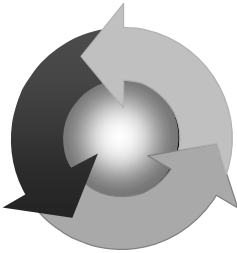


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 15

Одесса
2006

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.
Вып. 15. – Одесса: ОНМА, 2006. – 112 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. Коллегаев, (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. 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.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 10 от 29.06.2006 г.

© Одесская национальная морская академия

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Бекерский В.И.</i> Колебательные процессы в гибких рабочих органах большой длины	4
<i>Богач В.М., Шебанов А.Н., Задорожный А.А.</i> Прогнозирование условий маслоподачи в цилиндры судовых дизелей.....	10
<i>Дмитриев М.Н.</i> Совершенствование методов технического обслуживания и ремонта судовых дизель-генераторов	17
<i>Карьянский С.А., Ханмамедов С.А.</i> Экологический КПД судового котлоагрегата	26
<i>Колесник Д.В.</i> Влияние скоса потока на гидродинамические характеристики судовых винторулевых колонок	32
<i>Луковцев В.С., Кодров А.А.</i> Повышение эффективности защиты судовой электроэнергетической системы от токов короткого замыкания.....	37
<i>Половинка Э.М., Панасенко В.В.</i> Эксплуатационные характеристики прецизионных пар топливной аппаратуры.....	41
<i>Биллюк И.С.</i> Экспериментальное подтверждение эффективности гидравлического выравнивающего устройства упорного подшипника скольжения судового ГТД	51
<i>Хлопенко Н.Я., Кириченко А.С.</i> Несущая способность подпятника с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты	55
<i>Ткач М.Р.</i> Влияние утилизации тепла на эффективность газотурбинных энергетических установок с ДКС для специализированных судов	61
<u>Радченко А.П.</u> , <i>Толстов А.А., Леценко В.В., Тумольский А.П.</i> Повышение надежности электропривода судового крана	69
<i>Черныш И.И.</i> Косвенные оценки мощности дизеля	77
<i>Половинка Э.М., Колегаев М.А., Томченко А.Н.</i> Экспериментальная установка для исследования маневровых режимов судового дизеля	84
<i>Ханмамедов С.А.</i> Энергетические затраты на реализацию процессов смазывания масляной системой судовых дизелей.....	92
<i>Калюжный В.О., Абоleshкин С.Е.</i> Интегральный показатель экологической безопасности современных МОД	98
Рефераты.....	104
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки».....	110

УДК 621.778.53

Бекерский В.И.
ОНМА

КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ГИБКИХ РАБОЧИХ ОРГАНАХ БОЛЬШОЙ ДЛИНЫ

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами. В морехозяйственном комплексе Украины в составе судовых энергетических установок используются гибкие рабочие органы (ГРО) большой длины при буксировках, глубоководном бурении скважин и других работах. Решение задачи по оценке колебаний в гибких рабочих органах большой длины позволит сократить сроки и объем работ, связанных с их монтажом, и в свою очередь, снизит затраты на приобретение и эксплуатацию ГРО. Получение уравнений колебаний ГРО представляет несомненный интерес, поскольку они могут быть использованы при изучении Мирового океана, разведке и эксплуатации подводных месторождений полезных ископаемых, подводной геологии и топографии, выборе трасс подводных кабельных линий и трубопроводов, проверке качества работ по их прокладке, изучению экологии моря.

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

В гибких рабочих органах при продольных возмущениях возникают не только продольные колебания U , но и крутильные V [1]. Известные уравнения продольно-крутильных колебаний ГРО записаны без учета его поперечного сужения. Вместе с тем, статические испытания показывают, что при растяжении и закручивании ГРО происходят его значительные поперечные деформации. Это дает основание полагать, что в процессе продольно-крутильных колебаний могут иметь место также и поперечные колебания ГРО ω в радиальном направлении.

Изучение таких колебаний представляет интерес, прежде всего, применительно к ГРО с органическим сердечником, используемым для работ по транспортировке доков и других объектов разного назначения. [1] Полным механическим аналогом такого ГРО являются каротажные бронированные кабели, состоящие из изолированной токоведущей жилы, покрытой двумя слоями стальных проволок — брони [2, 3].

Изложение основного материала исследования с обоснованием полученных научных результатов. На основании работ [1-3] динамические уравнения ГРО с учетом радиальных поперечных колебаний могут быть записаны в виде трех уравнений

$$\left. \begin{aligned} A \frac{d^2U}{dx^2} + C \frac{d^2V}{dx^2} + D \frac{d\omega}{dx} &= P \frac{d^2U}{dt^2}; \\ C \frac{d^2U}{dx^2} + B \frac{d^2V}{dx^2} + E \frac{d\omega}{dt^2} &= m \frac{d^2V}{dt^2}; \\ D \frac{d^2U}{dx^2} + E \frac{d^2V}{dx^2} + F \frac{d\omega}{dx} &= P_1 \frac{d^2\omega}{dt^2}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где A, B, C, D, E, F — упругие коэффициенты жесткого ГРО; P — линейная плотность ГРО; m — линейный кинетический момент инерции ГРО; P_1 — линейная плотность элементов ГРО, участвующих в радиальных колебаниях.

В ГРО с немагнитическим сердечником основная масса сосредоточена в стальных проволоках, которые одновременно участвуют и в радиальных колебаниях. Поэтому для таких ГРО и кабелей с достаточной точностью можно принять $P_1 = P$.

Задача состоит в том, чтобы систему динамических уравнений (1) посредством перехода к так называемым главным координатам или к главным колебаниям, по аналогии с работой [2] преобразовать в три независимые волновые уравнения. С этой целью из первого уравнения системы (1) определим

$$\frac{d\omega}{dx} = \frac{P}{D} \frac{d^2U}{dt^2} - \frac{A}{D} \frac{d^2U}{dt^2} - \frac{C}{D} \frac{d^2V}{dx^2}.$$

Решая систему (1) совместно, получим

$$(EA - CD) \frac{d^2}{dx^2} \left(U + \frac{BD - EC}{CD - EA} V \right) = EP \frac{d^2}{dt^2} \left(U - \frac{mD}{EP} V \right) \quad (2)$$

$$(CF - DE) \frac{d^2}{dx^2} \left(U + \frac{BF - E^2}{CF - DE} V \right) = \frac{d^2}{Dt^2} (mFV - P_1E\omega) \quad (3)$$

$$(D^2 - FA) \frac{d^2}{dx^2} \left(U + \frac{ED - FC}{D^2 - FA} V \right) = \frac{d^2}{dt^2} (PD\omega - FPU). \quad (4)$$

Умножая уравнения (3) и (4) на β и складывая с уравнением (2), получим

$$\begin{aligned} & \frac{EA - CD + \beta(CF - DE)}{EP} \frac{d^2}{dx^2} \left(U + \frac{CE - BD + \beta(BF - E^2)}{AE - CD + \beta(CF - DE)} V \right) = \\ & = \frac{d^2}{dt^2} \left(U + m \frac{\beta E - D}{EP} V - \beta\omega \right); \end{aligned} \quad (5)$$

$$\frac{AE - CD + \beta(D^2 - AF)}{P(E - \beta F)} \frac{d^2}{dx^2} \left(U + \frac{CE - BD + \beta(ED - CF)}{AE - CD + \beta(D^2 - AF)} V \right) = \quad (6)$$

$$= \frac{d^2}{dt^2} \left(U - \frac{mD}{P(E - \beta F)} V + \frac{\beta D}{E - \beta F} \omega \right),$$

При этом β выбираем так, чтобы в обеих частях уравнений (5) и (6) под знаками вторых производных была одна и та же функция. В результате можем записать

$$\frac{CE - BD + \beta(BF - E^2)}{AE - CD + \beta(CF - DE)} V = m \frac{\beta F - D}{EP} V - \beta \omega;$$

$$\frac{CE - BD + \beta(DE - CF)}{AE - CD + \beta(D^2 - AF)} V = \frac{\beta D}{E - \beta F} \omega - \frac{mD}{P(E - \beta F)} V.$$

Исключая ω и V , получим зависимость для определения β :

$$a\beta^3 + b\beta^2 + c\beta + d = 0 \quad (7)$$

где

$$a = EFP(CF - DE)^2 + mDF(CF - DE)(AF - D^2);$$

$$b = EFP(CF - DE)(BD - CE - CD + AE) -$$

$$-mDF(AE - CD)(CF - DE + D^2 - AF) +$$

$$+DEP(BF - E^2)(D^2 - AF) + E^2P(CF - DE)^2 -$$

$$-mD(D + E)(CF - DE)(D^2 - AF);$$

$$c = DEP[(CE - BD)(D^2 - AF) + (BF - E^2)(AE - CD)] +$$

$$+EP\{(CE - BD)^2[E(CF - DE) - F(AE - CD)] + E(AE - CD)(DE - CF)\} +$$

$$+mD(D + E)(AE + CD)(CF - DE + D^2 - AF);$$

$$d = (D + E)(AE - CD)[EP(CE - BD) + mD(AE - CD)].$$

Обозначив в (7) $\gamma = \beta + \frac{b}{3a}$, получим приведенное уравнение

$$\gamma^3 + p\gamma + q = 0, \quad (8)$$

где

$$p = \frac{3ac - b^2}{3a^2}; \quad q = \frac{2b^3}{27a^3} - \frac{bc}{3a^2} + \frac{d}{a}.$$

Решение уравнения (8) можно представить так:

$$\begin{aligned}\beta_1 &= -2r \cos \frac{\varphi}{3} - \frac{b}{3a}; \\ \beta_2 &= 2r \cos \left(\frac{\pi}{3} - \frac{\varphi}{3} \right) - \frac{b}{3a}; \\ \beta_3 &= 2r \cos \left(\frac{\pi}{3} + \frac{\varphi}{3} \right) - \frac{b}{3a}.\end{aligned}\quad (9)$$

Здесь

$$\varphi = \arccos \frac{q}{2r}; \quad r = \sin q \sqrt{\left| \frac{P}{3} \right|}.$$

Систему уравнений (1) с учетом β из (9) запишем в следующем виде

$$\begin{aligned}\frac{AE - CD + \beta(CF - DE)}{EP} \frac{d^2}{dx^2} \left(U - \frac{mD}{\rho(E - \beta_i F)} + \frac{\beta_i D}{E - \beta_i F} \omega \right) = \\ = \frac{d^2}{dt^2} \left(U - \frac{mD}{\rho(E - \beta_i F)} V + \frac{\beta_i D}{E - \beta_i F} \omega \right).\end{aligned}\quad (10)$$

Каждому значению корня β_i соответствует своя функция

$$W_1 = U - \lambda_{11}V + \lambda_{12}\omega;$$

$$W_2 = U - \lambda_{21}V + \lambda_{22}\omega;$$

$$W_3 = U - \lambda_{31}V + \lambda_{32}\omega.$$

Здесь

$$\lambda_{i1} = \frac{mD}{\rho(E - \beta_i F)}; \quad \lambda_{i2} = \frac{\beta_i D}{E - \beta_i F}; \quad i = 1, 2, 3.$$

Таким образом, перейдя к новым переменным W_1, W_2, W_3 выражение (10) можем заменить тремя волновыми уравнениями

$$\bar{a}_i^2 \frac{d^2 W_i}{dx^2} = \frac{d^2 W_i}{dt^2}; \quad i = 1, 2, 3, \quad (11)$$

где

$$\bar{a}_i^2 = \frac{AE - CD + \beta_i(CF - DF)}{\rho E}.$$

Выводы и перспектива дальнейшей работы.

Возможность разделения системы (1) на три независимых волновых уравнения означает, что в ГРО возникают три независимых упругих

волны W_1 , W_2 и W_3 , которые имеют различные скорости распространения \bar{a}_1 , \bar{a}_2 и \bar{a}_3 .

Используя выражение (11), можно перейти к прежним переменным

$$U_1 = \frac{\begin{vmatrix} W_1 - \lambda_{11}\lambda_{12} \\ W_2 - \lambda_{21}\lambda_{22} \\ W_3 - \lambda_{31}\lambda_{32} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 - \lambda_{11}\lambda_{12} \\ 1 - \lambda_{21}\lambda_{22} \\ 1 - \lambda_{31}\lambda_{32} \end{vmatrix}}; \quad U_2 = \frac{\begin{vmatrix} 1 - \lambda_{21}W_2 \\ 1 - \lambda_{31}W_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 - \lambda_{11}\lambda_{12} \\ 1 - \lambda_{21}\lambda_{22} \\ 1 - \lambda_{31}\lambda_{32} \end{vmatrix}}; \quad U_3 = \frac{\begin{vmatrix} 1 - \lambda_{12}W_1 \\ 1 - \lambda_{22}W_2 \\ 1 - \lambda_{32}W_3 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 1 - \lambda_{11}\lambda_{12} \\ 1 - \lambda_{21}\lambda_{22} \\ 1 - \lambda_{31}\lambda_{32} \end{vmatrix}}.$$

В заключение по известной из сопротивления материалов формуле определим частоту свободных колебаний гибкого рабочего органа

$$\omega^2 = \frac{E_k A_k}{L_k \left(m + \frac{1}{3} m_0 \right)},$$

где E_k — модуль упругости материала проволоки ГРО; A_k — площадь поперечного сечения ГРО; L_k — длина ГРО; m — масса груза; m_0 — масса ГРО.

Учитывая, что

$$m = \frac{Q}{g},$$

где Q — вес груза, а g — ускорение свободного падения, можно записать, что

$$A_k = \frac{q_k}{\gamma \cdot 10^2},$$

где q_k — погонный вес ГРО; γ — удельный вес стали, из которой вытянута проволока.

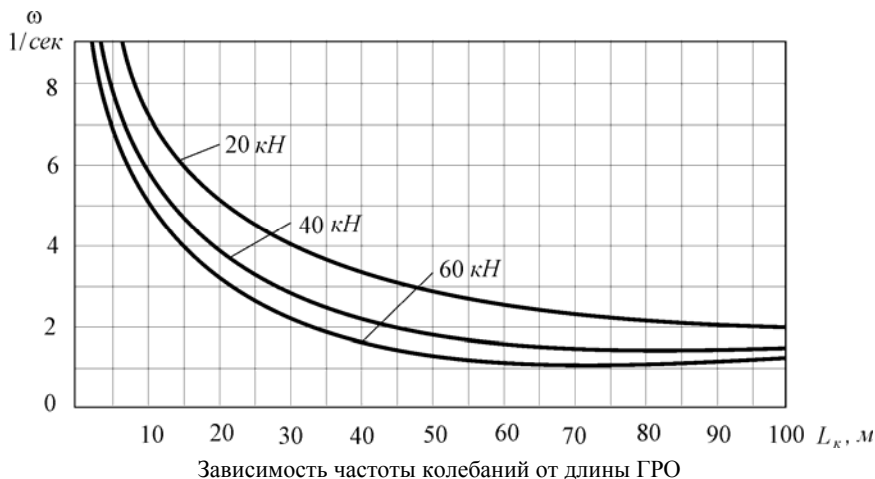
Приняв $Q = 10 \dots 10^2$ кН, $q_k = 35$ Н (при d ГРО, равном 32 мм), а $L_k = 1 \dots 10^2$ м и выполнив необходимые вычисления, получим зависимость $\omega(q_k, L_k)$, графики которой показаны на рисунке

Выводы

1. Доказано, что в ГРО при продольных возмущениях возникают не только продольные колебания, но и крутильные.

2. Получены волновые уравнения поперечных колебаний ГРО, представляющие интерес при подборе и расчете ГРО больших длин, кото-

рые используются при проведении исследовательских работ по изучению Мирового океана: разведка и эксплуатация подводных месторождений полезных ископаемых, подводная геология и топография, выбор трасс подводных кабельных линий и трубопроводов и проверка качества работ по их прокладке, изучение экологии моря.



3. При длине ГРО более 80 м частота свободных колебаний равна 2 Гц. А если учесть, что частота вынужденных колебаний большинства судовых устройств тоже равна 2 Гц, то при работе таких устройств неизбежно явление резонанса.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бекерский В.И. Применение канатов на судах и в портах. – М.: Транспорт, 1986.
2. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. – Киев: Техника, 1977.
3. Глушко М.Ф., Шахназарян Э.А. Механический расчет каротажных кабелей с учетом поперечной податливости изоляций // Прикладная геофизика. – 1964. – Вып. 39.
4. Шахназарян Э.А. Влияние гидростатического давления в буровой скважине на напряженное состояние бронированного кабеля // Стальные канаты. – 1965. – Вып. 2. – Киев: Техника.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Шебанов А.Н., Задорожный А.А.
ОНМА

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ МАСЛОПОДАЧИ В ЦИЛИНДРЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Анализ исследований подачи масла за невозвратный клапан и следствий процесса поступления его в цилиндр указывает на следующее:

- формирование процесса поступления масла в цилиндр происходит не в нагнетательном маслопроводе, а на участке между невозвратным клапаном и зеркалом, который назван "предкамерой";
- предкамера заполнена маслом лишь частично, в ней имеются или возникают газовые полости и участки со свободной поверхностью масла;
- истечение масла в цилиндр осуществляется не под действием нагнетательного хода плунжера лубрикатора, а в результате взаимодействия с газами, поступающими в предкамеру из цилиндра;
- характеристики истечения масла в цилиндр не определяются конструкцией системы до невозвратного клапана и параметрами в маслопроводе, а зависят преимущественно от геометрических показателей предкамеры;
- к стыку "кольцо-зеркало цилиндра" масло поступает двумя путями: по поршню (включая нерабочие "горячие" его поверхности) и непосредственно по зеркалу;
- истечение масла сопровождается неуправляемым забросом его части в полость цилиндра над поршнем, которая преимущественно сгорает и в смазывании поверхностей трения не участвует.

Это указывает на то, что при существующих конструкциях нагнетательного тракта система может быть более простой, так как в дорогостоящих лубрикаторах (многоплунжерных насосах высокого давления) и синхронизированных приводах необходимости нет.

Для улучшения процесса подачи масла и повышения эффективности систем, находящихся в эксплуатации необходимо упростить геометрию части нагнетательного тракта, заключенную между невозвратным клапаном и зеркалом цилиндра.

Необходимы принципиально новые системы, приспособленные к использованию давления газов цилиндра в управлении процессом маслоподачи.

Таким образом, данные исследований показывают, что истечение масла в цилиндры определяется характеристиками предкамеры. Предкамера представляет собой канал переменного сечения (рис. 1, 2), в котором над уровнем масла существует некоторый объем газов.

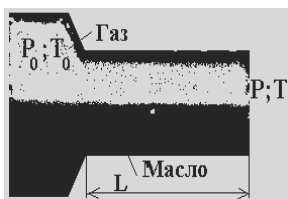


Рис. 1. Кинокадры заполнения канала маслом на неработающем двигателе

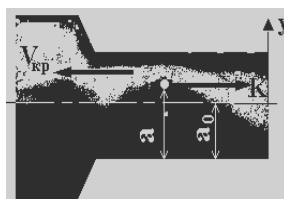


Рис. 2. Кинокадры заполнения канала маслом при работе двигателя

В условиях резкого нарастания давления изнутри цилиндра, рис. 3, ветви 1 и 2, практически мгновенно сменяющегося столь же резким падением (ветви 3 и 4), на участках предкамеры можно ожидать возникновения перепада, обуславливающего формирование потока газа над свободной поверхностью масла, деформацию этой поверхности и, в конечном итоге, возникновение явления "захлебывания".

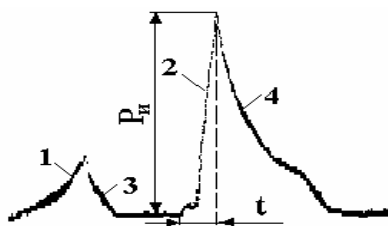


Рис.3. Характер изменения давления газов в области канала (осциллограмма P_t)

В период падения давления у выходного среза, сжатые в предкамере газы способны произвести метание части масла, которое попадает в полость цилиндра над поршнем и оставляет на его поверхности соответствующие следы.

Зависимость, позволяющая найти критическую скорость газа, вызывающую захлебывание, записывается в следующем виде [1]:

$$J_0 \pm \gamma 0,16 a_0 n^2 \frac{\rho_1}{\rho} (\vartheta_{кр} - K)^2 = 2,4 \frac{v Q}{a_0^3}; \quad (1)$$

где: J_0 — составляющая массовой силы в направлении потока; $K = 2,4Q/a_0$ — фазовая скорость волны на поверхности слоя жидкости; ρ, ρ_1 — соответственно, плотность жидкости и газа; $Q = V_c/b$ — расход жидкости, здесь: V_c — секундный объемный расход жидкости; b — ширина слоя жидкости; a_0 — средняя толщина слоя жидкости; v — кинематический коэффициент вязкости; $\gamma \geq 1$ — поправочный коэффициент; n — волновое число:

$$n^2 = \frac{\rho_1^2 (\vartheta_{кр} - K)^4}{4 \sigma^2} - \frac{\tau_0^2 a_0 \rho}{40 \mu^2 \sigma}.$$

Для рассматриваемого участка системы, в силу незначительного наклона потока, а, следовательно, слабого влияния на критическую скорость газа, слагаемое J_0 в формуле (1) может быть отброшено.

После преобразований [2] для критической скорости газа, при которой в обдуваемом тонком слое движущейся вязкой жидкости возникает явление захлебывания при малых расходах, получена следующая зависимость:

$$\vartheta_{кр} = \left[\frac{6 \cdot 10^{-3} \tau_0^8 \sigma^6 \rho^4 Q}{\mu^7 \rho_1^{11}} \right]^{0,045} + K \quad (2)$$

где: σ — коэффициент поверхностного натяжения; τ — касательное напряжение на границе раздела жидкости и газа; μ — коэффициент динамической вязкости.

В данном случае выражение (2) используем для теоретического обоснования возникновения захлебывания в канале за обратным клапаном штуцера лубрикаторной системы длинноходового двигателя, которое приводит к "выбросу" части масла в цилиндр.

Для определения касательного напряжения на границе слоя масла и воздуха можно воспользоваться следующим выражением:

$$\tau_0 = \frac{\Delta P}{L} a_0,$$

где: ΔP — перепад давления в канале; L — длина канала;

Для расчета значений скорости газа (2) над слоем масла в заклапанной полости, необходимое для возникновения явления "захлебывания" разработаны алгоритм расчета (рис. 4), и составлена программа на языке Visual Basic.

Результаты расчета (рис. 6), показывают, что критическое значение скорости, при котором возникает перекрытие маслоподводящего канала лежит в диапазоне 5-30 см/с.

Определим фактическую скорость потока газов, возникающего над слоем масла в заклапанной полости под воздействием импульсных давлений, обусловленных нестационарными процессами, происходящими перед входом в канал.

