Знак “-“ для угла $\varphi_{\text{к}}$ окончания впрыскивания означает, как следует из приведенных величин, опережение по отношению к ВМТ.

Ход процесса впрыскивания для крайних условий испытаний: без подачи воздуха и при максимальном $p_{\text{в}}$ — показан на осциллограммах (рис. 3, 4).

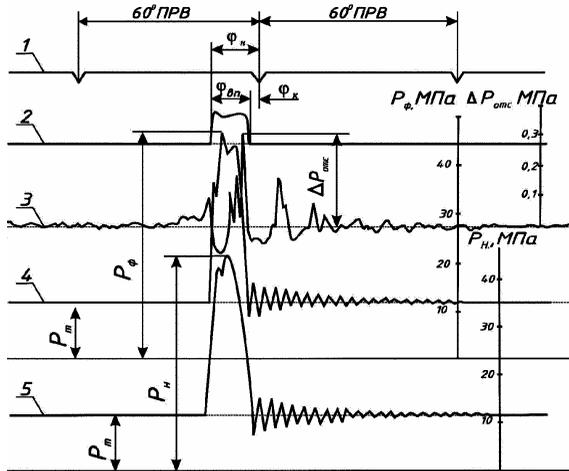


Рис. 3. Осциллограмма процесса впрыскивания без подачи воздуха в ТНВД: 1 — фазовая отметка поворота распредвала; 2 — подъем иглы форсунки; 3 — давление отсечки топлива; 4 — давление топлива у форсунки; 5 — давление топлива у насоса.

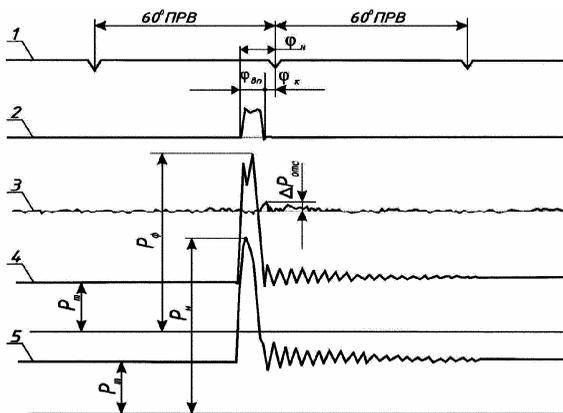


Рис. 4. Осциллограмма процесса впрыскивания с максимальным давлением воздуха перед ТНВД

Характер кривых на рис. 2 и данные табл. 1 свидетельствуют о существенном влиянии состава топливоздушнoй смеси, поступающей в ТНВД, на все параметры впрыскивания. Максимальное различие соответствует режимам 1, 4. Численное соотношение характеристик топливоподачи на этих режимах представлено в табл. 2. На режиме 4 с максимальным давлением воздуха наблюдается уменьшение всех параметров.

Анализ изменения процесса топливоподачи целесообразно провести, используя одновременно данные табл. 2 и осциллограммы рис. 3, 4.

Таблица 2. Изменение параметров топливоподачи на режимах 1, 4

№№ п/п	Параметры	Соотношение, %
1	Давление топлива у насоса p_n	16,7
2	Давление топлива у форсунки, p_ϕ	19,2
3	Давление отсечки топлива, $\Delta P_{отс}$	88,7
4	Угол начала подачи топлива по форсунке, ϕ_n	23,0
5	Угол конца впрыска, ϕ_k	16,6
6	Общий угол впрыска, $\phi_{вп}$	33,3
7	Цикловая подача топлива, $q_{ц}$	45,3

Кривые давления топлива у насоса и форсунки не имеют существенных качественных отличий. Не столь велики и количественные: снижение составляет 16,7% и 19,2%.

Перемещение иглы форсунки имеет идентичный характер. Однако фазы изменились заметно: впрыскивание начинается позже и заканчивается раньше при подаче воздуха. В итоге общий угол впрыскивания $\phi_{вп}$ уменьшился на треть — на 33%. Сокращение $\phi_{вп}$ совместно с падением давления топлива привели к значительному — почти на половину (45%) снижению цикловой подачи.

И, наконец, для одного из важных эксплуатационных параметров — давления отсечки $\Delta P_{отс}$ — получено качественное и количественное улучшение. Кривые на осциллограммах принципиально отличны, а численное значение на режиме 4 почти в девять раз меньше, т.е. волновые явления в системе низкого давления практически устранены.