Рассматриваемый участок нагнетательного тракта системы, для дозвуковых скоростей газа можно считать простым соплом, для которого скорость истечения газа определяется не его формой, а давлением в ка-

мере и на срезе сопла. Учитывая это, для вычисления величины фактической скорости воспользуемся формулой [3]:

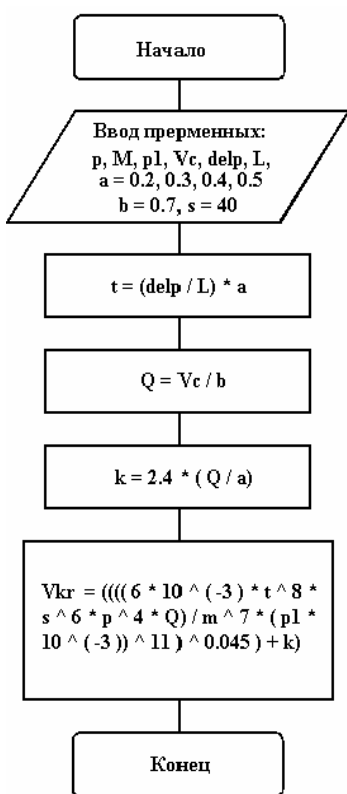


Рис. 4. Алгоритм расчета критической скорости газов над слоем масла

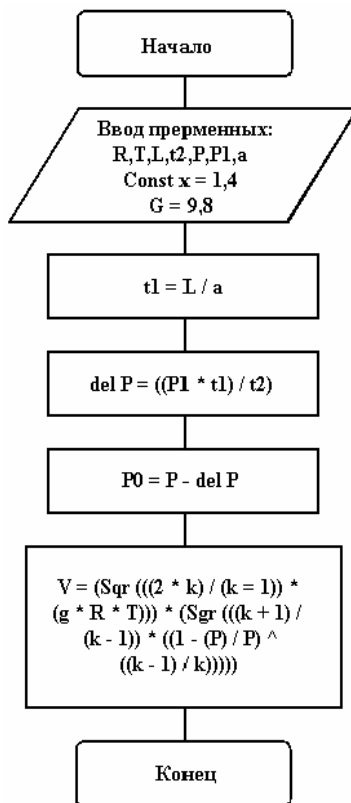


Рис. 5. Алгоритм расчета фактической скорости газов над слоем масла

$$V_{\phi} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} g R T \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (3)$$

где g — сила тяжести; P_0 — давление в камере; P — давление перед входом в канал.

Как показывают расчеты фактическая скорость потока газов, возникающего над слоем масла в заклапанной полости под воздействием импульсных давлений, обусловленных нестационарными процессами, происходящими перед входом в канал двигателей MAN - B&W находится в пределах $V_{\phi} = 30 - 40$ м/с (алгоритм — рис. 5).

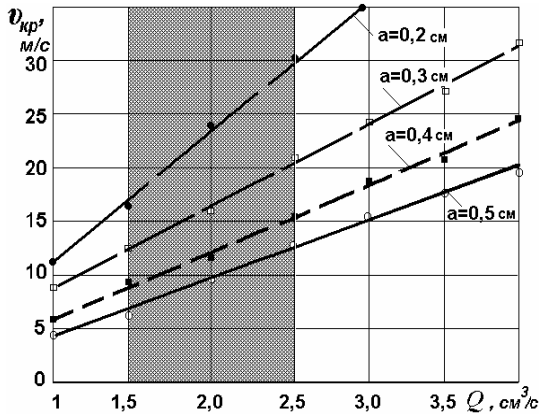


Рис. 6. Характер изменения критической скорости

Таким образом, скорость потока газов над свободной поверхностью (V_{Φ}) значительно больше критической скорости ($V_{кр}$), что является подтверждением существования условий, при которых возникает захлебывание в канале за обратным клапаном штуцера исследуемой системы.

Явление захлебывания, которое происходит при взаимодействии слоя вязкой жидкости с потоком газа, движущимся над ней, приводит к перекрытию участков канала жидкостью и образованию в нем изолированных областей, заполненных сжатым газом. Вслед за этим, при понижении давления у выходного среза канала, замкнутые в нем газы расширяются и производят выброс - метание части масла в цилиндр.

В реальных условиях это движение является сложным, однако, для него может быть принята приближенная одномерная модель, рис. 7, которая позволяет воспользоваться результатами решения задачи Лагранжа и получить количественную оценку для скорости, с которой часть масла выбрасывается из заклапанной полости нагнетательного тракта системы в цилиндр.

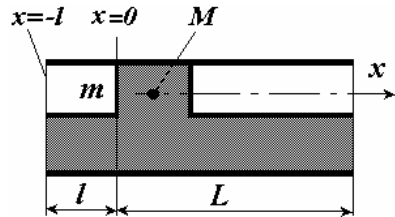


Рис. 7. Модель движения масла в канале

Предположим, что в начальный момент $t = 0$ некоторый объем жидкости массы M , перекрывающий канал, начнет двигаться из состояния покоя в сечении $x = 0$ под действием сжатого газа.

Наличием сопротивления газа в канале справа от M пренебрегаем. Для выталкиваемой массы жидкости:

$$M \frac{du}{dt} = Mu \frac{du}{dx} = P.$$

Здесь принято, что у массы жидкости M площадь поперечного сечения $S = 1$.

После того, как первая волна разрежения, возникающая после начала движения, отразившись от стенки, догонит метаемое тело, в газе устанавливается режим движения, при котором скорость и давление могут быть записаны в виде:

$$\left. \begin{aligned} u &= (x + l) \varphi(t) \\ P &= P(t) \end{aligned} \right\},$$

т.е. давление и плотность в среднем не зависят от координаты x и меняются только со временем.

В рассматриваемом случае $m/M < 1$.

В работе [4] для расчета скорости, которую приобретает объем жидкости в конце канала ($x = L$), предложена следующая формула:

$$u_L = c_0 \left\{ \frac{2 \frac{m}{M}}{(k-1) \left(1 + \frac{m}{3M}\right)} \left[1 - \left(\frac{l}{L+l} \right)^{\frac{k-1}{k} \left(1 + \frac{m}{3M}\right)} \right] \right\}^{0,5}, \quad (4)$$

где $m = V_1 \rho_1$ — масса газов в канале, (здесь: V_1 — объем камеры занятый воздухом; ρ_1 — плотность воздуха); $M = V_2 \rho_2$ — масса масла (здесь: V_2 — объем масла; ρ_2 — плотность масла); l — длина газовой камеры; L — длина канала; $C_0 = \sqrt{k R T}$ — скорость распространения волны давления в канале (здесь: $k = 1,4$ — для воздуха; R — газовая постоянная; T — абсолютная температура).

Эта зависимость дает завышенные значения для u_L вследствие того, что в ней не учтено влияние вязкости при движении выбрасываемого из канала объема жидкости, поэтому она может быть использована только для ориентировочной оценки, которая на данном этапе представляет интерес.

Для определения скоростей возможного выброса масла в цилиндры двигателей MAN-B&W разработан алгоритм (рис. 8) и программа расчета.

Расчеты показывают, что в условиях данного двигателя создаются предпосылки для выбросной подачи масла в цилиндр со значительными скоростями движения за пределами канала (рис. 9). Зарождение и развитие процесса истечения масла в цилиндр происходит преимущественно в периоды, когда у маслоподводящих отверстий перемещается пояс компрессионных колец, организуя импульсное падение (на сжатии) и нарастание (на расширении) давления газов, действующих в об-

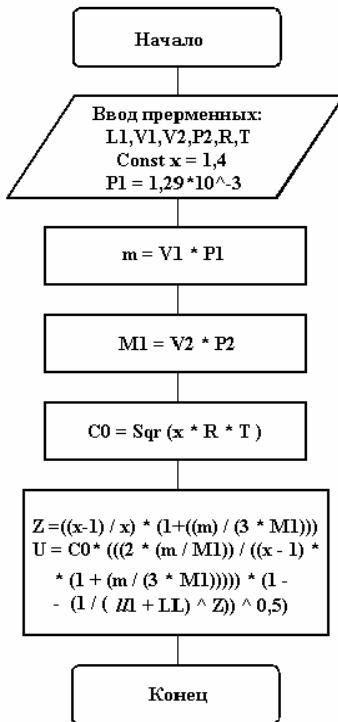


Рис. 8. Алгоритм расчета скорости "выброса" масла

учение процесса истечения масла в цилиндр становится возможным в лабораторных условиях.

Таким образом, расчетами установлено, что над слоем масла в заклапанной полости двигателей MAN-B&W существуют условия для выбросной подачи масла в цилиндр со значительными скоростями его движения за пределами канала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1970. –904 с.
2. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. – М.: Наука, 1983. – 176 с.
3. Селезнев Ю.В. Системный подход к исследованию термогазодинамических процессов и циклов. – Киев: Вища шк., 1981. – 144 с.
4. Пилюгин А.С. Исследование систем и процессов подачи масла в цилиндры малооборотных судовых дизелей: диссертация канд. техн. наук. – Одесса, 1972. – 168 с.

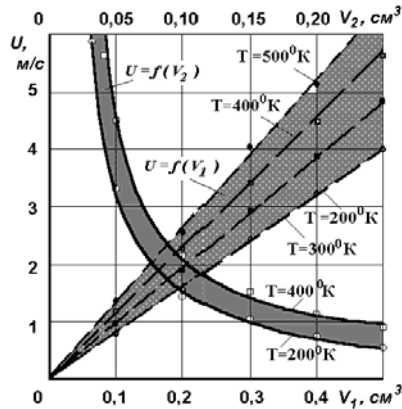


Рис. 9. Характер изменения расчетной скорости выброса масла в зависимости от скорости выброса (V₁) и объема масла (V₂)

ласти среза канала изнутри цилиндра. Однако каналы и маслоподводящие отверстия на зеркале втулки скрыты от наблюдений еще в большей мере, чем распылители форсунок. Эта недоступность обуславливает серьезные трудности в исследованиях. Но если перед маслоподводящими отверстиями задать такое же давление, которое возникает перед ними при движении поршня, то изучение процесса истечения масла в цилиндр становится возможным в лабораторных условиях.

УДК 629.12 – 8.002

Дмитриев М.Н.
ОНМА

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

На первый план технической эксплуатации флота выходят проблемы экономии энергии, сокращения простоев судов, снижение стоимости их ремонта. Решению этих проблем способствует использование технической диагностики.

Техническая диагностика (ТД) — это теория, методы и средства обнаружения и поиска дефектов объектов технической природы [3].

Диагностика судовых технических средств (СТС) приобретает все большее значение как средство технико-экономической оптимизации работы судов на морском транспорте.

Один из путей совершенствования технического обслуживания и ремонта судовой энергетической установки (СЭУ), это организация эксплуатации СТС по фактическому состоянию с использованием методов и средств ТД.

В данной области ведутся следующие работы: Шумилов Р.М. "Системы технического состояния судна", ОНМА; Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. "Прогнозирование технического состояния судовых аварийных дизель-генераторов", ОНМА; Шахов А.В. "Оценка функционального состояния технических систем на основе результатов диагностирования", ОНМУ; Ланчуковский В.И. "Формальная оценка и прогнозирование безопасности технической эксплуатации судна", ОНМА; Варбанец Р.А., Ивановский В.Г. "Системы мониторинга СДВС", ОНМУ.

Основной задачей данной работы является экспериментальная проверка метода технической эксплуатации СЭУ посредством управления риском в процессе эксплуатации СЭУ.

Можно выделить три типа задач определения технического состояния (ТС) СТС средствами ТД:

1. К первому типу относятся задачи определения ТС, в котором находится объект в настоящий момент времени. Позволяет выявлять дефекты, тем самым предотвратить дальнейший отказ.
2. Задача второго типа – предсказание ТС, в котором окажется объект в некоторый будущий момент времени. Данная задача ТД направлена в первую очередь на оптимальную организацию технического обслуживания и ремонта СТС.
3. К третьему типу относятся задачи определения ТС, в котором объект находился в некоторый момент в прошлом.

Таким образом, имеется возможность определения временной функции состояния технического объекта, группы объектов или СЭУ в целом.

Для технического обслуживания и ремонта СТС одинаково важны все три задачи ТД, однако уделим в данной работе больше внимания задаче второго типа, т.е. предсказанию ТС, в котором окажется объект в некоторый будущий момент времени, направленное в первую очередь на оптимальную организацию технического обслуживания и ремонта СТС.

Изложение основного материала исследования. Рассмотрим в качестве объекта диагностирования, например дизель-генератор, как систему и выделим ее подсистемы и элементы (рис. 1).



Рис. 1. Структура системы дизель-генераторной установки

Система дизель (рис. 2) включает шесть взаимосвязанных подсистем [4].

Функциональную значимость структурных элементов системы, по влиянию их на выходные и обобщенные параметры, можно вычислить, используя формальные свойства матриц доминирования, составленных на основе построенных графов [5]. При анализе отношений доминирования элементов системы по построенным графам и матрицам значимость элементов можно характеризовать числом, называемым рангом элемента (P). Ранг элемента есть сумма компонент соответствующей строки матрицы доминирования. Ранг элемента, определенный на по-

строеной матрице, является относительным показателем, в связи с этим значимость элементов можно получить только путем сравнения рангов всех элементов системы.

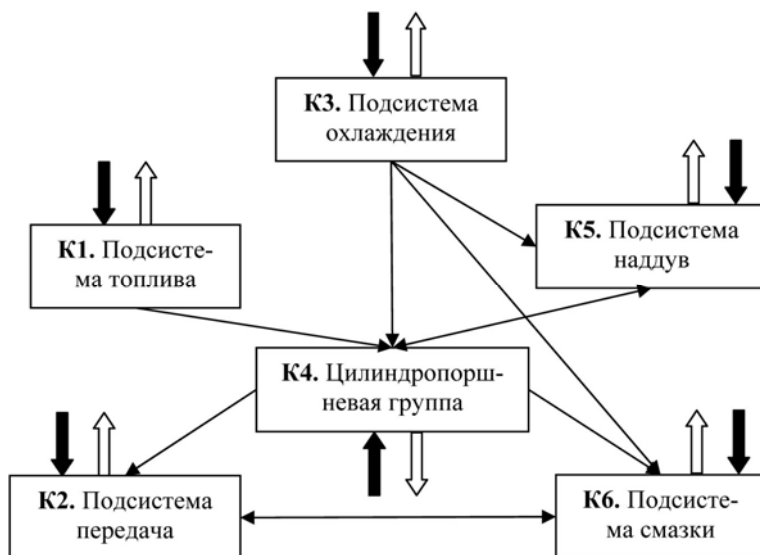


Рис. 2. Система двигатель и вспомогательные устройства

Для получения функциональной значимости элементов, технической системы достаточно иметь качественное описание влияния элемента на выходные и обобщенные параметры. На основе качественного описания строим направленные графы (см. рис. 2) и соответствующую матрицу:

$$P = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{24} & 0 & K_{25} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{41} & 0 & K_{43} & 0 & K_{45} & K_{46} \\ 0 & 0 & K_{53} & K_{54} & 0 & 0 \\ 0 & K_{62} & K_{63} & K_{64} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Исходя из структурной матрицы подсистемы по рангу (значимости) идут в следующей последовательности: K1, K3, K2, K5, K6, K4. В рассматриваемом объекте главной подсистемой является цилиндропоршневая подсистема K4.

Основная задача анализа объекта – определить компоненты входного и выходного значений $X = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_i)$ и $Y = (y_1, y_2, y_3, \dots, y_j)$.

Воздействия окружающей среды, например атмосферное давление, волнение моря, осадка судна являются компонентами входного значения X , а, например, вибрация — составляющей выходного значения Y .

Техническое состояние элемента, характеризуемое значением $S = (s_1, s_2, s_3, \dots, s_m)$, оказывает большое влияние на связь между выходным и входным значениями и, соответственно, на их отдельные компоненты. Зная составляющие X и Y при нормальном режиме работы, можно судить о состоянии, и, следовательно, о самом техническом состоянии объекта.

В исследованиях, которые были проведены, воздействия окружающей среды, являющиеся компонентами входного значения X учтены не были.

Уровень ТС по каждому показателю (свойству) определяется безразмерной величиной (по модулю) согласно выражению [1]:

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

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

Движение этих процессов состоит в том, что его состояние ТС меняется с течением времени, поэтому величины $y_1(t)$, $y_2(t)$, ..., $y_n(t)$ являются переменными.

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

Мера уровня ТС, по данному показателю:

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

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

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

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

Уровень ТС определяется:

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

Построим теоретическую модель двухмерной матрицы управления риском, которая служит для контроля и отображения ТС объекта СЭУ в реальном времени (рис. 3).

		Уровень технического состояния элементов системы, S					
		S ₁	S ₂	S ₃	·	·	S _m
Ранг элементов системы, P	P ₁	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	·	·	Z _{1m}
	P ₂	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₂₃	·	·	Z _{2m}
	P ₃	Z ₃₁	Z ₃₂	Z ₃₃	·	·	Z _{3m}
	·	·	·	·	·	·	·
	·	·	·	·	·	·	·
	P _n	Z _{n1}	Z _{n2}	Z _{n3}	·	·	Z _{nm}

Рис. 3. Теоретическая модель матрицы управления риском

С практической точки зрения, матрицу управления риском целесообразно представить в следующем виде [1] (рис. 4). Распределим элементы технической системы двигатель в матрице управления риском, на основе ранга (значимости) каждой подсистемы.

По горизонтали указан уровень технического состояния элементов системы двигатель, представляющие четыре класса S₀, S₁, S₂, S₃. По вертикали в матрице указаны три уровня, характеризующие ранг элементов, т. е. значимость в системе. В матрице имеется пять определенных зон, которые объединяют уровень ТС и значимость элемента.

Матрица управления риском обеспечивает планирование и подготовку приоритетов обслуживания, а также информирует о состоянии элементов системы, и помогает предусмотреть и принять корректирующие меры по техническому обслуживанию, обеспечения стратегии надежности и предотвращении аварий.

В исследовании, были рассмотрены следующие подсистемы:

K1 — подсистема топливо. Показатели y_i : температура выхлопных газов T_r , максимальное давление сгорания P_{max} , давление топлива P_T .

К3 — подсистема охлаждения. Показатели y_i : давление пресной воды $P_{пв}$, температура пресной воды на входе $T_{пвин}$, температура пресной воды на выходе $T_{пвон}$, давление пресной воды форсунки $P_{пвф}$, температура пресной воды охлаждения форсунки $T_{пвф}$.

К5 — подсистема наддув. Показатели y_i : температура нагнетаемого воздуха $T_{нв}$.

		Уровень технического состояния элементов системы, S			
		S ₀	S ₁	S ₂	S ₃
Ранг элементов системы, P	P ₁	Зона А К1 Подсистема топлива К3 Подсистема охлаждения	Зона А	Зона В	Зона С
	P ₂	Зона А К2 Подсистема передача К5 Подсистема наддув	Зона В	Зона С	Зона D
	P ₃	Зона В К6 Подсистема смазки К4 Цилиндро-поршневая группа	Зона С	Зона D	Зона E

Рис. 4. Матрица управления риском в реальном времени

Коэффициент степени риска (K_R) рассмотренных подсистем запишем в виде следующего выражения:

$$K_R = S \cdot P \cdot \left(\frac{C_P - C_{ТО}}{q_{ТО}} \right), \quad (5)$$

где S — уровень технического состояния механизма; P — ранг механизма; $q_{ТО}$, q_P — затраты на проведение соответственно планового технического обслуживания и ремонта в случае аварийного повреждения.

Такие показатели, как затраты на проведение планового технического обслуживания и ремонта $q_{ТО}$, q_P учитывать не будем.

Следовательно, формула коэффициента степени риска для каждой подсистемы примет следующий вид (K_{Ri}):

$$K_{Ri} = S_i \cdot P_i, \quad (6)$$

Степень риска системы:

Таблица 1. Результаты испытаний дизель-генератора 16ZAV40S

	Дата	08.12.2005	07.11.2005	19.09.2005	14.08.2005	02.07.2005	21.04.2005	17.02.2005	09.01.2005	19.12.2004	18.11.2004	29.04.2003	07.03.2003	10.02.2003	23.12.2002
Si	K1	22,0	21,6	19,3	18,8	15,6	15,6	26,6	26,2	35,2	36,5	18,8	21,9	16,9	24,5
	K5	0,1	0,2	0,5	0,4	0,1	0,1	0,0	0,1	0,2	0,3	0,9	0,8	0,8	0,5
	K3	0,3	0,4	0,5	0,4	0,4	0,4	0,5	0,4	0,6	0,6	0,5	0,5	0,5	0,6
Kri	K1	22,0	21,6	19,3	18,8	15,6	15,6	26,6	26,2	35,2	36,5	18,8	21,9	16,9	24,5
	K3	0,3	0,4	0,5	0,4	0,4	0,4	0,5	0,4	0,6	0,6	0,5	0,5	0,5	0,6
	K5	0,2	0,3	0,9	0,8	0,1	0,1	0,0	0,2	0,4	0,6	1,8	1,6	1,6	0,9
R		0,956	0,955	0,952	0,950	0,938	0,938	0,963	0,963	0,972	0,674	0,953	0,658	0,948	0,962
	Дата	04.03.2004	02.02.2004	07.01.2004	03.12.2003	31.10.2003	18.09.2003	28.08.2003	13.07.2003	26.06.2003	19.05.2003	29.04.2003	07.03.2003	10.02.2003	23.12.2002
Si	K1	33,7	29,5	32,3	27,9	26,2	28,8	19,9	29,4	27,9	31,4	22,4	21,9	23,4	16,3
	K5	0,4	0,6	0,6	0,6	0,5	0,6	0,6	0,4	0,4	0,3	0,6	0,6	0,7	5,5
	K3	0,5	0,6	0,6	0,5	0,6	0,6	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6
Kri	K1	33,7	29,5	32,3	27,9	26,2	28,8	19,9	29,4	27,9	31,4	22,4	21,9	23,4	16,3
	K3	0,5	0,6	0,6	0,5	0,6	0,6	0,5	0,6	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6
	K5	0,7	1,1	1,1	1,2	1,0	1,1	1,1	0,9	0,8	0,5	1,2	1,1	1,4	11,0
R		0,971	0,968	0,971	0,966	0,964	0,967	0,954	0,968	0,966	0,969	0,959	0,958	0,961	0,964

$$R = 1 - \frac{1}{\sum_{i=1}^{n=3} K_{Ri}}, \quad (7)$$

Были получены следующие результаты (табл. 1): уровень технического состояния для трех подсистем, коэффициенты риска для этих подсистем, а также степень риска системы дизель-генератор. Данное значение степени риска для рассмотренной дизель-генераторной установки, является не полным, т.к. были рассмотрены всего три подсистемы из шести, а также было использовано недостаточное количество возможных показателей для данных подсистем. Однако было показано о возможности контроля технического состояния отдельных подсистем, и системы в целом по диагностическим показателям.

Рассмотрим более подробно подсистему К1 (подсистема топливо).

Для определения уровня технического состояния данной подсистемы, были использованы три диагностических показателя: температура выхлопных газов T_r , максимальное давление сгорания P_{max} , давление топлива P_T .

Уровень технического состояния и степень риска данной подсистемы сведем в таблицу 2.

Таблица 2. Результаты испытаний дизель-генератора 16ZAV40S, подсистема топливо К1

Дата	08.12.2005	07.11.2005	19.09.2005	14.08.2005	02.07.2005	21.04.2005	17.02.2005	09.01.2005	19.12.2004	18.11.2004	05.07.2004	03.06.2004	07.05.2004	03.04.2004
S_r	22,0	21,6	19,3	18,8	15,6	15,6	26,6	26,2	35,2	36,5	18,8	21,9	16,9	24,5
R	0,955	0,954	0,948	0,947	0,936	0,936	0,962	0,962	0,972	0,973	0,947	0,954	0,941	0,959
Дата	04.03.2004	02.02.2004	07.01.2004	03.12.2003	31.10.2003	18.09.2003	28.08.2003	13.07.2003	26.06.2003	19.05.2003	29.04.2003	07.03.2003	10.02.2003	23.12.2002
S_r	33,7	29,5	32,3	27,9	26,2	28,8	19,9	29,4	27,9	31,4	22,4	21,9	23,4	16,3
R	0,970	0,966	0,969	0,964	0,962	0,965	0,950	0,966	0,964	0,968	0,955	0,954	0,957	0,939

Выводы

Разработана методика совершенствования технического обслуживания и ремонта СТС посредством управления риском. Получен график уровня технического состояния и степени риска подсистемы топливо за длительный период в абсолютных величинах (рис. 5.). После уточнения времени проведения плановых работ по техническому обслуживанию для топливной аппаратуры (форсунки, ТНВД), было сделано следующее заключение: снижение значения уровня технического состояния и

степени риска в 75 % после проведения плановых работ по техническому обслуживанию топливной аппаратуры в нормативные сроки установленные заводом изготовителем, т. е. происходило улучшение технического состояния подсистемы. Следовательно, диагностические параметры отражают техническое состояние подсистемы с достаточно большой достоверностью. Можно сделать заключение о возможности проведения работ в частности по топливной аппаратуре не по плану графика, а по фактическому состоянию на основе тенденции изменения значения уровня технического состояния и степени риска.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голиков А.А., Дмитриев М.Н. Совершенствование технической эксплуатации судовой энергетической установки посредством метода управления риском // Судовые энергетические установки: науч.-техн. Сб. – 2005.-№12 – Одесса: ОНМА. – С. 94-101.
2. Пизинцали Л.В., Ханмамедов С.А. Прогнозирование технического состояния судовых аварийных дизель-генераторов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 92-100.
3. Технические средства диагностирования: Справочник/ В.В. Ключев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В. Ключева – М.: Машиностроение, 1989. – 672 с.
4. Моек Е., Штрикерт Х. Техническая диагностика судовых машин и механизмов: Пер. с нем. – Л.: Судостроение, 1986. – 232 с.
5. Грицай Л.Л., Шумилов Р.М. Определение значимости элементов сложных энергомеханических систем при количественной оценке их технического состояния // Сб. науч. работ. – Николаев: НКИ, 1972. – Вып. №61. С. 82-87.

УДК 621.181.234.001.3

Карьянский С.А., Ханмамедов С.А.
ОНМА

ЭКОЛОГИЧЕСКИЙ КПД СУДОВОГО КОТЛОАГРЕГАТА

Современная судовая энергетическая установка (СЭУ) независимо от назначения судна и типа применяемого главного двигателя должна непрерывно выполнять функцию энергогенерирования для снабжения низкопотенциальной тепловой энергии для судовых потребителей при следовании как в море, так и на стоянке в порту.

Тепловая энергия вырабатывается в основном в котельных установках на борту судна. Обычно носителем тепловой энергии в современных СЭУ является вода, но применение воды имеет ряд недостатков, таких как: коррозия внутренних поверхностей нагрева (со стороны теплоносителя), образование накипи, отложение продуктов окисления, потеря тепла и как следствие повышенный расход топлива. К недостаткам применения воды следует также отнести необходимость контроля водного режима котла, наличие питательной системы и систем продувания.

В связи с этим необходим поиск альтернативных теплоносителей, у которых были бы исключены выше перечисленные недостатки. Проведенный анализ показал, что перспективным является применение кремнийорганических теплоносителей в котлоагрегатах.

Настоящая работа посвящена изучению влияния характеристик современных кремнийсодержащих теплоносителей на эффективность работы котла.

При сравнении теплоносителей необходимо дать им и экологическую оценку.

В процессе эксплуатации судовых котлоагрегатов возникает воздействие на окружающую водную и воздушную среды. Решение поставленной задачи может быть выполнено на базе анализа энергетического баланса котлоагрегата. Нами был произведен, получивший наибольшее распространение на транспортных судах, анализ энергетического баланса судовой котельной установки (СКУ).

Котельная установка установленная на судне компании “VShips Ukraine” “Maersk Belawan” рис. 1, реализована на следующих элементах: вспомогательного котла фирмы: OSAKA BOILER MFG Co. LTD, – водотрубный, давление 8,5 кг/см²; паропроизводительность 1100 кг/час; утилизационного котла фирмы: HITACHI ZOSEN CORPORATION; 3F3S-360-33-28 – водотрубный с пароперегревателем, давление 9,5 кг, производительность 8200 кг при 80 % нагрузки ГД; турбогенератора фирмы: SHINKOKINZOKU INDUSTRIES Co. LTD – горизонтальная,

многоступенчатая, безредукционная, число оборотов – 3600 грт, давление свежего пара – 9,5 кг/см², температура – 225 °С, качество пара – перегретый, давление отработавшего пара – 750 мм рт. ст. Генератор – мощность 1500 кВА, напряжение 440В.

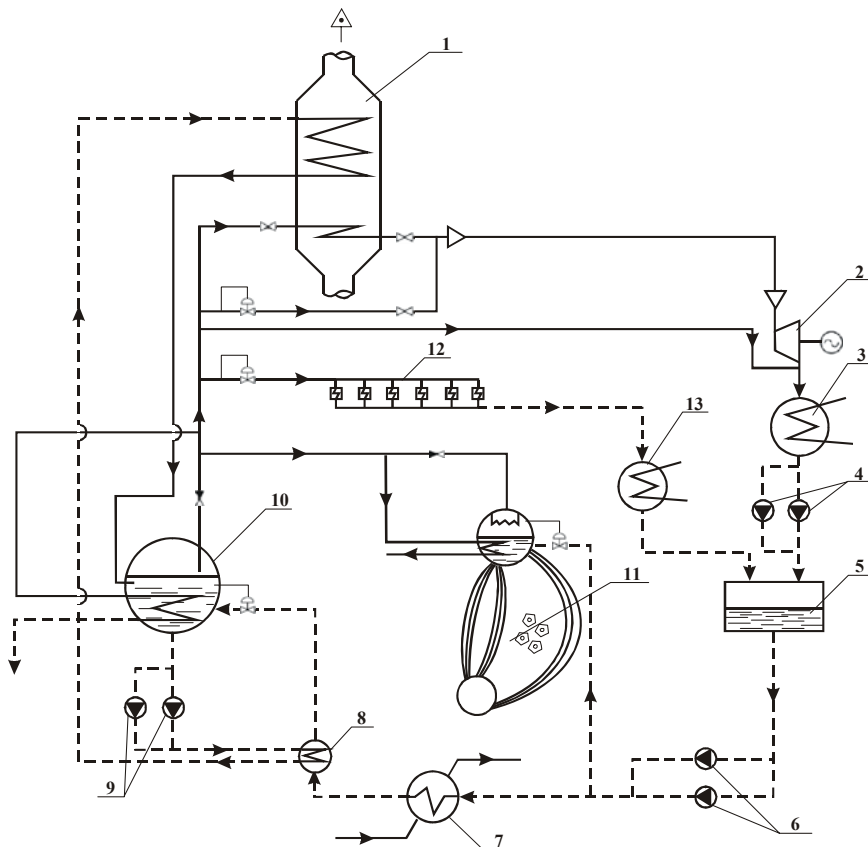


Рис. 1. Типовая котельная установка транспортного судна: 1 — утилизирующий котёл, 2 — турбогенератор, 3 — вакуумный конденсатор, 4 — конденсационные насосы, 5 — тёплый ящик, 6 — питательные насосы, 7 — первичный подогреватель питательной воды, 8 — вторичный подогреватель питательной воды, 9 — циркуляционные насосы, 10 — сепаратор пара, 11 — вспомогательный котёл, 12 — потребители пара, 13 — атмосферный конденсатор

Общей оценкой эффективности энергообразования в СКУ является отношение количества произведённой электроэнергии ($W_{эл}$) к химической энергии топлива (W_f) — КПД котельной установки.

Т.е. общий КПД котлоагрегата:

$$\eta = \frac{W_{\text{эл}}}{W_{\text{т}}}, \quad (1)$$

где $W_{\text{эл}}$ — количество произведённой электроэнергии, $W_{\text{т}}$ — химическая энергия топлива

Если энергогенерирующие элементы SKU включены параллельно, то значение общего КПД может быть определено по формуле:

$$\eta' = \eta_{\text{вк}}(\beta) \cdot \eta_{\text{ук}}(\alpha) \cdot \eta_{\text{турбины}} \cdot \eta_{\text{генератора}}, \quad (2)$$

где β — доля УК в энергетическом балансе котельной установки, α — доля ВК в энергетическом балансе котельной установки.

$$\alpha + \beta = 1.$$

Однако значение КПД рассчитанное по формуле (2) отличается от КПД определённого по формуле (1). Это обусловлено тем, что в зависимости (2) не учтен ряд потерь, например, таких как потери на образования оксидов NO_x , твердых несгоревших частиц, вибрация и шум и т.д.

Исследования показывают, что суммарные энергетические потери SKU составляют:

$$W_{\text{т}} = \sum_{i=1}^{i=35} W_i. \quad (3)$$

Из всех i -х потерь котельной установки, приведенных в таблице, выделим те потери, которые оказывают вредное воздействие на окружающую среду.

$$W_{\text{эк}} = W_1 + W_3 + W_4 + W_8 + W_{14} + W_{19} + W_{23}. \quad (4)$$

Величина $W_{\text{эк}}$, по нашему мнению, представляет экологическую нагрузку котельной установки, тогда величина

$$\eta_{\text{э}} = \frac{W_{\text{эл}} - W_{\text{эк}}}{W_{\text{эл}}} \quad (5)$$

будет представлять экологический КПД SKU.

Поскольку зависимость (5) учитывает практически все потери в SKU, то общий КПД составит:

$$\eta = \eta_{\text{вк}} \cdot \eta_{\text{ук}} \cdot \eta_{\text{турбины}} \cdot \eta_{\text{генератора}} \cdot \eta_{\text{э}}. \quad (6)$$

На рис. 2 приведены зависимости относительной экологической нагрузки котельной установки от относительной нагрузки на котлоагрегат.

Как видно из рисунка 2, при использовании обычного теплоносителя (воды) экологическая нагрузка больше чем при использовании кремнийорганического теплоносителя, и имеет максимум при 0,75 нагрузки котлоагрегата.

Энергетические потери в СКУ

№	Наименование потерь	Обозначение потерь	теплоноситель	
			вода	масло
1	Потери энергии на образование и выброс твердых продуктов сгорания	W_1	+	+
2	Химнедожог	W_2	+	+
3	Потери теплоты при теплоотдаче в МКО	W_3	+	+
4	Потеря энергии с уходящими газами	W_4	+	+
5	Затраты энергии при подаче воздуха от вентилятора	W_5	+	+
6	Затраты энергии на подвод топлива к форсунке	W_6	+	+
7	Затраты энергии на подачи воздуха в МКО	W_7	+	+
8	Потери на колебание элементов котла	W_8	+	+
9	Теплота парообразования	W_9	+	–
10	Потери энергии при образовании накипи	W_{10}	+	–
11	Потери энергии с утечкой воды	W_{11}	+	–
12	Потери энергии с утечкой пара	W_{12}	+	–
13	Потери энергии с утечкой конденсата	W_{13}	+	–
14	Потери энергии с сажеобдувкой	W_{14}	+	
15	Потери энергии с продуванием	W_{15}	+	–
16	Потери в теплом ящике	W_{16}	+	–
17	Тепловые потери в турбине	W_{17}	+	+
18	Потери на трение в подшипниках	W_{18}	+	+
19	Потери на колебание и шум элементов турбины	W_{19}	+	–
20	Затраты на питание системы сигнализации и защиты	W_{20}	+	+
21	Потери энергии на возбуждение генератора	W_{21}	+	+
22	Потери энергии на перемагничивание деталей генератора	W_{22}	+	+
23	Потери энергии в колебательных процессах корпусных деталей, акустический шум	W_{23}	+	+
24	Потери в паропроводах	W_{24}	+	–
25	Потери теплоты в конденсаторе	W_{25}	+	–
26	Потери в холодильнике эжекторов	W_{26}	+	+
27	Потери с охлаждающим маслом турбины	W_{27}	+	+
28	Потери на рассеяние энергии в генераторе	W_{28}	+	+
29	Потери механического привода турбогенератора	W_{29}	+	+
30	Потери в конденсаторопроводах	W_{30}	+	–
31	Затраты на работу эжекторов	W_{31}	+	+
32	Затраты на циркуляционные насосы	W_{32}	+	+
33	Затраты на питательные насосы	W_{33}	+	–
34	Затраты на систему автоматизации и сигнализации и ТУ	W_{34}	+	+
35	Потери в редукторе турбины	W_{35}	+	–

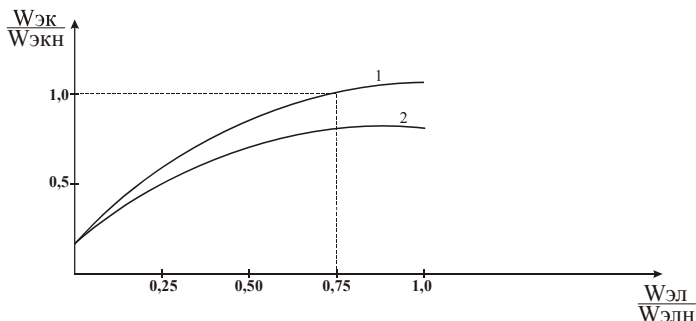


Рис. 2. Зависимость экологической нагрузки от относительной нагрузки СКУ (теплоноситель: 1 — вода, 2 — масло)

На рис. 3 приведены зависимости экологического КПД от относительной нагрузки котлоагрегата.

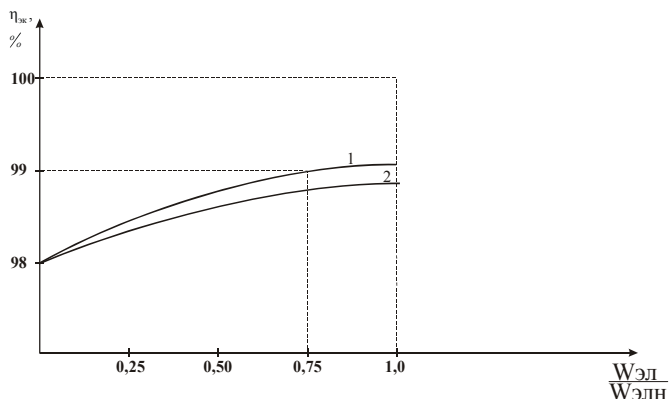


Рис. 3. Зависимость экологического КПД от нагрузки (теплоноситель: 1 — вода, 2 — масло)

Из рисунка 3 следует, что экологический КПД С КУ на масляном теплоносителе лучше, чем на водяном.

В настоящей работе нами впервые введено понятие экологического КПД и экологической нагрузки котлоагрегата. Выполненные исследования показывают, что экологический КПД СКУ с масляным теплоносителем выше, чем на водяном.

Данная характеристика однозначно позволяет ранжировать котлоагрегаты по нанесению ущерба на экологию.

Разработанная методика определения экологического КПД и экологической нагрузки котла, может быть использована как на стадии проектирования, так и на стадии эксплуатации СКУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карьянский С.А., Руденко В.И. Повышение эффективности утилизационных котлов заменой теплоносителя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 10. – Одесса: ОНМА. – С. 54-60.
2. Ханмамедов С.А., Пизинцали Л.В. Экологическая нагрузка судового дизель-генератора // Проблемы экологии и энергосбережения в судостроении: Мат. 4-й междунар. науч.-техн. конф. – Николаев: НУК, 2005. – С. 30-31.
3. Касилов Ю.И., Карьянский С.А., Руденко В.И. Применение новых типов котельных установок на морских судах, как важный вклад в охрану морской среды // Екологічні проблеми Чорного моря: зб. мат. до 5-го Міжнар. симпозіуму, 30-31 жовтня, 2003 р., м. Одеса. – Одеса: ОЦНТЕІ, 2003. – С. 172-176.

УДК 629.12-8.001.63.004+629.12.037.21

Колесник Д.В.
ОНМА

ВЛИЯНИЕ СКОСА ПОТОКА НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВЫХ ВИНТОРУЛЕВЫХ КОЛОНОК

В последние годы на транспортных судах особенно типа река-море в качестве основного движительно-рулевого устройства применяют винторулевые колонки (ВРК), которые обладают рядом эксплуатационных преимуществ по сравнению с традиционным пропульсивным комплексом. Применение ВРК в составе СЭУ значительно повышает манёвренность судна, позволяют увеличить грузоподъемность за счёт уменьшения МО; ВРК обладают высокой надёжностью, просты в монтаже, при постройке судна возможен монтаж винторулевого комплекса на плавку, а в эксплуатации – замена ВРК без подъёма судна в док [1].

Разработка отечественных ВРК началась ещё в 1963 г., когда в составе НПО «ВИНТ» было создано подразделение по разработке средств активного управления (САУ) [2]. Совместно со специалистами ЦНИИ им. Академика А.Н. Крылова были разработаны стационарные, а также выдвижные и откидные ВРК с ВФШ или ВРШ и приводом от гребных электродвигателей (ГЭД). Они устанавливались на рыбопромысловых судах (ПУ130 - пр.503), рыбоохранных судах (ВПК1.1 – пр.1326), кораблях (П159 – пр.159, ВПК1.1 – пр.1388), катерах инженерных войск (ПОК1369), а также на отечественных подводных аппаратах [3].

Был создан ОСТ5Р.4483-94, в котором предусмотрено шесть типовых размеров ВПК (выдвижная поворотная колонка) с ГЭД мощностью от 30 до 500 кВт.

Однако ВРК в основном рассматривались как вспомогательные движительно-рулевые устройства, предназначенные для улучшения управляемости, а также для резервного обеспечения малого хода [4], что нашло отражение в официальной классификации поворотных колонок – ГОСТ 24060-80 [5]. В настоящее же время ВРК часто используются в качестве главного движительно-рулевого устройства с приводом от дизельного двигателя.

В составе судовых пропульсивных комплексов ВРК применяются уже несколько десятков лет, но до сих пор не разработана научно обоснованная полная методика расчёта нагрузок, учитывающая все особенности пропульсивных комплексов с ВРК.

Задачей данной работы является разработка уточнённой методики расчёта нагрузок пропульсивных комплексов, учитывающей особенности работы ВРК при скосе обтекающего её потока.

Режим работы винта в косом потоке возникает при развороте ВРК, что приводит к изменению гидродинамических характеристик гребного винта и в частности к изменению потребляемой им мощности.

Общеизвестно, что по мере увеличения угла скоса потока момент на валу увеличивается, но при некотором, достаточно большом угле, произойдёт срыв потока, приводящий к колебательному изменению момента с последующим резким падением его значения, что необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации пропульсивного комплекса.

Для небольших углов скоса потока увеличение момента на валу можно объяснить уменьшением осевой составляющей скорости набегающего потока, а следовательно, уменьшением абсолютной величины относительной поступи гребного винта, обуславливающим рост коэффициента момента. При больших углах скоса потока к указанному обстоятельству прибавляется и то, что боковая составляющая скорости набегающего потока, оказываясь одного порядка с аксиальной, существенно изменяет вихревую систему обтекания гребного винта, что и приводит к резкому увеличению крутящего момента [6].

В литературе работа винта в косом потоке рассматривается применительно к катерам и судам с наклонным гребным валом или постоянным дифферентом на корму.

Например, Л.Л. Хейфец в [7] предлагает принять, что наклонное по отношению к потоку положение гребных винтов будет приводить к уменьшению расчётной скорости обтекания до величины $v \cos \varphi$ и к снижению их упора до величины $P \cos \varphi$. При этом количественный учёт уменьшения скорости и упора производится при помощи корректировки коэффициентов попутного потока w и засасывания t в соответствии со следующими формулами [7]:

$$v_p = v_w \cos \varphi = v (1 - w) \cos \varphi = v (1 - w_\varphi);$$

$$w_\varphi = 1 - (1 - w) \cos \varphi;$$

$$P_e = P_\varphi \cos \varphi (1 - t) = P_\varphi (1 - t_\varphi);$$

$$t_\varphi = 1 - (1 - t) \cos \varphi,$$

где v — скорость судна; v_p — расчётная скорость винта; v_w — скорость попутного потока; w — коэффициент попутного потока; w_φ — условный коэффициент попутного потока; φ — угол скоса потока; P_e — полезная тяга винта; P — тяга винта в направлении параллельном оси винта; t — коэффициент засасывания; t_φ — условный коэффициент засасывания.

При более точных расчётах, особенно при углах скоса потока, превышающих $10 \div 12^\circ$, следует также учитывать поперечную силу, дейст-

вующую в плоскости диска винта по направлению скорости скоса потока и уменьшающую упор гребного винта:

$$P_e = P_\varphi \cos\varphi (1-t) - Q \sin\varphi.$$

где Q — поперечная сила.

Полученное в данном случае уменьшение упора гребного винта также можно учесть с помощью условного коэффициента засасывания:

$$P_e = P_\varphi (\cos\varphi (1-t) - Q/P_\varphi \sin\varphi) = P_\varphi (1-t_\varphi),$$

$$t_\varphi = 1 - \cos\varphi (1-t) + Q/P_\varphi \sin\varphi.$$

Приближённое значение условного коэффициента засасывания с учётом реального соотношения сил Q и P_φ на различных режимах работы гребного винта для не водоизмещающих судов, т.е. когда попутный поток и сила засасывания практически отсутствуют, может быть определено по формуле, предложенной С.Д. Чудиновым:

$$t_\varphi \approx 0,5\varphi^2(1+0,333\lambda_p^2).$$

где λ_p — относительная поступь гребного винта.

Более подробно работа винта в косом потоке изучена Басиным А.М. [8], который приводит зависимости для определения условных значений коэффициентов попутного потока ω_φ и засасывания t_φ .