Выводы

1. При впрыскивании топлива в дизелях имеются периоды существования топливоздушнoй смеси.

2. Добавка воздуха на всасывание ТНВД позволяет управлять параметрами впрыскивания.

3. Наиболее широкий диапазон регулирования за счёт добавки воздуха может быть получен по цикловой подаче и давлению отсечки: изменение в два и девять раз соответственно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вихерт М.М., Мазинг М.В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей: Конструкция и параметры. — М.: Машиностроение, 1978. — 176 с.
2. Мурзин Д.С. Влияние режима работы топливной системы дизеля на состояние двухфазной среды в линии высокого давления. — М.: Моск. авто.-дор. ин-т., 1981. — 11 с.
3. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
4. Симонеску А., Быржоиану А., Лэзерэску Э., Хомутеску К. Влияние воздуха, введенного в топливную систему, на расход топлива дизельного двигателя Д-103 // Buletinul institutului politehnic din Iasi. — Т. 20, tasc. 1-2. — Sectia 4. — 1974. — С. 53-58.
5. Файнлеб Б.И. Исследование растворимости воздуха в дизельном топливе // Тр. Центр. науч.-исслед. ин-та топл. апп. автотракторн. и стац. двигателей, 1968. — С. 18-21.
6. Мазинг М.В. Особенности истечения топлива, находящегося в смеси с воздухом // Тр. Центр. науч.-исслед. автом. и автотракторн. ин-та, 1969. — Вып. 111. — С. 27-41.
7. Семенов Н.И., Костерин С.И. Результаты исследования скорости звука в движущихся газожидкостных смесях // Теплоэнергетика. — 1964. — №6. — С. 46-51.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.431.74-571.-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А. Динамика пуска судового среднеоборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 5-10.

Представлены данные экспериментального исследования, позволяющие детально проследить развитие рабочих процессов при пуске дизеля сжатым воздухом. Предложена методика анализа динамики пуска, раскрывающая феноменологию рассматриваемых процессов. Даны численные характеристики рабочего процесса и динамики дизеля при пуске.

Илл. 3. Табл. 2. Список лит. 6.

Polovinka E.M., Kolegayev M.A. Dynamics of Starting Marine Middle Speed Diesel // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – № 11. – Odessa: ONMA. – P. 5-10.

The data of experimental research give the possibility to monitor in details the development of working process when starting the diesel with compressed air. The method of analyzing the dynamics of starting diesel is proposed that discloses the phenomenology of abovementioned processes. Quantitative characteristics of the working process and the dynamics of a diesel at starting are given.

Ill. 3. Tabl. 2. Bibl. 6.

УДК 621.421.74

Богданов Б.П. Прочность и устойчивость огневой камеры котла при наличии дефекта листа обшивки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 11-17.

С применением различных методик вычислены напряжения и деформации в стенках огневой камеры при наличии дефекта в листе корпуса камеры. Показано, что обнаруженное расслоение листа не является угрожающим для дальнейшей эксплуатации детали.

Илл. 3. Табл. 4. Список лит. 6.

Bogdanov B.P. Strength and Rigidity of a Fire Chamber of a Boiler Figures in Case of Skin Plate Defect // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – № 11. – Odessa: ONMA. – P. 11-17.

Using different methods strains and deformations of the walls of fire chamber were calculated in case of a skin plate defect. It was shown that peeling of a plate is not threatening for future use of the part.

Ill. 3. Tabl. 4. Bibl. 6.

УДК 621.431.74.18-19

Бойко П.В., Лихогляд К.А., Бондарь С.А. Показатели, нормирующие оценку эксплуатационных качеств судовой энергетической установки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 18-22.

Предлагаются для оценки эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса, состояния элементов судовой энергетической установки на всем протяжении эксплуатационного периода принятые нормирующие показатели. Выполнен анализ и приведены результаты расчета для ряда морских судов нормирующих показателей на начало и на конец года.

Табл. 1. Список лит. 6.

Boyko P.V., Likhoglyad K.A., Bondar S.A. Specification Figures that Normalize Estimation of Performance of Marine Power Plant // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – № 11. – Odessa: ONMA. – P. 18-22.

To estimate performance of hydromechanical complex, the state of elements of marine power plants during all the period of exploitation conventional normalizing specification figures are proposed. Analyses were made and the results of calculation of normalizing specification figures for a number of seagoing ships at the beginning and the end of year are given.

Tabl. 1. Bibl. 6.