Нами был проведён численный эксперимент, в котором для винтов в составе ВРК, аналогичных используемым на судах типа “Армада” (диаметр гребного винта $D = 1,95$ м, шаговое отношение $H/D = 1$, частота вращения $n = 5,12$ об/с), по методике А.М. Басина были рассчитаны кривые действия гребного винта при различных углах скоса потока.

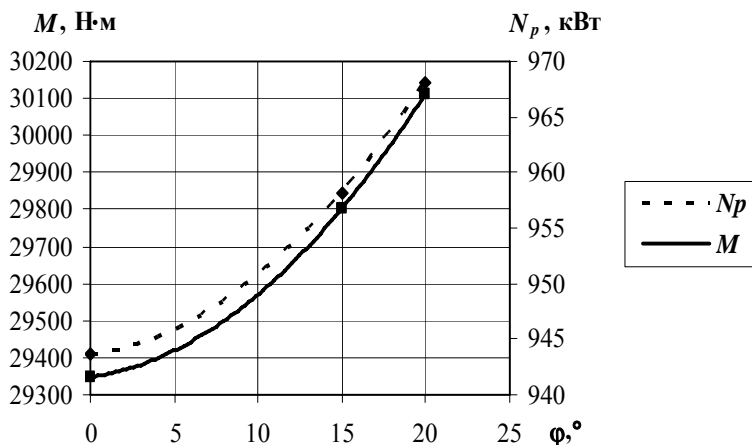
Расчёты проводились для осевого потока, а также для углов скоса равных 15° и 20° . Были получены зависимости момента и мощности на валу винта от угла скоса потока при постоянной частоте вращения винта $n = 5,12$ об/с и постоянной скорости судна $v = 5,41$ м/с. Результаты расчёта приведены в таблице.

Результаты моделирования работы винта в косом потоке

Угол скоса потока φ , °	Момент на валу винта M , Н·м	Мощность, подводимая к винту N_p , кВт	Приращение мощности ΔN , %
0	29347	944	0
15	29801	958	1,5
20	30112	968	2,6

Аппроксимируя полученные данные, построим кривые зависимости момента M и мощности N_p на валу винта от угла скоса потока φ .

Представление о характере увеличения мощности на валу, по мере увеличения угла скоса потока даёт рисунок.



Зависимость момента M и мощности N_p на валу винта от угла скоса потока φ

Аналитически зависимость приращения мощности от угла скоса потока можно представить формулой вида:

$$\Delta N = a\varphi^2 + b\varphi, \quad (1)$$

где a, b — коэффициенты, зависящие от параметров винта.

В рассмотренном примере эти коэффициенты имеют следующие значения:

$$a = 5,4 \cdot 10^{-5}; \quad b = 2,2 \cdot 10^{-4}.$$

Тогда зависимость $\Delta N(\varphi)$ выражается формулой:

$$\Delta N = 5,4 \cdot 10^{-5} \varphi^2 + 2,2 \cdot 10^{-4} \varphi.$$

Предлагаемая уточнённая методика расчёта нагрузок пропульсивных комплексов с использованием формулы (1) применима для углов скоса потока, не превышающих 20° .

К сожалению, остаётся неисследованной область углов скоса потока от 20° до 90° , в то время как тенденции развития и использования современных энергетических установок требуют разработки более совершенной методики, обеспечивающей возможность расчёта винтовых характеристик при любых углах скоса потока.

Поскольку в настоящее время в качестве привода ВРК часто используют ДВС, также требуется разработка методики учёта изменения нагрузок на двигатель при развороте ВРК. Решение данного вопроса позволит осуществить выбор оптимальных алгоритмов управления, сигнализации и защиты, а также разработать эксплуатационные инструкции в помощь экипажу, что обеспечит надёжную и безопасную эксплуатацию пропульсивных комплексов с ВРК.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колесник Д.В. Тенденции развития пропульсивных комплексов судов эксплуатирующихся во внутренних водных путях // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 5-10.
2. Скрынников В.И. Средства активного управления судами // Судостроение. – 1996. – №11-12. – С. 45-47.
3. Скрынников В.И. Двигательно-рулевые устройства отечественных подводных аппаратов // Судостроение. – 1996. – №11-12. – С. 47-49.
4. Аврашков Н.С., Грузинов В.И., Тарасюк А.Б. Средства активного управления судами // Судостроение. – 1971. – №10. – С. 19-23.
5. ГОСТ 24060-80 Средства активного управления судами. Термины и определения.
6. Лебедев Э.П. и др. Средства активного управления судами. – Л.: Судостроение, 1969. – 264 с.
7. Хейфец Л.Л. Гребные винты для катеров. – Л.: Судостроение, 1980. – 200 с.
8. Басин А.М., Анфимов В.Н. Гидродинамика судна. – Л.: Речной транспорт, 1961.

УДК 621.313

Луковцев В.С., Кодров А.А.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАЩИТЫ СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ОТ ТОКОВ КОРОТКОГО ЗАМЫКАНИЯ

Наиболее опасными режимами судовой электроэнергетической системы (СЭЭС) являются короткие замыкания (КЗ), во время которых в месте повреждения проходят токи, в десятки-сотни раз превышающие номинальные значения (рис. 1). Токи КЗ приводят к резкому снижению напряжения в сети, нарушению устойчивости параллельно работающих генераторов, разрушению электрооборудования.

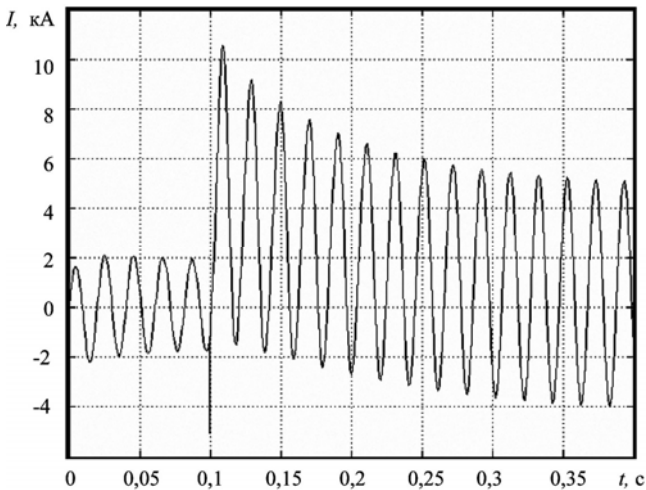


Рис. 1. График изменения тока в сети при внезапном КЗ

Чтобы снизить отрицательное действие токов КЗ в береговых системах широко применяют специальные токоограничивающие реакторы [1, 2], которые включаются в цепь питания потребителя, последовательно короткому замыканию с помощью быстродействующих коммутационных аппаратов [3, 4].

Однако все эти устройства отключают ток КЗ после первого его прохождения через нуль с момента КЗ, т.е. ударный ток КЗ проходит через электрические аппараты (рис. 2), что часто приводит к их разрушению.

Ставится задача добиться ограничения тока КЗ менее чем за половину периода синусоиды. Для этого предлагается использовать защитные уст-

ройства, которые реагируют не только на сигналы пропорциональные величине отклонения тока КЗ, но и сигналы пропорциональные его первой и второй производной. Такие устройства защиты в начальный момент появления КЗ оценивают развитие аварийной ситуации (измеряют скорость и ускорение изменения амплитуды тока) и отключают объект задолго до достижения максимальных значений токов КЗ. В качестве быстродействующих выключателей предлагается использовать полупроводниковые устройства со способностью запираания (например, GTO, IGCT, IGBT), либо использовать традиционные тиристорные ключи (SCR).

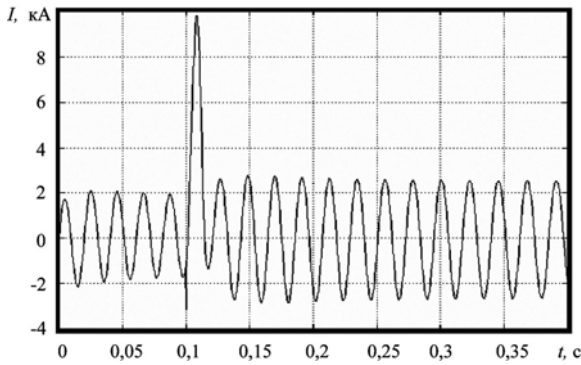


Рис. 2 График изменения тока КЗ при включении токоограничивающего реактора традиционным коммутационным устройством

Моделирование предложенных принципов защиты системы с помощью программной лаборатории MATLAB 6.5 подтвердили эффективность использования реакторов и быстродействующих упреждающих (прогнозирующих) устройств.

Для исследования принципов защиты от КЗ были составлены четыре модели системы защиты СЭЭС:

- без защитного реактора;
- с устройством защиты по величине тока КЗ $U_{e1} = k_1 i_{\text{ке}}$;
- с устройством защиты, по величине скорости изменения тока КЗ

$$U_{e2} = k_2 \frac{d}{dt} i_{\text{ке}};$$

- с устройством защиты, по величине ускорения изменения тока КЗ

$$U_{e3} = k_3 \frac{d^2}{dt^2} i_{\text{ке}}.$$

Моделирование показало, что использование реактора и устройства защиты, реагирующего на величину скорости изменения тока во время КЗ, позволяет снизить ударный ток в 4 раза (рис. 3), а использование

устройства, реагирующего на величину ускорения изменения тока КЗ, уменьшает время отключения тока КЗ до 1 мс, чем предотвращается само возникновение ударного тока (рис. 4). При этом ток установившегося КЗ можно ограничить до любой требуемой величины.

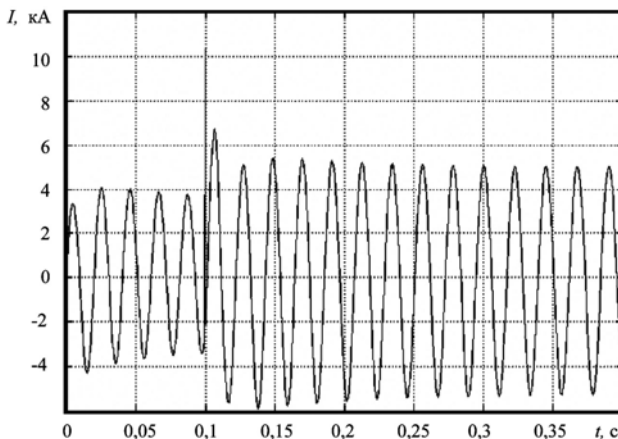


Рис. 3 График изменения тока КЗ при срабатывании устройства защиты, реагирующего на большую скорость нарастания тока в сети

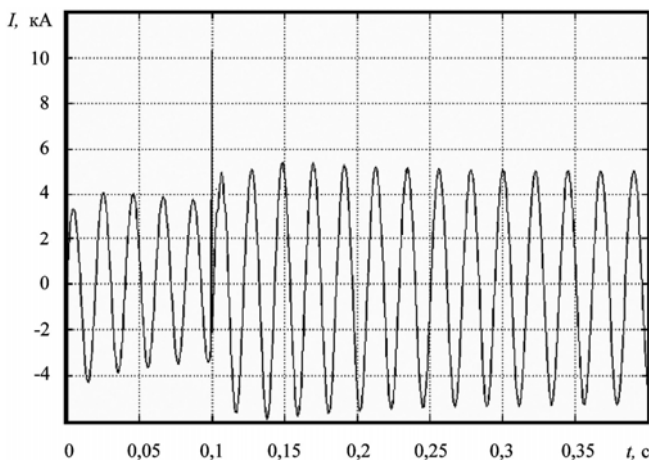


Рис. 4 График изменения тока КЗ при срабатывании устройства защиты, реагирующего на большое ускорение нарастания тока КЗ

Для повышения эффективности и надежности срабатывания защиты электроэнергетической установки от токов КЗ предлагается структура системы защиты (рис. 5), которая при возникновении КЗ в сети:

- по каналу ускорения изменения амплитудного тока предусматривает срабатывание быстродействующих коммутационных устройств, включающих последовательно в цепь КЗ токоограничивающего реактора;
- по каналу скорости изменения амплитудного тока срабатывает установочный автомат фидера и отключает источник КЗ;
- по каналу, измеряющего величину тока КЗ, в случае отказа системы защиты, отключается автомат генератора.

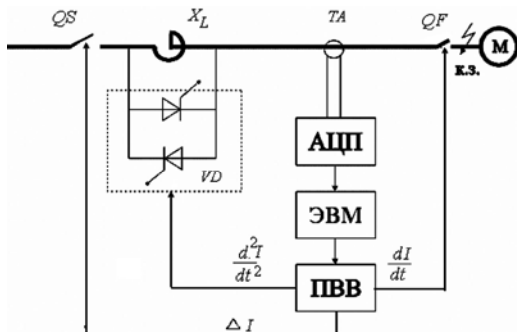


Рис. 5 Структурная схема эффективной системы защиты электроэнергетической системы

Предложенная структура защиты электроэнергетической системы от токов КЗ позволяет сделать дешевле коммутационные аппараты, кабели, шины распределительных устройств; увеличить мощность СЭЭС без увеличения коммутационной мощности аппаратов; повысить надежность электроснабжения потребителей за счет уменьшения провала напряжения на шинах главного распределительного щита (ГРЩ) при КЗ в кабельных линиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дикань С.В. Аппараты систем бесперебойного электроснабжения / С.В. Дикань, К.К. Намитоков. – К.: Техника, 1989. – 174 с.
2. Максимов Ю.И. Ресурсосберегающие методы настройки и испытаний судового электрооборудования / Ю.И.Максимов, Л.М. Серебряков, В.А. Юхнович. – Л.: Судостроение, 1989. – 72 с.
3. Елагин П. Полупроводниковый бесконтактный токоограничивающий выключатель // Новости электротехники. – 2004. – Вып. 6(30).
4. Михайлов В.В. Микропроцессорные гибкие системы релейной защиты / В.В. Михайлов, Е.В. Кириевский, Е.М. Ульяницкий и др. / Под ред. В.П. Морозкина. - М.: Энергоатомиздат, 1988. - 240 с.

УДК 621.431.74.002

Половинка Э.М., Панасенко В.В.
ОНМА

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Системы впрыскивания топлива являются важнейшими элементами дизеля, определяющими его технико-экономические показатели. В процессе эксплуатации элементы топливной аппаратуры изменяют свои характеристики, что, в свою очередь, приводит к изменению параметров дизеля.

Обеспечение оптимальных эксплуатационных параметров СДВС требует ясного представления о взаимосвязи технического состояния элементов топливной аппаратуры (в первую очередь, прецизионных пар) с характеристиками впрыскивания топлива и рабочим процессом. Данная статья посвящена исследованию этой взаимосвязи применительно к транспортным дизелям различного класса.

Топливная аппаратура современного судового двигателя состоит из большого количества узлов и агрегатов. Это сложный в конструктивном отношении узел, состоящий из многих прецизионных элементов с сопряженными поверхностями, работающими в условиях больших механических, гидродинамических и тепловых нагрузок, химического воздействия продуктов сгорания топлива.

Прецизионные пары ТА в процессе эксплуатации подвергаются следующим видам износа [1]:

- абразивному;
- механическому;
- жидкостно-абразивному;
- коррозионному;
- окислительному;
- схватыванию;
- кавитационному разрушению.

Износ может быть следствием упруго-пластических деформаций деталей пар, приобретенных в процессе монтажа, переменного действия давления топлива. В результате изменения геометрии поверхностей и происходит механическое срезание деформированных прецизионных поверхностей при движении плунжера [2].

Другой механизм износа носит гидроабразивный и абразивный характер [3]. Он связан с движением абразивных частиц, перемещаемых с относительно высокой скоростью вместе с топливом, которое просочилось по зазору; а также механическим воздействием абразивных частиц,

защемленных в зазоре при деформации прецизионных пар. Абразивные частицы с размером, меньшим или равным указанному зазору, свободно (особенно в период впрыска) проникают в прецизионный зазор и при последующем его уменьшении после окончания впрыска обязательно защемяются и абразивно изнашивают трущиеся поверхности. Наиболее интенсивному абразивному износу подвергаются участки с отрицательными монтажными деформациями, на которых могут защемяться частицы даже самых малых размеров.

Состояние изношенных поверхностей прецизионных пар представлено на рис. 1 - 3 [2]. В частности можно отметить интенсивное изнашивание разгрузочного пояса нагнетательного клапана, имеющего ярко выраженный абразивный характер. Втулки и плунжеры топливных насосов высокого давления на различных участках имеют отличные преобладающие механизмы износа: кавитационный и абразивный в районе отсечных кромок и отверстий втулки, на участке головки плунжера расположенного против впускного окна гильзы, также видны следы схватывания цилиндрических участков. Также имеет место отслаивание наклепанных запорных поверхностей и механического износа иглы и нагнетательного клапана, подверженных ударным нагрузкам, риски и царапины на цилиндрической части иглы

Корпуса распылителей при монтаже и в процессе впрыска испытывают значительные упругие деформации, которые охватывают как прецизионную направляющую поверхность, так и запорный конус [2]. На рис. 4 приведена комбинированная схема изменения макрогеометрии в различных условиях. Максимальные значения отклонения внутренней поверхности корпуса составляет 30 мкм и наблюдается при монтаже. Для других конструкций и условий деформация значительно меньше.

Влияние состояния распылителей на процессы топливоподачи может быть охарактеризовано зависимостью основных параметров впрыскивания от зазора в паре игла-распылитель. Из экспериментальных исследований судового среднеоборотного дизеля следует [4], что параметры впрыскивания мало зависят от зазора в распылителе, если величина последнего не превышает 10-12 мкм.

При испытаниях топливной аппаратуры судового среднеоборотного дизеля на режиме, близком к номинальному, при увеличении зазора в распылителе с 2 до 16 мкм происходят небольшие изменения параметров процесса впрыскивания. В частности, цикловая подача $q_{ц}$ уменьшается всего на 2,5 %, угол опережения впрыска $\phi_{оп}$ — на $0,6^\circ$, а продолжительность впрыска $\phi_{ВП}$ — на $0,9^\circ$. При установке иглы с зазором $\delta = 28$ мкм остаточное давление p_T резко падает, что приводит к значительному снижению и цикловой подачи (на 15%).

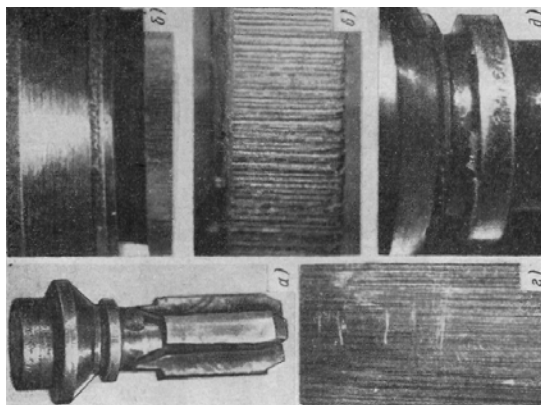


Рис. 1. Износ клапана: *a* — клапан ($\times 3$); *б* — износ запорного конуса клапана ($\times 10$); *в* — износ разгрузочного пояса клапана ($\times 20$); *г* — следы износа цилиндрической части хвостовика ($\times 20$); *д* — образование микростружки при обработке клапана ($\times 10$)

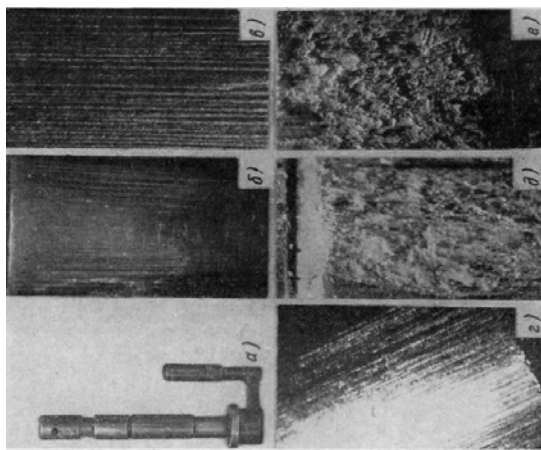


Рис. 2. Износ плунжера: *a* — плунжер ($\times 0,7$); *б* — участок головки в зоне наибольшего износа против выпускного отверстия втулки ($\times 5$); *в* — то же ($\times 10$); *г* — участок износа спирали в зоне отсечного отверстия втулки ($\times 10$); *д, е* — участок зависания цилиндрической части плунжера

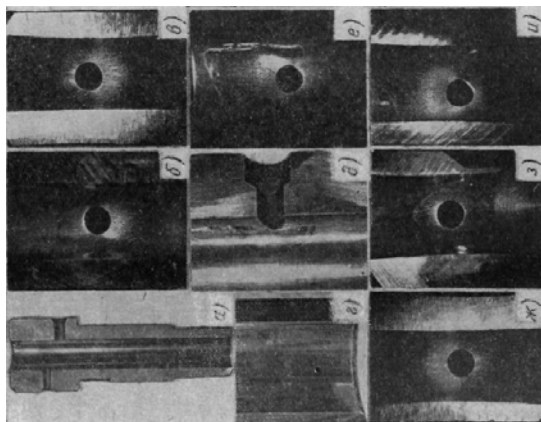


Рис. 3. Износ втулки плунжера: *a* — втулка плунжера ($\times 0,7$); *б, в* — зоны износа отсечного отверстия втулки плунжера; *г* — место зависания в цилиндрической части втулки; *д* — место зависания в районе отсечного отверстия; *е, ж, и* — зоны износа выпускного отверстия; *з* — зона накопленной пластической деформации выпускного отверстия

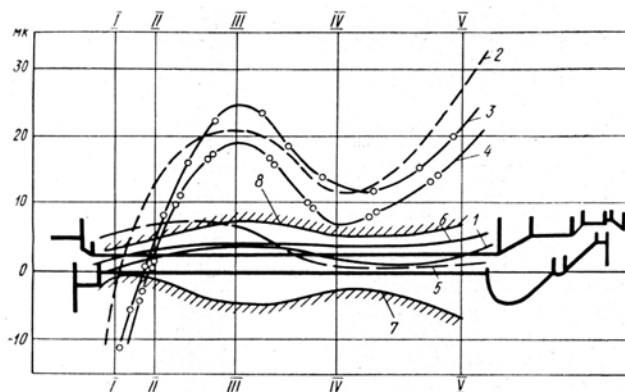


Рис. 4. Макроеметрия рабочих поверхностей корпуса распылителя (кривые 1-5) и иглы (кривая 6): 1 — после изготовления; 2 — после монтажа; 3 — процесс нагнетания; 4 — от температуры; 5 — в результате упругого последействия; 6 — после изготовления; 7 и 8 — износ корпуса и иглы распылителя

При минимальной частоте вращения для диапазона зазора 2–16 мкм цикловая подача уменьшается на 7,5%, а при $\delta = 28$ мкм — на 24%.

Важно отметить, что степень влияния зазора в распылителе на параметры впрыска зависит от наличия остаточного давления топлива в системе. В случае разгрузки это влияние невелико (неравномерность подачи топлива на режиме $n = 188$ об/мин в пределах 1 %, а на режиме $n = 60$ об/мин степень неравномерности $\delta_{\Pi} = 7$ % при $\delta = 28$ мкм).

Исследования судового двигателя типа ВАН-22 Зульцер [5], снабженного распылителем с диаметром иглы 6 мм, показали, что наибольшее влияние зазор в распылителе оказывает на режимах, соответствующих минимально устойчивой частоте вращения двигателя, а также при его работе без нагрузки и пуске. В случае работы по винтовой характеристике значения всех показателей процесса впрыскивания, а также неравномерности подачи топлива не превышают допустимые при зазоре до 10 мкм, а в случае работы по нагрузочной характеристике — при зазоре до 15 мкм. Следовательно, предельной величиной диаметрального зазора для распылителя с диаметром 6 мм надо считать 10 мкм, допуская в отдельных случаях (например, при работе дизеля с генератором) 15 мкм.

При наличии большого количества исследований, посвященных влиянию состояния прецизионных пар на работу топливной аппаратуры, в настоящее время отсутствуют надёжные методики расчета и достаточно полные экспериментальные данные по закономерностям течения топлива в зазорах прецизионных пар и величин утечек в них. В свя-

зи с этим, нами выполнено экспериментальное исследование по изучению влияния основных параметров распылителя форсунки на величину утечек топлива при различных величинах диаметральных зазоров.

Целью эксперимента было определение утечек топлива по направляющей распылителя при различных условиях. В качестве объекта исследования была взята топливная аппаратура среднеоборотного двигателя ЧН 25/34.

Задачей исследования было определение количества утечек при различных давлениях и величинах зазора и вязкости жидкости. Одновременно ставилась задача оценки возможности использования формулы Пуазейля для расчета утечек через кольцевой зазор [6]:

$$Q = \pi D S V_{\text{cp}} = \frac{\pi D \Delta p S^3}{12 \mu l}, \quad (1)$$

где Q — расход (утечка) жидкости через щель, $\text{м}^3/\text{с}$; V_{cp} — средняя скорость течения жидкости в зазоре между иглой и направляющей распылителя в случае концентричного зазора, $\text{м}/\text{с}$; l — длина зазора (уплотняющей части иглы), м ; $D = (D_{\text{ц}} + D_{\text{и}})/2$ — средний диаметр кольцевого зазора при концентрическом расположении иглы, м ; $S = (D_{\text{ц}} - D_{\text{и}})/2$ — номинальный зазор, м ; $D_{\text{и}}$ и $D_{\text{ц}}$ — диаметры соответственно иглы и центрального отверстия распылителя, м ; μ — динамическая вязкость жидкости, $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$; Δp — перепад давлений (давление в кармане распылителя), $\text{Н}/\text{м}^2$;

$$\mu = \nu \cdot \rho,$$

где ν — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$; ρ — плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Влиянием эксцентричного положения иглы относительно направляющей распылителя пренебрегают.

Для проведения опытов была собрана экспериментальная установка, схема которой приведена на рис. 5. Она состоит из ручного пресса 2, аккумулятора 3 емкостью 95 мл, штатной форсунки 1 двигателя ЧН 25/34, дополнительно оборудованной устройством 4 для отвода, сбора и подсчета утечек топлива, а также соединительных трубопроводов, штуцеров и переходников. Манометр 5 предназначался для контроля давления в системе. Был подготовлен комплект экспериментальных игл с переменным диаметром. Поочередная замена этих игл в распылителе позволяла произвести опыты с различными зазорами.

После изготовления иглы были опрессованы, проверено качество распыливания и оценена гидроплотность. В результате были получены распылитель и набор игл к нему с характеристиками, приведенными в табл. 1. Длина запорной части иглы $l = 30$ мм, диаметр центрального

отверстия распылителя $D_{ц} = 6$ мм. На рис. 6 изображен опытный распылитель с указанными характерными размерами.

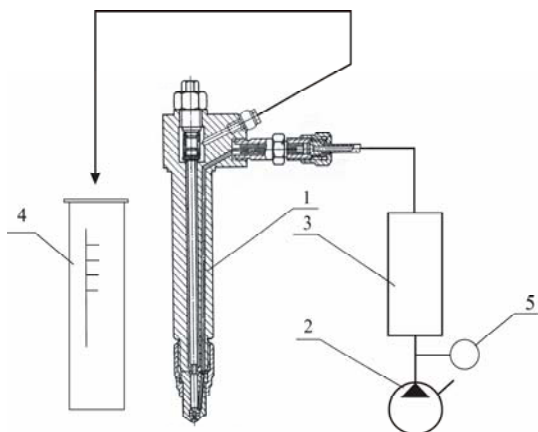


Рис. 5. Схема экспериментальной установки: 1 — форсунка; 2 — ручной насос; 3 — аккумулятор; 4 — мерный цилиндр; 5 — манометр

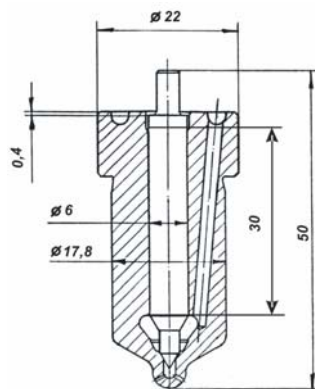


Рис. 6. Распылитель двигателя ЧН 25/34

Таблица 1. Характеристики распылителя

Номер	Зазор, мкм	Гидроплотность, сек
2	4	29...30
7	8	13...13,3
5	15	2,5
6	19	0
10	26	0
12	31	0
11	38	0
17	43	0

В качестве рабочей жидкости использовалось дизельное топливо с кинематической вязкостью 4,5 сСт, плотностью 840 кг/м³. Опыты проводились при температуре 22 °С.

Для предотвращения облитерации зазора перед каждым следующим опытом производилось несколько впрыскиваний.

В качестве контрольной величины была принята условная скорость течения жидкости в кольцевом зазоре игла-распылитель. По результатам эксперимента определялся расход и, зная площадь кольцевого зазора, находилась скорость истечения топлива. Экспериментальные значе-

ния сравнивались с расчетными данными по формуле (1). Экспериментальные и расчетные значения скорости представлены на рис. 7.

Площадь кольцевого зазора определялась по следующей формуле:

$$S = \frac{\pi \cdot D_{\text{ш}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{\text{и}}^2}{4}. \quad (2)$$

Скорость истечения равна $V = Q/S$.

В табл. 2 и на рис. 7 приведены результаты опытов при радиальном зазоре 2 мкм, кинематической вязкости жидкости 4,7 сСт ($S=2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$; $\mu = 0,004 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; $D=0,005996 \text{ м}$).

Таблица 2. Утечки в распылителе при зазоре 2 мкм

Δp , Н/м ²	Q , м ³ /с	V , м/с	$Q_{\text{э}}$, м ³ /с	$V_{\text{э}}$, м/с
$350 \cdot 10^5$	$3,88 \cdot 10^{-9}$	0,10	$1,17 \cdot 10^{-8}$	0,31
$325 \cdot 10^5$	$3,60 \cdot 10^{-9}$	0,10	$1,00 \cdot 10^{-8}$	0,27
$300 \cdot 10^5$	$3,32 \cdot 10^{-9}$	0,09	$9,17 \cdot 10^{-9}$	0,24
$275 \cdot 10^5$	$3,05 \cdot 10^{-9}$	0,08	$8,33 \cdot 10^{-9}$	0,22
$250 \cdot 10^5$	$2,77 \cdot 10^{-9}$	0,07	$6,67 \cdot 10^{-9}$	0,18
$225 \cdot 10^5$	$2,49 \cdot 10^{-9}$	0,07	$5,00 \cdot 10^{-9}$	0,13
$200 \cdot 10^5$	$2,22 \cdot 10^{-9}$	0,06	$2,50 \cdot 10^{-9}$	0,07

$Q_{\text{э}}$, $V_{\text{э}}$ — расход и скорость жидкости, полученные экспериментально.

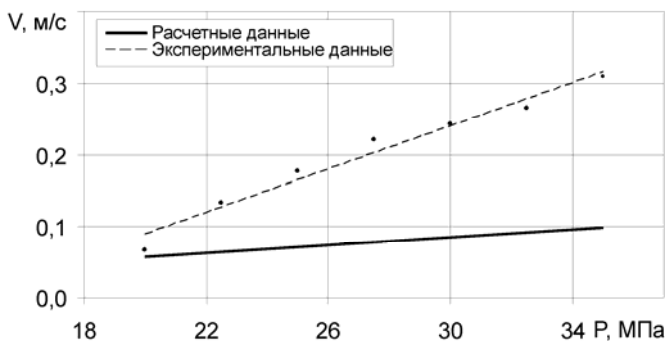


Рис. 7. Скорость топлива в зазоре игла – корпус распылителя

На рис. 8 представлены экспериментальные зависимости скорости топлива в кольцевом зазоре от его величины при одном давлении. Там же приведена кривая, полученная расчетным путем для давления 20 МПа, которая служит для сравнения опытных и теоретических данных.

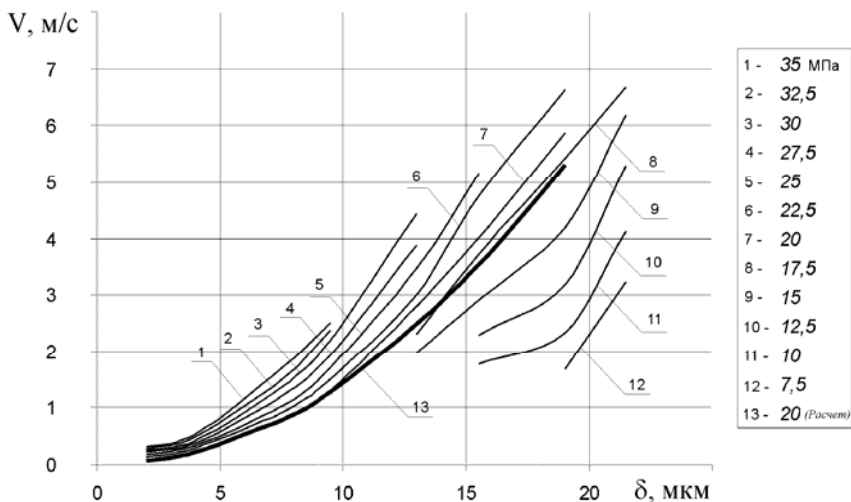


Рис. 8. Обобщенные параметры утечек

Влияние давления можно охарактеризовать следующими данными. При зазоре 9,5 мкм и изменении давления с 20 до 35 МПа скорость топлива возросла с 1,31 до 2,52 м/с. Т.е. изменение равно $V = 1,21$ м/с, что составляет 63,2 %. Что касается зазора, то его увеличение с 2 до 19 мкм при давлении 22,5 МПа привело к росту скорости с 0,13 до 6,63 м/с (т.е. на 6,5 м/с или 192 %).

По экспериментальным данным методами статистического анализа получено регрессионное уравнение для скорости топлива в зазоре. Наряду с коэффициентами регрессии в табл. 3 указана статистика R-SQ (ADJ) — множественный коэффициент корреляции. Его величина свидетельствует о хорошей сходимости уравнения и экспериментальных данных.

Таблица 3. Коэффициенты регрессионного уравнения

Независимая величина	Коэффициент
CONST	-1.302436
δ , мкм	-0.327871
p , кгс/см ²	0.013788
δp	0.001483
δ^2	0.018977
p^2	-0.000032
R-SQ. (ADJ.) = 0.9831	

Регрессионное уравнение скорости течения топлива в кольцевом зазоре игла – центральное отверстие распылителя имеет следующий вид $V = -1,302436 - 0,327871 \delta + 0,013788 p + 0,001483 \delta p + 0,018977 \delta^2 - 0,000032 p^2$.

На рис. 9 приведена прямая уравнения регрессии и нанесены опытные точки. По оси абсцисс даны расчетные значения скоростей V_p , а для экспериментальных данных использована ось ординат (V_3). Характер графика подтверждает высокое качество модели.

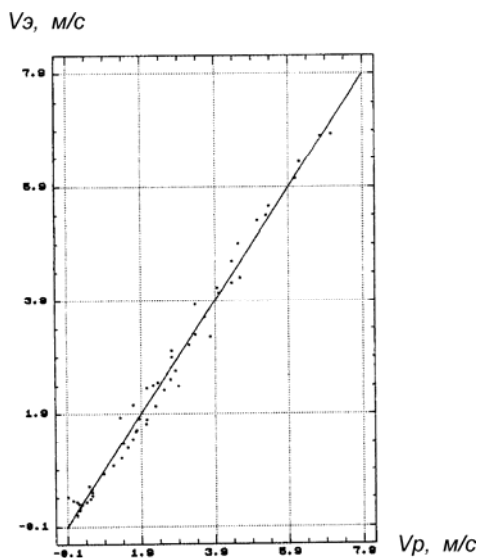


Рис. 9. Сходимость регрессионного уравнения

Выводы

В процессе эксплуатации наблюдаются значительные изменения характеристик прецизионных пар топливной аппаратуры. В частности, увеличиваются зазоры, что оказывает существенное влияние на параметры топливоподачи и рабочего процесса дизеля. При этом изменение параметров впрыскивания наиболее заметно на частичных режимах.

Изменение характеристик топливоподачи связано с увеличением утечек в прецизионных парах.

Предоставленные данные устанавливают количественную взаимосвязь геометрических характеристик прецизионных пар распылителя форсунки и давления топлива на величину утечек в графической форме и в виде регрессионного уравнения.

Показана необходимость корректировки существующих аналитических зависимостей для рассматриваемого класса элементов топливной аппаратуры. Результаты проведенного экспериментального исследования зависимости утечек топлива в распылителе от основных эксплуатационных факторов: величины зазора и давления могут быть использованы для уточнения методов расчета процессов топливоподачи и решения вопросов эксплуатации топливной аппаратуры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антипов В. В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей. – М.: Машиностроение, 1972. – 177 с.
2. Бахтиаров Н. И., Логинов В. Е., Лихачев И. И. Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры дизелей. – М.: Машиностроение, 1972. – 200 с.
3. Гулин Е.И., Сомов В.А., Чечот И.М. Справочник по горюче-смазочным материалам в судовой технике. – Л.: Судостроение, 1981. – 320 с.
4. Фомин Ю. Я. Топливная аппаратура судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1975.
5. Карпов Л. Н., Коршунов О М. Влияние величины зазора в прецизионных деталях топливной аппаратуры судовых дизелей на процесс топливоподачи // Тр. ЦНИИМФ. – Вып. 143. – Л.: Транспорт, 1971. – С. 90-98.
6. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машгиз, 1963.

УДК 621.822

Билюк И.С.
НУК

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВЫРАВНИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ СУДОВОГО ГТД

Введение

В упорном подшипнике скольжения (УПС) судового ГТД наиболее уязвимой к воздействию знакопеременных динамических нагрузок является масляная пленка. Поэтому для ее защиты от вибрационного разрушения используются различные типы выравнивающих систем [1]. Среди этих систем широкое распространение получило упругое выравнивающее устройство (УВУ). Однако его несущая способность ограничена зазорами в проточной части турбины.

Этот недостаток нами был устранен в УПС с гидравлическим выравнивающим устройством (ГВУ) [2]. Его ГВУ выполнено в виде кольцевой камеры, расположенной под тонким подкладным кольцом (ТПК) опорных сферических тел самоустанавливающихся секторных в плане подушек, расположенных в сепараторе.

Как показывают теоретические исследования [3 – 5], применение ГВУ в УПС судовых ГТД существенно уменьшает осевое перемещение ротора в связи с малыми прогибами рабочих элементов ТПК.

Целью настоящей работы является экспериментальное подтверждение адекватности прогибов рабочих элементов ТПК и УВУ и выявления на этой основе преимуществ сконструированной опоры.

Экспериментальные исследования проводились на стенде [6], при неподвижном роторе. Осевая статическая нагрузка на подшипник создавалась гидравлическим нагружающим устройством. Осевое перемещение ротора измерялось индикаторами часового типа.

Экспериментально установлено, что прогибы рабочих элементов ТПК ГВУ в 3...4 раза ниже по сравнению с прогибами упругих элементов УВУ. Показано хорошее совпадение результатов теории и опыта.

Методика и результаты экспериментальных исследований

Для экспериментальных исследований был изготовлен опытный образец УПС с ГВУ (рис.1, а, поз.1). Он установлен в корпус гидроцилиндра 2 и жестко связан с его поршнем 3.

Усилие на подшипник создавалось за счет нагнетания масла под давлением в рабочую полость гидроцилиндра.

Давление в рабочей полости измерялось манометром типа МО с ценой деления 2,5 кПа (рис.1, б, поз. 5), а осевое перемещение корпуса

подшипника вместе с жестко связанным с ним поршнем – тремя индикаторными датчиками типа ИЧ с ценой деления 10 мкм (рис.1, б, поз. 4). Давление жидкости в кольцевой камере ГВУ измерялось манометром типа МО с ценой деления 0,1 МПа (рис.1, б, поз. 6).

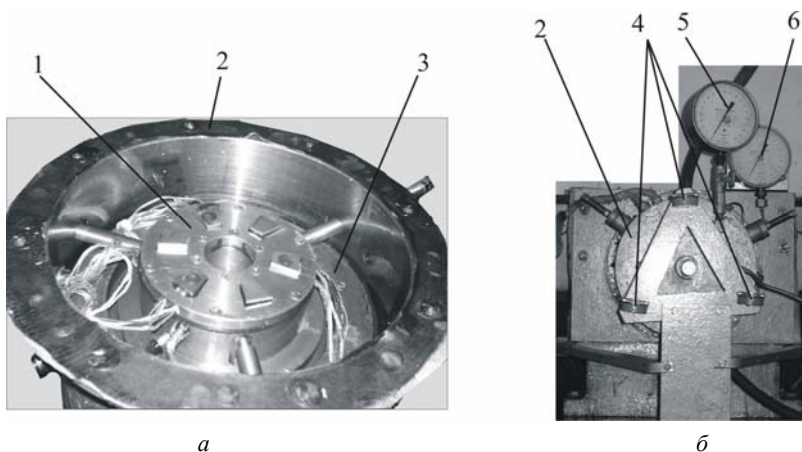


Рис. 1. Опытный образец УПС с ГВУ (а) и гидроцилиндр с измерительными приборами (б): 1 — опытный образец УПС с ГВУ; 2 — корпус гидроцилиндра; 3 — поршень; 4 — индикаторные датчики; 5, 6 — манометры

Экспериментальные значения осевых усилий рассчитывались по формуле

$$T = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) p_m,$$

где p_m — манометрическое давление в рабочей полости гидроцилиндра; $D = 310$ мм — диаметр поршня).

Аналогичные опыты проводились для УПС с УВУ. В этом случае использовался тот же образец подшипника с ГВУ, но без наличия жидкости в его кольцевой камере [2].

На рис. 2, а представлены экспериментальные зависимости средних значений перемещений h корпуса УПС с ГВУ (обозначены кружками) и УПС с УВУ (обозначены крестиками), измеренные тремя индикаторными датчиками, от удельного давления на упорные подушки

$$p_{уд} = \frac{T}{S z_n},$$

где $S = 4,94$ см² — площадь подушки; $z_n = 6$ — число подушек.

Там же приведены теоретические значения указанных перемещений, рассчитанные по формулам, приведенным в работе [3]. Линия 1 относится к УПС с УВУ, а линия 2 — к УПС с ГВУ. Видно, что осевое пе-

ремещение корпуса УПС с ГВУ в 3...4 раза меньше соответствующих перемещений корпуса УПС с УВУ.

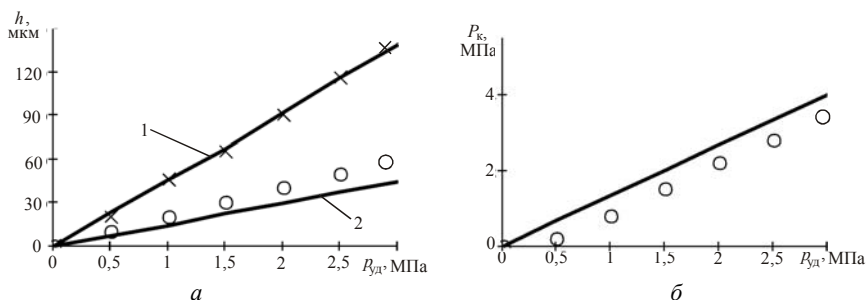


Рис. 2. Зависимости теоретических (сплошные линии) и экспериментальных значений перемещений h корпуса подшипника (а) и давлений жидкости в кольцевой камере ГВУ P_k (б) от удельного давления на упорную подушку $p_{уд}$: 1 — УПС с УВУ; 2 — УПС с ГВУ; \times — УВУ; \circ — ГВУ

На рис. 2, б представлена экспериментальная зависимость давления жидкости в кольцевой камере ГВУ P_k от удельного давления на упорную подушку $p_{уд}$ (обозначены кружками). Там же показаны теоретические значения указанных давлений (сплошная линия), вычисленные с использованием работы [5].

Некоторое различие между теорией и опытом для экспериментального образца УПС с ГВУ (см. рис. 2) обусловлено присутствием воздуха в кольцевой камере ГВУ, который полностью не удалось удалить из системы.

Погрешность измерения манометром давления жидкости в кольцевой камере не превышала цены деления прибора.

Средние квадратичные погрешности результатов измерений перемещений корпуса подшипника h , рассчитанные по методике, изложенной в [7], составили 5 мкм, границы доверительного интервала — 15 мкм, относительная погрешность 14%. Критерий Кохрена для описываемого эксперимента составил 0,167. Этот результат позволяет сделать вывод о том, что различие дисперсий отдельных опытов незначительно и объясняется случайными причинами.

Выводы:

1. Величина осевого перемещения ротора существенно зависит от объемного содержания воздуха в жидкости кольцевой камеры ГВУ.

2. Удаление воздуха из кольцевой камеры ГВУ позволяет существенно снизить осевое перемещение ротора ГТД.

3. Использование ГВУ в УПС судовых ГТД является более эффективным по сравнению с УВУ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я., Кошкин Д.Л., Мельник А.В. Влияние торцовых биений гребня на работоспособность масляной пленки упорных подшипников // Проблемы трибологии (Problems of Tribology).- 2000. - № 1.– С.80-88.
2. Декларацийний патент № 54959 А. Україна. Упорний підшипник ковзання / Романовський Г.Ф., Хлопенко М.Я., Білюк І.С. – Оубл.17.03.2003. – Бюл. № 3.
3. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я., Билюк И.С. Расчет статических характеристик упорного подшипника скольжения с гидравлическим выравнивающим устройством при перекосе корпуса // Проблемы трибологии (Problems of Tribology).– 2003.– № 2.– С.46-52.
4. Романовський Г., Хлопенко М., Білюк І. Динаміка упорного підшипника ковзання з гідравлічним вирівнювальним пристроєм при торцевих биттях дзеркала гребеня // Машинознавство. 2003. № 5.– С.27–29.
5. Хлопенко Н.Я., Билюк И.С. Об эффективности гидравлического выравнивающего устройства упорного подшипника скольжения судового газотурбинного двигателя. // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). - 2005. - № 3 – С.34-40.
6. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я., Билюк И.С. Современный стенд для отработки и доводки УПС судовых турбомашин // Сучасні проблеми триботехніки: Мат. міжнар. наук.-техн. конф. – Миколаїв: НУК, 2005. – 108 с.
7. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. – М.: Высш. шк., 2000. – 479 с.