УДК 621.431.74.038

Колпакчи Э.М., Коханский А.И. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 23-33.

Показана проблема в работе главных двигателей речных пассажирских судов в летнее время в условиях мелководья. Приведен критерий оценки рабочих процессов дизеля и пути решения.

Илл. 6. Список лит.: 4 назв.

Kolpakchi E., Kohansky A. Characteristics of Technical Maintenance of Power Plant of Passenger Ship that Works in Strained Pass // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – № 11. – Odessa: ONMA. – P. 23-33.

The problem of running main engines of river passenger ships in summer in shallow waters is discussed. Criteria for estimation the work of a diesel and the ways to decide the problem are shown.

Ill.6. Bibl. 4.

Барсуков С.И., Кнауб Л.В., Пизинцали Л.В. Акустическое сопротивление распылителя форсунки как определяющий параметр распыливания топлива // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 34-42.

Рассматривается акустическое сопротивление распылителя форсунки как определяющий параметр распыливания топлива. Получено новое аналитическое соотношение акустического сопротивления, оказывающее ощутимое влияние на характер движения струи при впрыске топлива.

Илл. 2. Список лит. 8.

Barsukov S.I., Knaub L.V., Pizintsali L.V. Acoustic resistance of injector atomizer as determinative parameter of atomizing fuel // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 34-42.

Acoustic resistance of injector atomizer is investigated. New analytical correlation of acoustic resistance was obtained that tangibly influences jet movement at fuel injection.

Ill. 2. Bibl. 8.

УДК 629.12.06:628.84

Голиков В.А., Цюпко Ю.М. Исследование динамических характеристик комплекса - судовой системы кондиционирования воздуха жилых помещений и человек // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 43-51.

Выполнены исследования динамических характеристик судовых систем кондиционирования воздуха и влияние их на организм человека.

Математическая модель терморегуляции человека, основанная на дифференциальных уравнениях теплообмена и сплошности потока, учитывающая законы регулирования в организме человека, и математическая модель помещения и подачи воздуха рассматривались в комплексе, что позволило увидеть их взаимосвязь. Данные исследований позволят при проектировании систем комфортного кондиционирования воздуха для жилых помещений предусмотреть возможность достаточно широкого индивидуального регулирования температуры воздуха в помещении и подачи свежего наружного воздуха.

Илл. 12, Табл. 1, Список лит. 11.

Golikov V.A., Tsyupko Y.M. Research of dynamic characteristics of a complex — ship air conditioning system of accommodation spaces and man // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 43-51.

The researches of dynamic characteristics of ship air conditioning systems and influence them on an organism of the man are carried out. Mathematical model of a thermoregulation of the man grounded on the differential equations of thermoexchange of a stream which is taking into account control laws in an organism of the man and mathematical model of a location and air delivery were surveyed in a complex, that has allowed to see their correlation. The data of researches will allow at projection of systems of a comfortable air conditioning for accommodation spaces to provide a possibility of enough wide individual attemperament of air in a location and delivering of fresh air.

Ill. 12 Tabl. 1. Bibl. 11.

УДК 621.431.74.-233.21(043)

Волков А.В. Исследование влияния искусственного микро рельефа на процесс фреттинг-коррозии тонкостенных вкладышей подшипников скольжения СДВС // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 52-55.

Показано, что бороться с фреттинг-коррозией на тыльной стороне вкладышей подшипников скольжения можно методом нанесения искусственного микро рельефа.

Список лит. 3.

УДК 621.431.74.-233.21(043)

Volkov A.V. Investigation of the Influence of Artificial Microrelief on Fretting Corrosion of Thin Walled Bearing Brasses of Marine Internal Combustion Engines // *Ship power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 52-55.

It is shown, that preventing of fretting corrosion on the bearing brasses is possible by creation artificial microrelief on these surfaces.

Bibl. 3.

УДК 621.45.02

Черныш И.И., Гаврилюк В.Н. Влияние газораспределения на рабочий процесс и работу дизеля // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 56-65.

Рассмотрены способы улучшения экономических и экологических показателей дизеля на различных режимах работы посредством изменения фаз газораспределения.

Илл. 9. Список лит. 8.

Chernysh I.I., Gavrylyuk V.M. Influence of Gas Phases on Working Process and Diesel Functioning // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 56-65.

The ways of improvement of economic and ecological parameters of a diesel engine on various modes of operations by means of distribution phases changing are considered. Ill. 9. Bibl. 8.