УДК 621.822

Хлопенко Н.Я., Кириченко А.С.
НУК

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ПОДПЯТНИКА С ВИНТОВОЙ НАРЕЗКОЙ НА КОНУСНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПЯТЫ

Введение. В настоящее время актуальной является проблема, связанная с обеспечением безызносности и повышением несущей способности подпятников судового и общего машиностроения. Это явилось основанием для создания подпятника с винтовой многозаходной нарезкой на конусной поверхности пяты [1].

Несмотря на большое число работ, посвященных отдельным аспектам данной проблемы, обстоятельно изложенных в работе [2], до сих пор математическая модель для такой опоры не была построена.

Целью настоящей работы является вывод аналитической зависимости для статической несущей способности подпятника с многозаходной винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты, анализ расчета этой характеристики и выявление возможности применения сконструированной опоры в устройствах судового и общего машиностроения.

Для математического описания статического поведения подпятника используется одномерное уравнение движения смазки в его канавках [3]. Движение смазки в канавках предполагается ламинарным и рассматривается по отношению к вращающейся пяте. Глубина канавок считается достаточно малой по сравнению с их шириной. Утечки смазочной жидкости в поперечном направлении канавок и ее инерционные эффекты, обусловленные кривизной винтовой нарезки, а также концевые эффекты на входе и выходе смазки из канавок не учитываются. Вязкость смазочной жидкости принимается постоянной и равной некоторому среднему значению.

Получена аналитическая зависимость для статической несущей способности подпятника с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты. На конкретном примере показано, что эта опора имеет перспективу применения в устройствах судового и общего машиностроения.

Конструктивная схема подпятника и основные расчетные формулы. На рис. 1 изображен опытный образец подпятника с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты. Он состоит из подпятника 1, корпуса 2, пяты 3 с конусной поверхностью и плоским торцом, крышки 4 корпуса и двух кольцевых прокладок (на рис. 1 не показаны), образующих с плоскими торцовыми поверхностями корпуса и подпятника, а также корпуса и крышки контактные уплотнения.

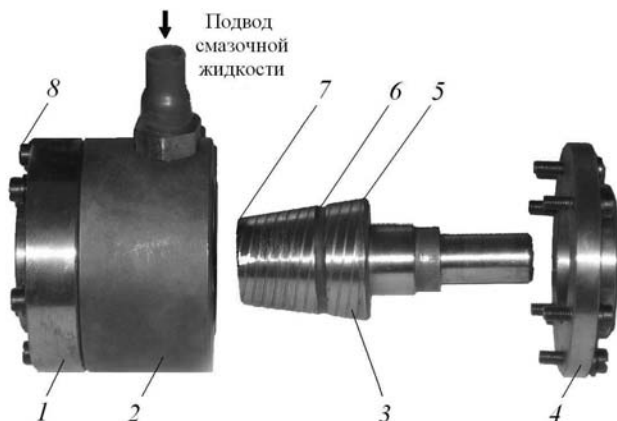


Рис. 1. Опытный образец подпятника с винтовой нарезкой конусной пяты: 1 — подпятник; 2 — корпус; 3 — пята; 4 — крышка корпуса; 5 — многозаходная винтовая нарезка; 6 — ров подвода смазочной жидкости; 7 — фаска; 8 — крепежные болты

На торцевой поверхности пяты выполнена фаска 7, предназначенная для плавного подвода масла в центральную круговую камеру приема масла, выполненную в теле корпуса.

Отдельное выполнение подпятника и корпуса в отличие от патента [1] позволяет регулировать установочный радиальный зазор между поверхностями трущихся тел за счет надлежащего выбора толщины кольцевой прокладки контактного уплотнения и затяжки крепежных болтов 8, с помощью которых подпятник соединяется с корпусом.

На конусной поверхности пяты 3 выполнена многозаходная винтовая нарезка 5 прямоугольного профиля и кольцевой ров 6 подвода смазочной жидкости.

При вращении пяты, несущей осевую нагрузку, смазочная жидкость под действием внешних и внутренних сил трения движется по канавкам от места подачи в центральную круговую камеру между плоскими торцами пяты и кольцевой камеры корпуса. Благодаря этому между торцовыми поверхностями трения пяты и центральной круговой камеры образуется давление, достаточное для разделения сопряженных поверхностей трения смазочной жидкостью. Эта жидкость предотвращает износ трущихся тел.

На рис. 2, *а* показана геометрия конусной пяты исследуемого подпятника, а на рис 2, *б* — часть винтовой канавки, относительно которой движется смазочная жидкость.

Введем систему координат ξ, y . Ось ξ направим вдоль канавки, а ось y — перпендикулярно ее дну.

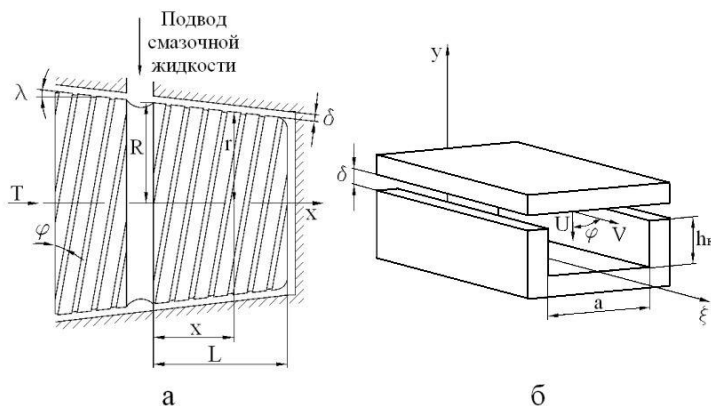


Рис. 2. Геометрия конусной пяты с винтовой нарезкой (а) и часть винтовой канавки (б), в которой движется смазывающая жидкость при вращении пяты

Запишем одномерное уравнение движения смазки в канавке по отношению к пяте [3]:

$$\frac{\partial p}{\partial \xi} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \quad (1)$$

где $\xi = \frac{x}{\sin \varphi}$ — координата в направлении оси канавки; p — давление;

x, y — координаты, направленные вдоль оси и перпендикулярно конусной поверхности пяты; μ — коэффициент динамической вязкости; u — скорость течения смазочной жидкости в канавке.

В приближении тонкого смазочного слоя давление жидкости по высоте канавки будем считать одинаковым.

Проинтегрируем выражение (1) по толщине канавки. Тогда получим с учетом принятых допущений для скорости течения смазки следующее выражение:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{Dp}{D\xi} y^2 + C_1 y + C_2, \quad (2)$$

где C_1, C_2 — произвольные постоянные.

Для определения постоянных интегрирования C_1 и C_2 используем граничные условия:

$$u|_{y=0} = 0; \quad u|_{y=h_k} = \frac{V}{1 + \beta},$$

где V — составляющая окружной скорости U рабочей конусной поверхности корпуса по отношению к вращающейся пяте, направленная

вдоль оси ξ канавки; $\beta = \frac{\delta}{h_k}$ — отношение радиального зазора δ к глубине канавки h_k .

Так как

$$V = U \cos \varphi, \quad U = \omega r, \quad r = R - x \operatorname{tg} \lambda,$$

то

$$u \Big|_{y=h_k} = \frac{\omega (R - \xi \sin \varphi \operatorname{tg} \lambda) \cos \varphi}{1 + \beta},$$

где R — радиус большего основания рабочего конусного участка пяты; φ — угол подъема винтовой нарезки; ω — угловая скорость пяты; λ — угол конусности.

Удовлетворяя выражение (2) записанным граничным условиям, будем иметь:

$$C_1 = \frac{\omega (R - \xi \sin \varphi \operatorname{tg} \lambda) \cos \varphi}{h_k (1 + \beta)} - \frac{1}{2\mu} \frac{Dp}{D\xi} h_k; \quad C_2 = 0. \quad (3)$$

Теперь выражение (2) с учетом (3) можно представить в виде

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{Dp}{D\xi} (y^2 - h_k y) + \frac{\omega (R - \xi \sin \varphi \operatorname{tg} \lambda) \cos \varphi}{h_k (1 + \beta)} y. \quad (4)$$

Определим объемный расход смазочной жидкости через поперечное сечение канавок многозаходной нарезки, выполненной на конической поверхности пяты:

$$Q = z_n a \int_0^{h_k} u Dy$$

или с учетом формулы (4):

$$Q = z_n a \left(\frac{h_k \omega (R - \xi \sin \varphi \operatorname{tg} \lambda) \cos \varphi}{2(1 + \beta)} - \frac{1}{12\mu} \frac{Dp}{D\xi} h_k^3 \right), \quad (5)$$

где z_n — число заходов винтовой нарезки; a — ширина канавки (см. рис. 2, б).

Это выражение показывает, что результирующий поток смазки в канавках равен разности поступательного потока и потока, обусловленного градиентом давления.

Для статического равновесия пяты необходимо, чтобы результирующий поток был равен нулю, т.е. чтобы выражение, записанное в скобках формулы (5), обращалось в нуль:

$$\frac{h_k \omega (R - \xi \sin \varphi \operatorname{tg} \lambda) \cos \varphi}{2(1 + \beta)} - \frac{1}{12\mu} \frac{Dp}{D\xi} h_k^3 = 0.$$

Отсюда находим

$$\frac{Dp}{D\xi} = \frac{6\mu\omega (R - \xi \sin \varphi \operatorname{tg} \lambda) \cos \varphi}{(1 + \beta) h_k^2}.$$

Перейдем в этом уравнении к переменной $x = \xi \sin \varphi$. Тогда получим

$$\frac{Dp}{Dx} = \frac{6\mu\omega (R - x \operatorname{tg} \lambda) \cos \varphi}{(1 + \beta) h_k^2 \sin \varphi}.$$

Интегрируя это выражение, находим избыточное давление в камере подпятника:

$$p_k = \frac{3\mu\omega RL \operatorname{ctg} \varphi}{(1 + \beta) h_k^2} \left[2 - \frac{L}{R} \operatorname{tg} \lambda \right]. \quad (6)$$

Зная это давление, можно определить по формуле $T = p_k \frac{\pi D^2}{4}$ (D — диаметр рабочей поверхности пяты) реакцию смазочного слоя между рабочими поверхностями пяты и центральной кольцевой камеры, уравновешивающую внешнюю осевую нагрузку, а значит, и оценить несущую способность подпятника.

Результаты расчета и их анализ. Расчеты проводились применительно к подпятнику с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты со следующими исходными данными: угловая частота вращения ротора $\omega = 314,2 \text{ с}^{-1}$; длина конусной пяты $L = 50 \text{ мм}$; радиус большого основания конуса пяты $R = 25 \text{ мм}$; угол подъема винтовой нарезки на пяте $\varphi = 10^\circ$; глубина канавки $h_k = 0,3 \text{ мм}$; коэффициент динамической вязкости $\mu = 0,0286 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

На рис. 3 изображены зависимости избыточного давления p_k в центральной кольцевой камере подпятника от величины радиального зазора δ при трех значениях угла конусности $\lambda = 7^\circ$ (линия 1), $\lambda = 14^\circ$ (линия 2) и $\lambda = 21^\circ$ (линия 3).

Их анализ показывает, что с уменьшением радиального зазора величина p_k заметно возрастает и достигает своего предельного значения около 3,5 МПа при угле $\lambda = 7^\circ$. Такое же удельное давление имеют обычно применяемые в устройствах судового и общего машиностроения гидродинамические подпятники скольжения, которые являются

более сложными в конструктивном исполнении по сравнению с данной опорой. Поэтому подпятник с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты имеет перспективу применения в устройствах судового и общего машиностроения.

Выводы

1. Несущая способность подпятника с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты в значительной степени зависит от ее геометрических параметров и сорта смазочной жидкости. Поэтому при оптимальном выборе этих параметров можно получить для нее значение сравнительно большой величины.

2. Использование подпятника с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты в устройствах судового и общего машиностроения позволяет устранить износ рабочих трущихся тел, обеспечить самоцентрирование вращающейся пяты и надежную его работу на любом сорте смазочной жидкости.

3. Дальнейшие исследования будут направлены на уточнение математической модели несущей способности сконструированного подпятника и выработке рекомендаций по улучшению его технико-экономических показателей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Пат. 52820 Україна, Упорний гідростатичний підшипник ковзання / Романовський Г.Ф., Хлопенко М.Я., Рогожін Б.А. (Україна). – № F16C25/02; Заявлено 10.10.2000; Опубл. 15.01.2003.
2. Васильцов Э.А. Бесконтактные уплотнения.– Л.: Машиностроение, 1974. – 160 с.
3. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1978. – 463 с.

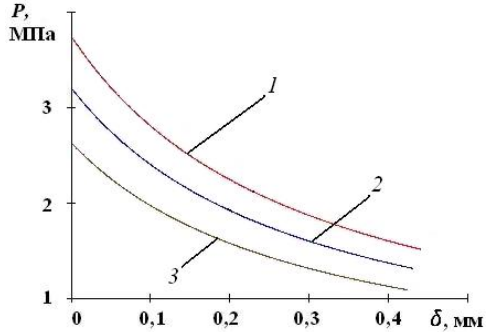


Рис. 3. Зависимость избыточного давления p_k от радиального зазора δ при различных углах конусности: 1 — $\lambda = 7^\circ$; 2 — 14° ; 3 — 21°

УДК 629.5:621.4

Ткач М.Р.
НУК

ВЛИЯНИЕ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С ДКС ДЛЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ СУДОВ

Постановка проблемы. Применение альтернативных топлив позволяет снизить топливную составляющую эксплуатационных затрат судов. Актуальность данной проблемы нашла свое отражение в Законе Украины "Про альтернативні види рідкого та газового палива" (№ 1391-XIV от 14.01.2000 г.), Постановлении Кабинета Министров Украины № 915 от 26.06.2001 г. «Про впровадження системи збирання, сортування, транспортування, переробки та утилізації відходів як вторинної сировини», проекте Закона Украины «Про альтернативні джерела енергії» (реестр. № 6145).

Обзор результатов научных исследований. Применение газотурбинных двигателей (ГТД) простой схемы позволяет создавать судовые энергетические установки (СЭУ) различного целевого назначения. Использование сырой нефти и отходов термопластичных полимеров в качестве сырья для получения альтернативных топлив обеспечивает высокую эффективность СЭУ специализированных судов – плавучих производственных комплексов. Основой для изучения, описания и исследования процессов в энергетических установках специализированных судов является теория систем [5, 6]. Применяются системный, кибернетический и физический (физикалистский) подходы [8]. Кибернетический подход применяют при изучении переходных процессов. Физический — используют для получения статических и динамических характеристик элементов систем [8]. В основу математической модели газотурбинной СЭУ с дополнительной камерой сгорания (ДКС), лежит первое начало термодинамики. На базе рассмотрения потоков энергии и массы получены зависимости, позволяющие определить значения температур, давлений и расходов рабочих тел и теплоносителей. Это позволило определить показатели эффективности СЭУ – удельный расход топлива, КПД и мощность [5].

Влияние внешних условий эксплуатации на эффективность СЭУ специализированных судов на базе ГТД простой схемы с дополнительной камерой сгорания (ДКС) рассмотрено ранее [5, 6].

Цель исследований — определение эффективности энергетических установок специализированных судов на базе альтернативных топлив.

Задачей данного исследования является установление влияния утилизации тепла на параметры и показатели газотурбинных СЭУ,

использующих альтернативные топлива с дополнительной камерой сгорания.

Решение. СЭУ специализированного судна, традиционно состоит из ряда систем. Система топливоподготовки СЭУ включает в себя из группы оборудования первой и второй ступеней технологического процесса (ТП). Энергетическая подсистема – создана на базе ГТД с утилизацией тепла отходящих газов (рис. 1). Теплоутилизирующий контур (ТУК) выполнен по традиционной схеме одного давления на водяном паре с отборами перегретого пара (ПП) и насыщенного пара (НП).

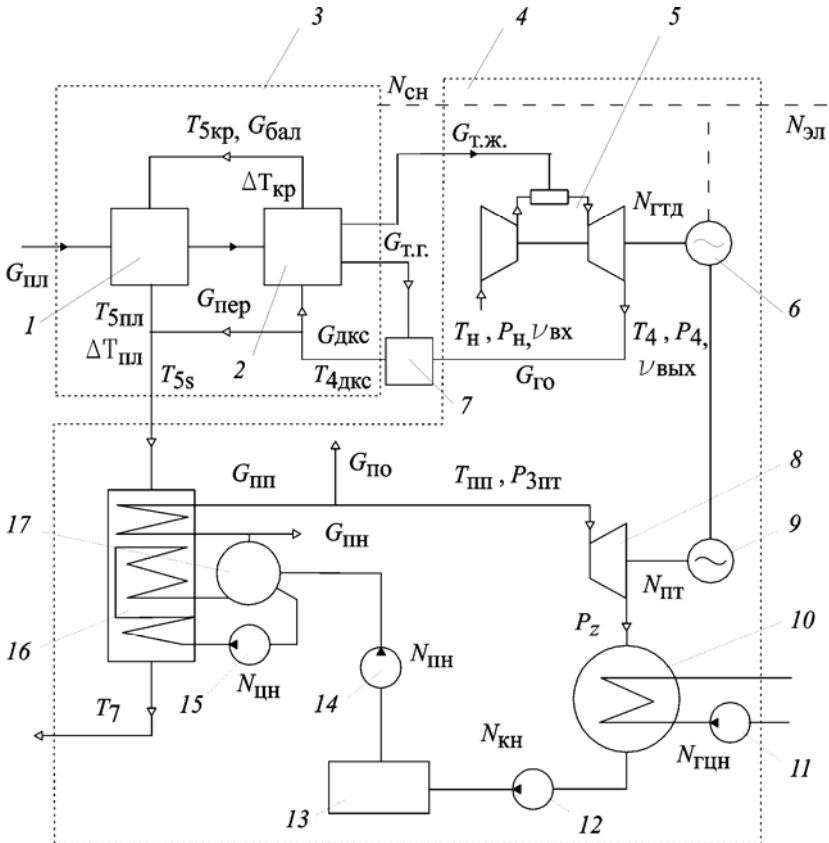


Рис. 1. Схема газотурбинной СЭУ с утилизацией тепла: 1 — первая ступень ТП, 2 — вторая ступень ТП, 3 — технологическая подсистема, 4 — энергетическая подсистема, 5 — ГТД, 6, 9 — электрогенераторы, 7 — ДКС, 8 — паровая турбина, 9 — конденсатор, 10 — конденсатор, 11 — главный циркуляционный насос, 12 — конденсатный насос, 13 — теплый ящик, 14 — питательный насос, 15 — циркуляционный насос, 16 — утилизационный парогенератор, 17 — сепаратор пара

Мощность СЭУ специализированного судна с утилизацией тепла:

$$N_{\text{эл}} = N_{\text{ГТД}} \cdot \left(\eta_{\text{ген}} - \frac{\bar{N}_{\text{сн}} \cdot g_e}{k_{\text{тех}}} \right) + N_{\text{пт}} \cdot \eta_{\text{ген}} - \sum N_{\text{н.тук}},$$

где: $N_{\text{ГТД}}$ — механическая мощность ГТД, кВт; $\eta_{\text{ген}}$ — КПД генератора, отн. ед.; $\bar{N}_{\text{сн}}$ — удельный расход электроэнергии на собственные нужды технологического оборудования, кВт·ч/кг; g_e — удельный расход топлива ГТД, кг/(кВт·ч); $k_{\text{тех}}$ — относительный выход альтернативного топлива в процессе переработки сырья; $N_{\text{пт}}$ — мощность ПТ ТУК, кВт; $\sum N_{\text{н.тук}}$ — суммарная мощность насосов ТУК, кВт.

КПД СЭУ, удельный расход сырья на кВт·час отпускаемой потребителю электроэнергии, массовый расход сырья, использованного в СЭУ, и удельный расход топлива ГТД определяются по зависимостям [5, 6].

Массовый расход газового топлива на ДКС определен из уравнения теплового баланса ДКС при условии обеспечения заданного температурного напора на выходе из первой ступени технологического процесса $\Delta T_{\text{кр}}$. Определение величин, входящих в приведенные зависимости выполняется на основе математической модели [5].

Для удобства реализации математической модели мощность ГТД, КПД ГТД, расход и температура газов на выходе в функции температуры наружного воздуха аппроксимированы полиномами третьей степени [5, 6].

$$\bar{Z}_{i_{\text{ГТД}}} = \sum_{j=0}^3 A_j^i T_n^j,$$

где $\bar{Z}_{i_{\text{ГТД}}}$ — относительное значение мощности ГТД ($i=1$), КПД ГТД ($i=2$), расхода газов на выходе ГТД ($i=3$), температуры газов на выходе ГТД ($i=4$), A_j^i — коэффициенты полиномов для соответствующих параметров.

Коэффициенты полиномов определены путем обработки данных [1, 3].

Влияние коэффициентов восстановления полного давления воздухоприемного $v_{\text{вх}}$ и газоотводящего $v_{\text{вых}}$ трактов ГТД на изменение относительного значения параметров ГТД $\delta \bar{Y}_{i_{\text{ГТД}}}$ учтено методом малых отклонений [6]

$$\delta \bar{Y}_{i_{\text{ГТД}}} = C_1^i \cdot (1 - v_{\text{вх}}) + C_2^i \cdot (1 - v_{\text{вых}}),$$

где: $v_{вх}$ — коэффициент восстановления полного давления во входном устройстве ГТД; $v_{вых}$ — коэффициент восстановления полного давления в газоотводном устройстве ГТД.

Коэффициенты влияния C_1^i и C_2^i определены методом односторонней вариации на базе характеристик ГТД, представляемых предприятием – изготовителем [1,2].

Мощность паровой турбины (ПТ) ТУК:

$$N_{пт} = (G_{пт} - G_{по}) \cdot (1 - \delta_{пт}) \cdot \Delta h_{пт} \cdot \eta_{пт} \cdot \eta_{м_{пт}},$$

где: $G_{пт}$, $G_{по}$ — паропроизводительность утилизационного парогенератора (УПГ) и величина отбора перегретого пара за пароперегревателем; $\delta_{пт}$ — относительный расход перегретого пара на собственные нужды ТУК и утечки; $\Delta h_{пт}$ — располагаемый теплоперепад в ПТ; $\eta_{пт}$ — внутренний КПД ПТ; $\eta_{м_{пт}}$ — механический КПД ПТ.

Паропроизводительность утилизационного парогенератора:

$$G_{пт} = f(G_{г0}, c_{p_r}, T_{5s}, T_7, G_{пн}, k_1, x, P_{упг}, P_z, v_i),$$

где: $G_{г0}$, c_{p_r} — расход и средняя массовая теплоемкость отходящих газов ГТД; T_{5s} , T_7 — температуры газа на входе и выходе УПГ; $G_{пн}$ — отбор насыщенного пара из сепаратора пара; k_1 — кратность циркуляции в УПГ; x — степень сухости пара, поступающего в испарительный пучок УПГ; $P_{упг}$ — давление пара в сепараторе УПГ; P_z — давление пара в конденсаторе ТУК; v_i — коэффициенты учета потерь давления по паровой стороне ТУК.

Давление пара в сепараторе пара УПГ определяется по рекомендациям [7]:

$$P_{упг} = f(T_{5п}, \Delta T_{пн}, P_z),$$

где: $\Delta T_{пн}$ — минимальный температурный напор за испарительной поверхностью нагрева УПГ;

Оптимальная температура перегрева пара находится по сопряженным параметрам пара [7]:

$$T_{пн} = f(p_{упг}, \eta_{пт}, x_{мин}, P_z),$$

где: $x_{мин}$ — минимальная степень сухости пара в конце действительного процесса расширения.

Суммарная мощность на привод насосов ТУК определится как:

$$\sum N_{\text{н.тук}} = N_{\text{нц}} + N_{\text{нп}} + N_{\text{нк}} + N_{\text{нцц}} = f(G_{\text{нп}}, G_{\text{пн}}, G_{\text{но}}, k_1, \Pi_j, \Delta P_i, \eta_{\text{ни}}),$$

где Π_j — кратность охлаждения конденсатора; $\Delta P_i, \eta_{\text{ни}}$ — напор и КПД соответствующего насоса ТУК.

Исследование влияния утилизации тепла на показатели СЭУ специализированного судна выполнено применительно к судовым ГТД производства НПКГ "Зоря"-«Машпроект». Характеристики ГТД по данным предприятия-изготовителя приведены в таблице 1 в условиях испытаний по ISO2314 ($T_{\text{н}}=288 \text{ К}$, $v_{\text{вх}} = 0,0$, $v_{\text{вых}} = 0,0$) [1,3]. Минимальные температурные напоры $\Delta T_{\text{кр}}$ и $\Delta T_{\text{пл}}$ составляют 55К; удельный расход электроэнергии на собственные нужды технологического оборудования $\bar{N}_{\text{сн}} = 200 \text{ Вт}\cdot\text{ч}/\text{кг}$; удельные затраты тепла на первую и вторую ступени ТП $\bar{Q}_{\text{пл}} = 300 \text{ Вт}\cdot\text{ч}/\text{кг}$ и $\bar{Q}_{\text{кр}} = 900 \text{ Вт}\cdot\text{ч}/\text{кг}$ [2,3]; коэффициенты восстановления полного давления на входе и выходе ГТД $v_{\text{вх}} = 0.985$ и $v_{\text{вых}} = 0.96$; КПД электрогенератора $\eta_{\text{ген}} = 0.962$; кратность циркуляции $k_1 = 1,2..1,8$; кратность охлаждения парового конденсатора $\Pi_j = 70..100$.

Таблица 1. Показатели базовых ГТД НПКГ «Зоря»-«Машпроект» в условиях ISO2314 [1, 2]

Параметры, показатели	ГТ 2500	ГТ 6000	ГТ 15000	ГТ 25000
Механическая мощность $N_{\text{ГТД}_{\text{iso}}}$, МВт	2,85	6,70	17,50	27,50
КПД, %	28,5	31,5	35,0	36,0
Температура газов на выходе, К	708	693	706	748
Расход газов на выходе, кг/с	15,0	31,0	70,4	86,0
Степень повышения давления	12,00	14,00	19,58	21,58

Результаты расчетов значений КПД, мощности и подогрева отходящих газов в ДКС в зависимости от температуры наружного воздуха $T_{\text{н}}$ применительно к газотурбинным СЭУ с утилизацией тепла приведены на рисунке 2. Здесь же, в виде поля значений, даны аналогичные показатели СЭУ на базе ГТД простой схемы.

Как следует из приведенных данных, утилизация тепла отходящих газов ГТД повышает КПД газотурбинных СЭУ с ДКС в 1,2..1,4 раза во всем рассмотренном диапазоне значений $T_{\text{н}}$. При этом зависимость КПД СЭУ от температуры наружного воздуха оказывается весьма полой. Так, величина вариации значения КПД не превышает 2% для GT6000, GT15000, GT25000 и 4% для GT2500. Это связано с одновре-

менным повышением и величины КПД газотурбинного двигателя и расхода газового топлива на подогрев в ДКС при снижении температуры наружного воздуха [6].

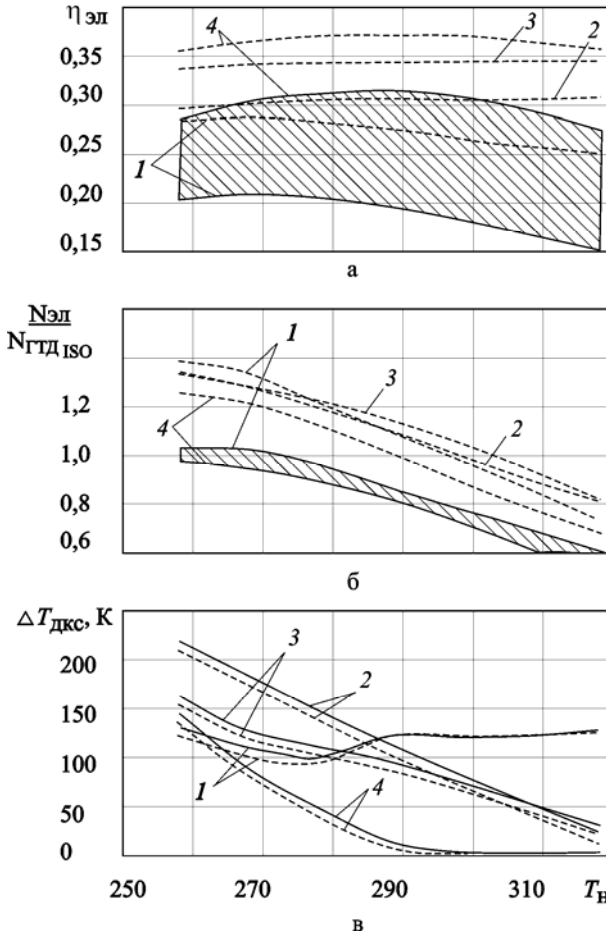


Рис. 2. Характеристики СЭУ специализированного судна в зависимости от мощности и температуры наружного воздуха: а — КПД производства электроэнергии; б — относительная вырабатываемая электрическая мощность; в — подогрев газа в ДКС; 1 — GT2500, 2 — GT6000, 3 — GT15000, 4 — GT25000, ----- — ГТД с ТУК, ————— — ГТД простой схемы

Результаты расчетов мощности газотурбинной СЭУ с ТУК при использовании альтернативных топлив, представлены в относительном виде. В качестве нормирующего значения, принята величина механиче-

ской мощности базового ГТД – $N_{ГТД_{iso}}$, на основе которого создана СЭУ с ТУК. Утилизация тепла обеспечивает повышение в 1,3..1,4 раза электрической мощности СЭУ на базе ГТД с ДКС на базе альтернативных топлив по сравнению с СЭУ на базе ГТД простой схемы. Максимальное значение мощности СЭУ для всех рассмотренных ГТД с ТУК достигается при минимальных температурах наружного воздуха (см. рис. 2б). Этот результат, в целом, соответствует зависимостям мощности ГТД от температуры наружного воздуха [1, 3]. Изменение электрической мощности технологической подсистемы в зависимости от температуры наружного воздуха ГТД оказывается незначительным вследствие расхода топлива и затрат электроэнергии на собственные нужды технологической подсистемы.

Проведенные исследования показали, что происходит снижение величины подогрева отходящих газов в ДКС $\Delta T_{ДКС}$ для схемы с ТУК по сравнению с простой схемой (рис. 2в). В рассматриваемом диапазоне значений температуры наружного воздуха величина $\Delta T_{ДКС}$ снижается на 10К..15 К. Это является следствием уменьшением (по сравнению с ГТД простой схемы) затрат электроэнергии на собственные нужды технологической подсистемы СЭУ ввиду повышения КПД и снижения удельного расхода топлива счет применения ТУК.

Выводы

1. Утилизация тепла отходящих газов, применительно к СЭУ специализированного судна, использующего альтернативное топливо, обеспечивает в диапазоне температур наружного воздуха 258К...318К повышение КПД и мощности СЭУ на базе ГТД в 1,2..1,4 раза.
2. В рассматриваемых условиях вариация значения КПД газотурбинной СЭУ с утилизацией тепла не превышает 4% при мощности 2,5 МВт и 2% при больших ее значениях.
3. Применение ТУК обеспечивает снижение подогрева отходящих газов в ДКС на 10К...14К.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции. – Н.: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», 2004.– 20 с.
2. Головащенко А.Ф., Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Энерготехнологические газотурбинные комплексы на базе альтернативных топлив // Судовое и энергетическое газотурбостроение: науч.–техн. сб. т.1. – Н.: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», НО ИАУ, 2004. – С. 281-285.

3. Сташок А.Н., Шелестюк А.И., Газотурбинные двигатели НПП «Машпроект» для электростанций. Опыт и новые энергосберегающие технологии. // Известия академии инженерных наук Украины: науч.-техн. сб. – Н.: НПП Машпроект, 1999. – Вып. 1. – С 52-57.
4. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Двигуни та енергоустановки. зб. наук. пр. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т “Харк. авіац. ін-т”, 2001. – Вып. 26. – С. 13-18.
5. Ткач М.Р. Моделирование эффективности газотурбинных энергетических установок с дополнительной камерой сгорания для специализированных судов // Зб. наук. Пр. УДМТУ. – М.: УДМТУ, 2005. – №2(393). – С. 75-86.
6. Ткач М.Р. Эффективность газотурбинных энергетических установок специализированных судов с дополнительной камерой сгорания // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одеса: ОНМА. – С. 36–42.
7. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навч. посібн. – М.: УДМТУ, 2003. – 304 с.
8. Голиков В.А. Новый поход к изучению и исследованию адаптивных систем // Мат. наук.-техн. конф. «Стан та проблеми судноводіння». – Одеса: ОНМА, 2005. – С. 3-13.

УДК 621.87-83

Радченко А.П., Толстов А.А., Лещенко В.В., Тумольский А.П.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА СУДОВОГО КРАНА

Одной из основных задач совершенствования электропривода (ЭП) является повышение надежности. Особенно это относится к судовым кранам, что связано прежде всего с тяжелыми условиями и режимами работы электропривода. Применяемые на судах электрогидравлические краны отвоёвывают позиции у электрических кранов, надёжность которых зачастую ниже электрогидравлических.

Одним из возможных путей дальнейшего развития электрических кранов является совершенствование их систем управления на базе электронной техники.

Описываемая тиристорная система управления ЭП с фазным ротором с обратной связью по скорости даёт возможность использовать все её лучшие качества. ЭП крана контейнеровоза "Cadis" является этому подтверждением.

Здесь используют асинхронный электродвигатель (АЭД) с трехфазной роторной обмоткой с контактными кольцами. Между сетью и статором АЭД включены три пары встречно-параллельно соединенных тиристоров, образующих силовую часть тиристорного регулятора напряжения (ТРН). Управляющие электроды тиристоров подсоединены к системе импульсно-фазового управления (СИФУ), которая управляет импульсами открытия тиристоров и осуществляет их открытие в зависимости от сигнала управления U_y (рис. 1). К валу АЭД подсоединен тахогенератор (ТГ). Заданное напряжение, $U_{3С}$, снимаемое с потенциометра и напряжение ТГ $U_{ТГ}$ скорость поступают на карты питания, 1669, и сервоуправления, 1671, соответственно. Они сравниваются (включены встречно) и управляющий сигнал распределяет управляющие импульсы на тиристоры, осуществляя их открытие в зависимости от величины U_y :

$$U_y = U_{3С} - U_{ТГ} = U_{3С} - k\omega.$$

При увеличении U_y угол открытия тиристора α уменьшается, подаваемое на статор напряжение увеличивается, увеличивается скорость АЭД и наоборот.

При увеличении нагрузки на валу АЭД его скорость будет снижаться, соответственно начнет уменьшаться и $U_{ТГ}$.

Уменьшение $U_{ТГ}$ вызовет увеличение U_y , что приведет к уменьшению угла α и увеличению тем самым подаваемого на АЭД напряжения, т.е. увеличению его момента.

В цепь ротора АЭД включены 4 секции мощных резисторов, позволяющих регулировать скорость АЭД не только напряжением статора, но и током возбуждения ротора.

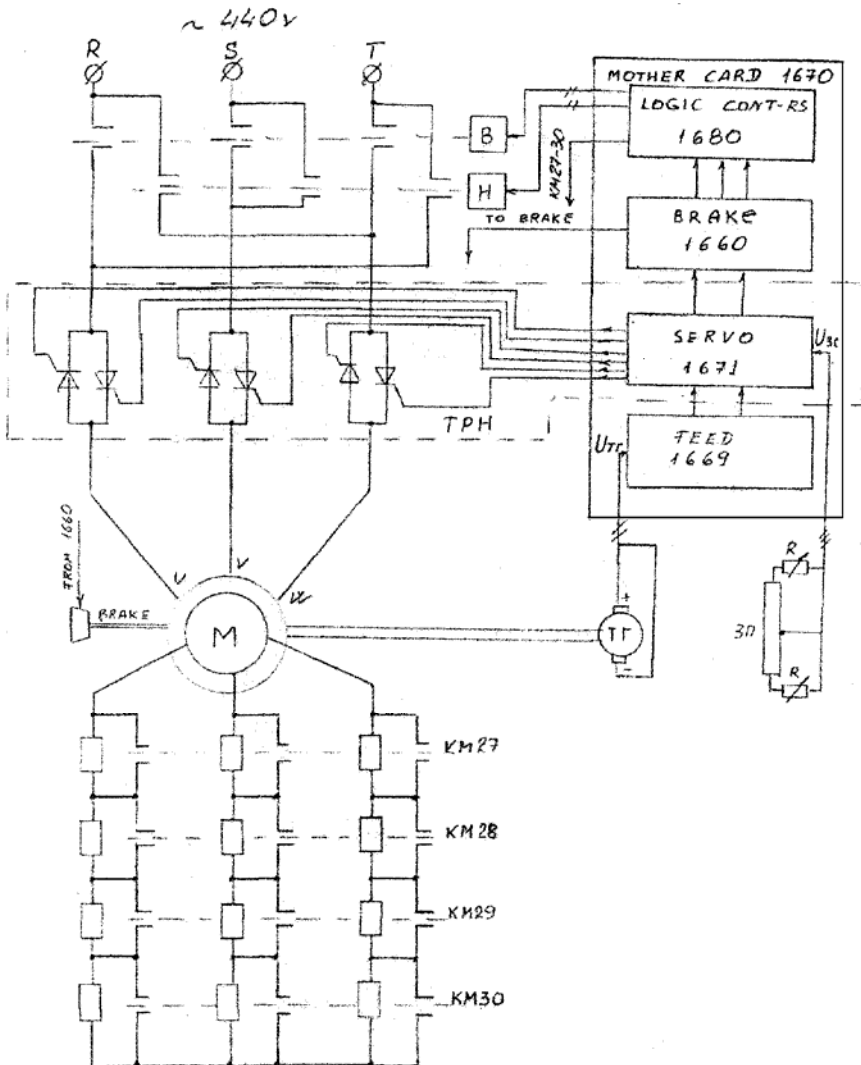


Рис. 1. Схема замкнутой системы управления скоростью ТРН-АЭД

Таким образом, замкнутая система ТРН-АЭД обеспечивает двухзонное регулирование скоростью с отрицательной обратной связью по скорости.

Выходной управляющий сигнал с карты сервоуправления поступает на карту тормоза 1660 и карту логического управления контакторами 1680, которые в свою очередь через вспомогательные реле воздействуют на силовые контакторы скорости и направления вращения АЭД. Причем, направление вращения АЭД определяется знаком $+(-)U_y$. Момент трехфазного АЭД пропорционален квадрату действующего фазного напряжения, поэтому сигнал U_y линеаризуют.

К достоинствам рассмотренной системы тиристорный регулятор напряжения – асинхронный двигатель (ТРН-АД) можно отнести: плавность и значительный диапазон регулирования скорости; высокий к.п.д., бесшумность, простота в обслуживании и эксплуатации.

Несмотря на значительные достоинства, системе ТРН-АД присущи следующие недостатки: напряжение и ток имеют пульсирующий характер, что отрицательно сказывается на жесткости характеристики; тиристорные преобразователи обладают невысокой помехозащищенностью и малой перегрузочной способностью по току и напряжению.

Для защиты тиристоров от перегрузок необходимо защитить их быстроплавкими предохранителями.

Частота вращения электрических двигателей крана должна быть меньше ± 300 об/мин для гака и стрелы и ± 150 об/мин для поворота башни крана. При этом на судне установлены все виды защит и сигнализации согласно требованиям классификационных обществ.

Эти данные показывают, что система регулирования электрического двигателя крана обеспечивает его заданную скорость за счет изменения сопротивления резисторов в цепи роторной обмотки и напряжения на статорной обмотке. Результаты анализа электропривода судового крана и опыт технической эксплуатации показывают, что основным ненадежным элементом является двигатель с контактными кольцами и щетками. Резисторы, которые подключают к роторной обмотке, повышают температуру в местах расположения электронных плат управления электроприводом. Часто наблюдаются повреждения тиристоров. Сложность системы регулирования скорости АЭД вызвана в первую очередь его типом.

Поэтому трехфазный асинхронный двигатель с трехфазной роторной обмоткой, контактными кольцами и щетками уменьшает надежность электропривода судового крана. Целью статьи является поиск путей повышения надежности данного электропривода. Для этого решаем основные задачи: обоснование выбора электрического двигателя для судового крана; обоснование выбора источника питания; обоснование выбора способа регулирования скорости двигателя; моделирование предлагаемого электропривода для судового крана в Simulink/MATLAB; обобщение полученных данных.

Альтернативными двигателями для электропривода судовых кранов являются трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутыми роторными обмотками, двигатели с постоянными магнитами на роторе и индукторные двигатели [3, 4]. Все эти типы двигателей относятся к бесконтактным относительно роторных обмоток, что затрудняет регулирование их скорости. Однако, современный уровень развития энергетической электроники позволяет успешно преодолевать этот недостаток бесконтактных электрических машин.

Электрические двигатели с постоянными магнитами на роторе и индукторные двигатели имеют большие перспективы для электроприводов судовых кранов. Однако они недостаточно изучены для практического использования в судовых условиях. Поэтому на данном этапе целесообразно по многим показателям [1, 2] устанавливать трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутыми роторными обмотками. Наш практический опыт технической эксплуатации показывает высокие показатели надежности таких типов двигателей в судовых условиях.

Современные достижения энергетической электроники показывают, что для питания выбранного типа двигателя целесообразно использовать инвертор с широтно-импульсной модуляцией. Трехфазные инверторы с силовыми транзисторами IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) выпускаются промышленностью мощностями до 5 МВт. Эти инверторы имеют удовлетворительные массогабаритные показатели для судовых условий. Они дают возможность использования наилучших способов регулирования скорости трехфазных асинхронных двигателей с короткозамкнутыми роторными обмотками (интернет-сайты: www.abb.com, www.alstom.com, и другие).

Для предлагаемого электропривода судового крана целесообразно использовать способ векторного управления скоростью. Этот способ обеспечивает показатели регулирования скорости сравнимые с электроприводами на машинах постоянного тока [5]. Этот фактор является определяющим для электропривода судового крана.

Для векторного регулирования скорости асинхронного двигателя используют разложение фазных токов и магнитных потоков по взаимно перпендикулярным осям Dq . Многофазная роторная обмотка моделируется трехфазной обмоткой. Под вектором понимают совокупность фазных токов статорной обмотки двигателя $\{i_{as}, i_{bs}, i_{cs}\}$. Контроллер векторного управления имеет пропорционально-интегрирующий регулятор скорости и пропорционально-интегрирующий регулятор фазных токов i_{as}, i_{bs}, i_{cs} . На входы контроллера поступают электрические сигналы пропорциональные токам i_{as}, i_{bs}, i_{cs} , а также угловой скорости вала дви-

гателя. Внешними задающими величинами являются угловая скорость вала двигателя ω^* и модуль потокосцепления $|\Psi_n|^*$ роторной обмотки.

Фазные задающие токи по осям D и q определяются формулами:

$$i_{Ds}^* = \frac{|\Psi_n|^*}{L_m};$$

$$i_{qs}^* = \frac{2}{3} \frac{L_n T_e^*}{P L_m |\Psi_n|_{est}}.$$

где L_m, L_n — взаимная индуктивность статорной и роторной фазных обмоток, индуктивность одной фазы роторной обмотки, Гн.

P — количество пар магнитных полюсов двигателя;

T_e^* — оцениваемое значение потокосцепления роторной обмотки.

$|\Psi_n|_{est}$ — оцениваемое значение потокосцепления роторной обмотки.

Значение T_e^* определяется по заданному значению угловой скорости двигателя. Значение $|\Psi_n|_{est}$ определяется согласно выражению:

$$|\Psi_n|_{est} = \frac{L_n i_{Ds}}{1 + \tau_n s},$$

где i_{Ds} — ток в статорной фазной обмотке по оси D , А:

$$\tau_n = \frac{L_n}{r_n}, \text{ с;}$$

r_n — сопротивление одной фазы роторной обмотки, Ом;

s — оператор Лапласа (вне индексов).