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Добровольский К.П. Изменение характеристик прецизионных деталей топливной аппаратуры судового дизеля в эксплуатации // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 66-73.

Выполнен анализ износа прецизионных пар топливной аппаратуры дизелей. Представлены результаты эксплуатационных испытаний плунжерных пар ТНВД судового среднеоборотного дизеля на средневязком топливе. Отмечено интенсивное кавитационное разрушение отсечных кромок плунжеров.

Илл. 3. Список лит. 4.

Polovinka E.M., Dobrovolsky K.P. Change of Parameters of Precise Parts of Fuel Apparatus of Marine Diesel in Operation // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 66-73.

Analyses of wear of precise parts of fuel apparatus was made and the results of field trials of high pressure fuel pump elements of medium-reverse marine diesel using fuel of medium viscosity are given. Intensive cavitation destruction of plunger expansion edges is marked.

Ill. 3. Bibl. 4.

УДК 517.938:62-833.6

Воловник М.С., Коноваленко Л.К. Разработка схемы осциллографирования переходных процессов электропривода переменного тока // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 74-80.

Приведены результаты осциллографирования переходных процессов в электроприводе переменного тока, полученные экспериментально с использованием персонального компьютера. Дана методика разработки схемы.

Илл. 5. Список лит. 4.

Volovnik M.S., Konovalenko L.K. Elaboration of Diagram for Oscillographic Testing of Transient Processes in Electric Drive on Alternating Current // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 74-80.

The results of oscillographic testing of transient processes in electric drive on alternating current received experimentally with the use of personal computer are cited. The method of diagram creation is given.

Ill. 5. Bibl. 4.

УДК 629.5.035.5В.001.76: 629.544

Будашко В.В. Перетворення енергії в допоміжній гребній енергетичній установці // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 81-85.

Наведено результати моделювання в пакеті “MatLab” трьохрівневого перетворювача електроенергії з поліпшеним гармонічним складом вихідної напруги допоміжної гребної енергетичної установки контейнеровоза типу ULCVs.

Іл. 3. Список літ.: 6.

Budashko V.V. Energy Transformation in Auxiliary Power Plant // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: ONMA. – 2004. – № 11. – P. 81-85.

Executed modeling in package «MatLab» the three-level power converter with the improved harmonious structure of output voltage auxiliary rowing power installation of container vessel ULCVs types.

Илл. 3. Bibl. 6.

УДК 621.431. 74

Луковцев В.С. Противоаварийное управление судовыми энергетическими установками // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 86-94.

Приведены результаты исследования ненормальных процессов в судовых энергетических установках и решения задач их предотвращения и устранения, совокупность которых представляет собой новое теоретическое обобщение, позволяющее решить проблему повышения бесперебойной работы судовых энергетических установок за счет создания систем управления техническими объектами с противоаварийными функциями.

Рис.: 3. Список лит.: 3 назв.

Lukovtsev V.S. Antiemergency Control by the Ship Energy Plant // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: ONMA. – 2004. – № 11. – P. 86-94.

It's brought results of study of abnormal processes in ship energy plants, and decisions of problems of their prevention and removal, which collection presents itself new theoretical generalization, allowing solve a problem increasing of steady functioning the ship energy plants to account of creation a control system by technical objects with antiemergency functions.

Илл. 3. Bibl. 3.

УДК 621.313.84-843:629.5

Слыньченко А.А. Судовой линейный дизель-генератор // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 11. – Одесса: ОНМА. – С. 95-99.

Исследуется возможность повышения мощности судовых линейных дизель-генераторов.

Илл. 3. Список лит. 5.

Slynchenko A. The Linear Diesel-Generator of the Ships // Ship power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – № 11. – Odessa: ONMA. – P. 95-99.

The opportunity of increasement a power of ship diesel-generators is investigated.

Fig. 3. Bibl. 5.

УДК 629.123

Дулдшер А.П. Экспериментальное исследование режимов горения во вспомогательной котельной установке KW-100 // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 100-106.

Приведены результаты экспериментальных исследований процесса горения с определением полноты сжигания топлива по температуре уходящих газов, содержанию CO₂ и O₂, и цвету пламени. Подтверждено существования неоднозначной зависимости указанных характеристик горения топлива от коэффициента избытка воздуха и температуры подогрева топлива. Приведено описание устройства измерения цветовых характеристик пламени.

Табл.: 3. Илл.: 5. Список лит.: 6.

Duldier A.P. Experimental Research of Burning Modes in Auxiliary Boiler Plant KW-100 // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 100-106.

The results of experimental researches of process of burning with determination of plentitude of incineration of fuel on the temperature of leaving gases, maintenance CO₂ and O₂, and also color of flame are resulted in the article. Existences of ambiguous dependence of the indicated descriptions of burning of fuel are confirmed from the coefficient of surplus of air and temperature of warming up of fuel. Description of device of measuring of colour descriptions of flame is resulted.

Tabl. 3. Ill. 5. Bibl. 6.

УДК 621.436.25

Душко В.В. Влияние дополнительного подогрева топлива в трубопроводе высокого давления на рабочий процесс судового дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 107-109.

Реализован дополнительный контролируемый подогрев топлива в трубопроводе высокого давления. Получена зависимость задержки воспламенения от температуры подогрева топлива, которую предлагается использовать для корректировки рабочего процесса дизеля.

Илл. 2. Список лит. 4.

Dushko V.V. The Influence of Additional Fuel Heating in High Pressure Piping on Marine Diesel Combustion // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 107-109.

Additional controllable fuel heating in pressure tubing was realized. The dependence of combustion delay on the temperature of fuel heating was obtained. It may be used for correction of combustion process in a diesel.

Ill. 2. Bibl. 4.

УДК 621.431.74:629.12.04

Tarapata V.V. Совершенствование эксплуатации судовых дизелей путем использования при их ремонте регенерированных деталей с заданной долговечностью // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 110-115.

При ремонте судовых дизелей предлагается использовать регенерированные детали, имеющие определенную долговечность. Ее величина определяется с учетом остаточного ресурса сопрягаемых деталей и оценок статистических распределений. Для головок поршней МОД произведена количественная оценка ресурса.

Илл. 3. Список лит. 7.

Tarapata V.V. Perfection of Maintenance of Marine Diesels by Means of Use of Restored Parts with Specified Longevity // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 110-115.

When repairing marine diesels restored parts with specified longevity should be used. The longevity is being calculated taking into consideration residual resource of mating parts and estimations of statistical distributions. Quantitative estimation of resource for low speed diesels was made.

Ill. 3. Bibl. 7.

УДК 62.431.74

Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей с восстановленными головками поршней // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 121-130.

Приведены данные по ресурсу восстановленных головок поршней упрочнением трением цементированных канавок. Показано влияние выработки втулки цилиндра на скорость износа канавок. Даны рекомендации по изменению сроков проведения технического обслуживания.

Илл. 5. Список лит. 9.

Slobodianiuk I.M., Molodtsov N.S. Enhancement of Operating Efficiency of Marine Diesels with Renewed Piston Crowns // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 121-130.

Data on resource of renewed piston crowns with the carburized grooves strengthened by means of friction are cited. The influence of liner wear on the rate of wear of grooves is shown. Recommendations are made how to change the terms of servicing.

Ill. 5. Bibl. 9.

УДК 621.791.01:621.791:669

Лебедев Б.В. Заварка трещин в корпусных деталях судовых технических средств изготовленных из чугуна термохимическими сварочными средствами // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – Вып. 11. – Одесса: ОНМА. – С. 131-136.

Рассматриваются вопросы заварки трещин в чугунных деталях термохимическими энергонезависимыми стержнями. Приводятся данные о необходимой энергетике, размерах и исполнении термохимических стержней, технологии заварки. Показано, что эти средства могут быть рекомендованы для оперативного ремонта механизмов. Табл. 1. Илл. 3. Список лит. 3.

Lebedev B.V. Welding of Cracks in Pig-iron Basic Parts of Auxiliary Mechanisms with Thermochemical Cores // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2004. – No 11. – Odessa: ONMA. – P. 131-136.

Problems of welding of cracks in pig-iron parts by thermochemical energy independent cores are considered. Data on necessary power, sizes and performance of thermochemical cores as well as the technology of welding are cited. It is shown, that these means can be recommended for operative repair of mechanisms.

Tabl 1. Ill. 3. Bibl. 3.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник Одесской национальной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется 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 практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст 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). Заголовок — 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. Заголовок статьи оформляется стилем Заголовок 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 надписей должен обеспечивать их читаемость (8-10 пт). Для сканированных рисунков прилагается оригинал в туши на белой бумаге достаточной плотности. На обороте указывается номер и принадлежность к статье.

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

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

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 11.

Подписано к печати 4.12.2004 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