Переход от $Dq0$ системы к системе a, b, c и наоборот определяется по выражениям:

$$i_{as}^* = i_{Ds}^* \sin(\omega t) + i_{qs}^* \cos(\omega t) + i_{os};$$

$$i_{bs}^* = i_{Ds}^* \sin\left(\omega t - \frac{2}{3}\pi\right) + i_{qs}^* \cos\left(\omega t - \frac{2}{3}\pi\right) + i_{os};$$

$$i_{cs}^* = i_{Ds}^* \sin\left(\omega t + \frac{2}{3}\pi\right) + i_{qs}^* \cos\left(\omega t + \frac{2}{3}\pi\right) + i_{os};$$

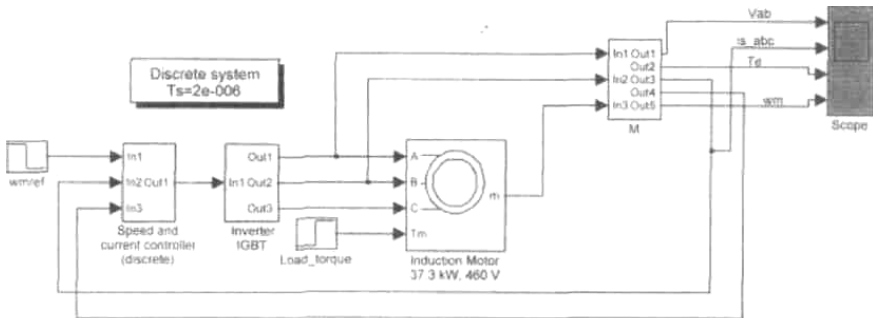
$$i_{Ds}^* = \frac{2}{3} \left[i_a \sin(\omega t) + i_b \sin\left(\omega t - \frac{2}{3}\pi\right) + i_c \sin\left(\omega t - \frac{2}{3}\pi\right) \right];$$

$$i_{qs}^* = \frac{2}{3} \left[i_a \cos(\omega t) + i_b \cos\left(\omega t - \frac{2}{3}\pi\right) + i_c \cos\left(\omega t - \frac{2}{3}\pi\right) \right];$$

$$i_{qs} = \frac{1}{3}(i_a + i_b + i_c),$$

где $\omega = 2\pi f$; f — частота основной гармоники напряжения на выходе инвертора.

На рис. 2 приведена Simulink-модель предлагаемого электропривода судового крана. Simulink-модель имеет типовые блоки библиотеки MATLAB. Задающий блок ω_{mref} устанавливает механическую угловую скорость асинхронного двигателя. Значения сигналов контроллера скорости и фазных токов двигателя являются дискретными. Параметр дискретизации принимается равным $2 \cdot 10^{-6}$ с. Simulink — модель широтно-импульсного инвертора построена на транзисторах IGBT.



Vector Control of a Variable-Frequency Induction Motor Drive Ship's Crane

Рис. 2. Simulink-модель предлагаемого электропривода судового крана

Трехфазный асинхронный двигатель с короткозамкнутой роторной обмоткой имеет мощность 37,3 кВт, линейное действующее напряжение 460 В, количество пар магнитных полюсов — 12. Параметры обмоток этого двигателя выбраны согласно данным MATLAB. Измерение линейного электрического напряжения на выходе инвертора, мгновенных токов двигателя, электромагнитного момента, механической угловой скорости обеспечивает блок М. Блок Scope предназначен для мониторинга процесса.

Simulink-модель предполагаемого привода судового крана построена на основе библиотеки MATLAB. В MATLAB имеются математические модели блоков, которые приведены на рис. 2. Получены в достаточном количестве данные моделирования предполагаемого электропривода для судового крана. Например, на рис. 3 (сверху вниз) приво-

дятся изменения во времени напряжения на выходе инвертора, токов в фазных обмотках статора двигателя, электромагнитного момента и механической угловой скорости двигателя. При этом на валу двигателя через 1,5 с. возникает момент 2 кНм. На рис. 3 все данные в СИ.

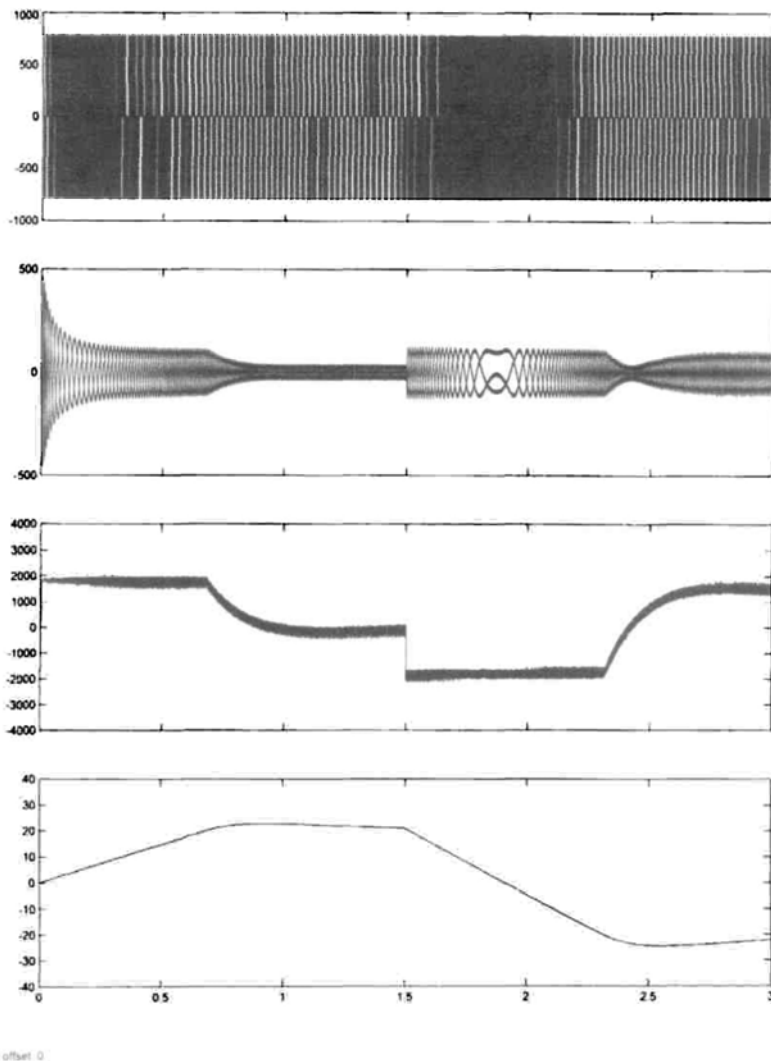


Рис. 3. Данные моделирования предполагаемого электропривода судового крана

Результаты моделирования предполагаемого привода для судового крана в Simulink/MATLAB позволяют считать перспективным их ис-

пользование. При этом надёжность электропривода повышается за счёт бесконтактного электрического двигателя, инвертора на транзисторах IGBT с широтно-импульсной модуляцией, а также векторного управления скорости двигателя. Для дальнейшего развития настоящего направления, повышения надёжности электропривода судового крана необходимо уменьшение пусковых токов, моделирование процесса при случайных нагрузочных моментах и задающих воздействий.

Литература

1. Байхельт Ф., Франкен П. Надёжность и техническое обслуживание. – М.: Радио и связь, 1988. – 392 с.
2. Коллокот Р. Диагностика повреждений. – М.: Мир, 1989. – 512 с.
3. Chapman S.J. Electric Machinery Fundamentals. – New York etc.: McGraw-Hill, 1985. – 653 p.
4. Яцун М.А. Електричні машини. – Львів: Вид. "Львівська політехніка", 2001. – 428 с.
5. Радченко А.П., Будашко В.В. Частотне управління судовим гребним асинхронним електродвигуном // Матеріали сьомої міжнародної науково-технічної конференції, м. Вінниця. – Вінниця: Універсум, 2003. – С. 87-91.

УДК 621.45.02

Черныш И.И.
ОНМА

КОСВЕННЫЕ ОЦЕНКИ МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЯ

Эксплуатация главных и вспомогательных судовых дизелей сводится в целом к заданию режимов работы и поддержанию их работоспособности путем рационального технического использования и обслуживания. Для решения задач использования и обслуживания необходима информация соответственно о функциональном и техническом состоянии дизеля. Обеспечение режимов работы дизеля требует знаний закономерностей изменения энергетических, экономических показателей, понимания связей конструктивных, теплотехнических, гидромеханических и режимных параметров с показателями, определяющими уровни механических, тепловых нагрузок и экономичность.

Основными энергетическими показателями работы дизеля является индикаторная и эффективная мощность, среднее индикаторное и эффективное давление, а экономическими — индикаторный и эффективный КПД, удельный индикаторный и эффективный расход топлива.

Показатели работы судовых дизелей в той или иной степени связаны с режимными параметрами: частотой вращения, температурой и давлением в цилиндре и системах, часовым расходом и цикловой подачей топлива, расходом и коэффициентами избытка воздуха и др.

Энергетические и экономические показатели судовых дизелей оцениваются на установившихся режимах их работы. Связь показателей работы дизелей и режимных параметров на различных режимах работы дизеля выражается характеристиками, которые представляют собой изменение показателей дизеля (а также его режимных параметров) в зависимости от основного режимного параметра.

Если за основной параметр (независимую переменную) принята частота вращения, то имеем скоростные характеристики. Если основным параметром (независимой переменной) является нагрузка (мощность, крутящий момент, среднее эффективное или индикаторное давление, удельный расход топлива), то характеристика будет нагрузочной.

Скоростные и нагрузочные характеристики определяют многообразие задания эксплуатационных режимов работы дизелей. Характеристики раскрывают эксплуатационные качества дизеля, позволяют точнее назначать режимы и оценивать энергетические и экономические показатели его работы. Наиболее полно они воспроизводятся на стенде и на судне при испытаниях и сдаче дизелей.

Наиболее характерным режимом работы дизеля является режим номинальной (паспортной) мощности дизеля. Если характеристики дизеля рассматриваются в относительных величинах, то за базовые (эталонные) значения экономических, энергетических показателей и режимных параметров обычно принимаются их значения на режиме номинальной мощности.

Эксплуатационная оценка режимов работы дизеля производится, прежде всего, по энергетическим и экономическим показателям. Поэтому задача оценки энергетических и экономических показателей работы судовых дизелей является весьма актуальной. В свою очередь для оценки энергетических и экономических показателей работы дизеля необходим контроль и диагностирование его режимных параметров.

В настоящее время в этом направлении ведутся самые разнообразные исследования, однако отсутствует сколь либо законченные работы в области оценки энергетических и экономических показателей работы судовых дизелей по параметрам газозвдушного тракта. В предлагаемой статье предлагается метод оценки мощности судового дизеля по параметрам газозвдушного тракта.

Судовые двигатели работают в различных условиях со значительными изменениями показателей: мощности, удельного расхода топлива, среднего индикаторного и эффективного давлений, индикаторного, эффективного и механического КПД и др. Совокупность значений этих показателей характеризуют режим работы дизеля.

Индикаторная мощность дизеля может быть представлена выражением:

$$N_i = \frac{i V_s z Q_n}{60 G_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \rho_s \eta_n n, \quad (1)$$

где i — число цилиндров; V_s — рабочий объем цилиндра, м³; z — коэффициент тактности; Q_n — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; G_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива, кг/кг; η_i — индикаторный КПД; $\rho_s = \frac{P_s}{R_s T_s}$ — плотность надувочного воздуха перед цилиндром, кг/м³; P_s — давление воздуха перед цилиндром, кПа; T_s — температура воздуха перед цилиндром, К; R_s — газовая постоянная воздуха, кДж/(кг·К); η_n — коэффициент наполнения; n — частота вращения, мин⁻¹.

Будем рассматривать относительные показатели работы дизеля по отношению к некоторым их базовым значениям, за которые можно принять показатели его работы на любом установившемся режиме.

Обычно за базовые принимают паспортные показатели работы двигателя на номинальном режиме. Обозначив параметры базового режима индексом «0» и полагая, что $R_s = R_{s0}$, $G/G_0 \approx 1$ (различия в теоретически необходимом количестве воздуха для сжигания топлива, при использовании различных его сортов составляет не более 0,5%), согласно формуле (1) относительную индикаторную мощность дизеля выразим следующим образом:

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{Q_H}{Q_{H0}} \frac{P_s}{P_{s0}} \frac{T_{s0}}{T_s} \frac{\eta_H}{\eta_{H0}} \frac{n}{n_0} \frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}}, \quad (2)$$

где $\bar{\eta}_i = \frac{\eta_i}{\eta_{i0}}$ — относительный индикаторный КПД; $\bar{\alpha} = \frac{\alpha}{\alpha_0}$ — коэффициент избытка воздуха.

Относительный коэффициент избытка воздуха:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha}{\alpha_0} = \frac{P_s}{P_{s0}} \frac{T_{s0}}{T_s} \frac{\eta_H}{\eta_{H0}} \frac{n}{n_0} \frac{b_{ч0}}{b_ч}, \quad (3)$$

где $b_ч$ — часовой расход топлива, кг/ч.

После замены из уравнения (3) выражения величин в равенстве (2) получим:

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{Q_H}{Q_{H0}} \frac{b_ч}{b_{ч0}} \bar{\alpha} \frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}}. \quad (4)$$

При известной функциональной зависимости $\frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}} = f(\bar{\alpha})$ и замеренных P_s , T_s , n по формуле (2) или $b_ч$, α по формуле (4) можно оценить индикаторную мощность двигателя на рассматриваемом установившемся режиме его работы.

На входящий в формулы (2) и (3) коэффициент наполнения η_H у двухтактных дизелей и четырехтактных с наддувом изменение скоростного режима отражается мало. Исключение составляют четырехтактные дизели без наддува, у которых с ростом скорости поршня уменьшается η_H в связи с уменьшением отношения плотности заряда цилиндра к плотности воздуха в ресивере ρ_0/ρ_s (рис. 1).

Увеличение нагрузки или температуры в системах охлаждения дизеля ведет к повышению температуры стенок, а следовательно, к увеличению подогрева заряда и снижению η_H на 2...3 %.

Незначительное изменение η_H при изменении скоростного режима и нагрузки дизеля позволяет в первом приближении при оценке энергетических и экономических показателей дизеля полагать его постоянным.

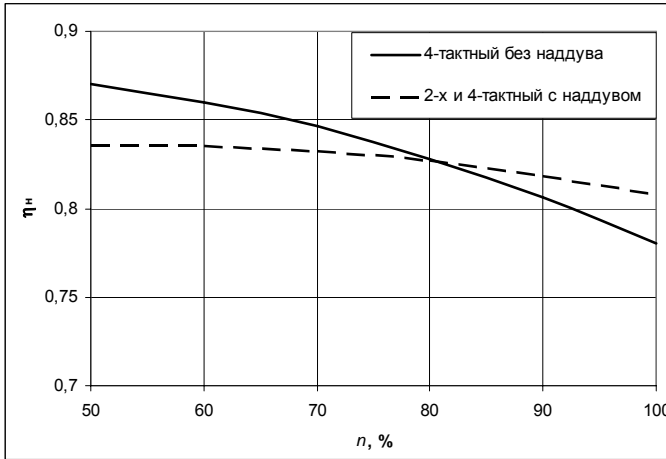


Рис. 1. Зависимость $\eta_n = f(n)$ дизелей: 1 — двухтактного и четырехтактного с наддувом; 2 — четырехтактного без наддува

При необходимости учета влияния η_n изменение относительной величины коэффициента наполнения в зависимости от относительной величины частоты вращения в пределах 50...60% нагрузки достаточно точно описывается следующей зависимостью:

$$\frac{\eta_n}{\eta_{n0}} = 1 - \frac{j}{\eta_{n0}} \left[\left(\frac{n}{n_0} \right)^2 - 1 \right], \quad (5)$$

где $j = 0,027$ для двигателей без наддува; $j = 0,014$ для двигателей с наддувом.

Изменение механического КПД при работе дизеля как по винтовой, так и по нагрузочной характеристикам в относительных величинах можно представить в виде:

$$\bar{\eta}_m = \frac{\bar{N}_e}{\bar{N}_e \eta_{m0} + \bar{n}^\beta (1 - \eta_{m0})}, \quad (6)$$

где β — показатель степени, характеризующий кривизну характеристики механических потерь

$$\bar{N}_m = \bar{n}^\beta.$$

Из формулы (6) можно получить выражения для η_m в виде:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_{i0}}{N_i} \left(\frac{n}{n_0} \right)^\beta (1 - \eta_{m0}), \quad (7)$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{N_{e0}}{N_e} \left(\frac{n}{n_0} \right)^\beta \frac{1 - \eta_{m0}}{\eta_{m0}}}. \quad (8)$$

Если полагать, что нагрузка двигателя изменяется по закону

$$\bar{N}_e = \bar{n}^m,$$

где m – показатель степени, характеризующей кривизну характеристики нагрузки на двигатель, то, подставляя эту зависимость в формулу (8), после образования получим выражение механического КПД дизеля при его работе по любой характеристике:

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{n_0}{n} \right)^{m-\beta} \frac{1 - \eta_{m0}}{\eta_{m0}}}. \quad (9)$$

Для большинства дизелей показатель степени β в пределах эксплуатационных режимов, с достаточной точностью аппроксимируется эмпирической зависимостью:

$$\beta = \frac{\lg \left[\left(a_2 + b_2 \frac{n}{n_0} \right) \right] \frac{n}{n_0}}{\lg \frac{n}{n_0}}, \quad (10)$$

где коэффициенты a_2 и b_2 можно принять: $a_2 = 1/3$, $b_2 = 2/3$. Во всех случаях $a_2 + b_2 = 1$.

Однако в этом случае погрешность определения p_i лежит в пределах погрешности обработки индикаторных диаграмм $\pm 3\%$ лишь на части рабочего участка, а в других зонах погрешность значительно выше.

Результаты исследований показали, что с увеличением α отношение η_i/α наиболее точно можно идентифицировать экспонентой.

Математическую модель зависимости $\eta_i/\alpha = f(\alpha)$ можно записать в виде:

$$\frac{\eta_i}{\alpha} = a_1 e^{-b_1 \alpha}, \quad (11)$$

где a_1 и b_1 — эмпирические коэффициенты.

В относительных величинах выражение (11) будет иметь вид:

$$\frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}} = e^{-b(\alpha - \alpha_0)} = e^{K(1 - \bar{\alpha})}, \quad (12)$$

где $K = b_1 \alpha_0$ — эмпирический коэффициент.

Коэффициент K определяется по результатам стендовых или нормировочных (базовых) испытаний методом наименьших квадратов с использованием логарифмической сетки.

В этом случае для определения K можно получить выражение:

$$K = \frac{\sum_{i=1}^{n_1} \bar{\alpha} \ln \frac{\bar{\eta}_i}{\bar{\alpha}}}{\sum_{i=1}^{n_1} \bar{\alpha} - \sum_{i=1}^{n_1} \bar{\alpha}^2}, \quad (13)$$

где n_1 — количество измерений.

С учетом выражения (12) формулы (2), (4) принимают вид, удобный для оценки индикаторной мощности по рабочим параметрам и режимным показателям дизеля:

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{Q_n P_s T_{s0} n}{Q_{n0} P_{s0} T_s n_0} e^{K(1-\bar{\alpha})}, \quad (14)$$

$$\frac{N_i}{N_{i0}} = \frac{Q_n}{Q_{n0}} \frac{b_{\text{ч}}}{b_{\text{ч}0}} \bar{\alpha} e^{K(1-\bar{\alpha})}. \quad (15)$$

В качестве примера оценки мощности двигателя предлагаемым методом используем данные стендовых испытаний двигателя 6ЧН25/34. Расчеты выполнены в табличном виде (таблица 1). За базовые приняты номинальные величины стендовых заводских испытаний

$$N_{e0} = 397 \text{ кВт}$$

$$n = 500 \text{ мин}^{-1}$$

$$b_{\text{ч}0} = 92,85 \text{ кг/ч}$$

$$P_{s0} = 169,7 \text{ кПа}$$

$$T_{s0} = 339 \text{ К}$$

$$Q_n = 41860 \text{ кДж/кг.}$$

Механический КПД определялся по формуле (8).

Таблица 1. Сравнение результатов стендовых испытаний четырехтактного дизеля 6ЧН 25/34, выполненных на заводе изготовителе и оценка мощности предлагаемым методом

Режимы работы $N_e, \%$	Испытания, $\eta_{m0} = 0,87$					Расчет $K = 0,778$				
	$n,$ об/мин	$P_s,$ кПа	$T_s,$ К	$B_{\text{ч}},$ кг/ч	$N_1,$ кВт	$N_1,$ кВт	η_m	$N_e,$ кВт	погрешн. N_e в %	
26,4	500,0	104,9	309,0	35,1	105,0	167,79	0,639	106,58	+1,48	
50,9	500,0	120,6	317,0	50,59	202,2	255,05	0,7732	197,2	-2,47	
76,8	500,0	144,0	327,0	70,54	305,1	354,96	0,8372	297,18	-2,59	
100,0	500,0	169,7	339,0	92,85						
107,8	500,0	178,5	342,0	99,5	427,9	485,59	0,8782	426,44	-0,34	
110,2	500,0	186,5	346,0	102,94	437,5	502,32	0,8806	442,34	+1,09	

Предлагаемый метод оценки мощности дизеля можно использовать как для двухтактных, так и для четырехтактных дизелей, работающих как по нагрузочной, так и по винтовой характеристикам.

Погрешность оценки мощности дизеля не превышает 2,5 %, т.е. не выше чем определение мощности путем индицирования дизеля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конаков А.Г., Черныш И.И. Косвенная оценка эксплуатационной мощности судового дизеля. Деп. в В/О «Депонированные рукописи» ВИНТИ № 10 (240). – 1991. – 6 с.
2. Фомин Ю.Я. и др. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А., Томченко А.Н.
ОНМА

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МАНЕВРОВЫХ РЕЖИМОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами. Исследование маневровых режимов судовых дизелей проводилось многими авторами в различных эксплуатационных и стендовых условиях [1-8]. Однако все экспериментальные данные имеют существенное ограничение — фиксированные фазовые параметры, что определялось конструкцией пневмо-механических узлов пусковых систем. В результате оставалось нераскрытым влияние важнейших характеристик процесса маневрирования — углов подачи пускового воздуха.

Экспериментальная установка. С целью проведения исследования маневровых режимов с изменяемыми фазовыми характеристиками в ОНМА создана экспериментальная установка, на базе лабораторного судового среднеоборотного дизеля, оборудованного пуско-реверсивной системой с электронными устройствами управления. Такая система может служить прототипом штатных систем судовых дизелей с качественно новыми возможностями. В частности, на её базе возможно создание интеллектуального модуля с адаптивным алгоритмом управления.

Система управления разработана, выполнена, смонтирована и отлажена на двигателе 1ЧН 25/34, являющимся одноцилиндровым отсеком широко распространённого на судах среднеоборотного дизеля Первомайского завода. Этот двигатель выпускается в шести и восьмицилиндровом исполнении.

Штатная система пуска двигателя имела серийную комплектацию с пневмомеханическим воздухораспределителем шестицилиндрового дизеля, в котором была использована одна секция.

Пусковой клапан двигателя (рис. 1) имеет традиционное исполнение. Этой конструкции, как показали в дальнейшем исследования, присущ существенный недостаток — значительные потери пускового воздуха в результате утечек через зазор в паре управляющий поршень-штулка 3, 4 и отверстие *a*.

Экспериментальная система управления пуском (СУП) выполнена в двух вариантах:

- электронно-механической;
- с компьютерным управлением.

Блок-схема электронно-механической системы представлена на рис. 2.

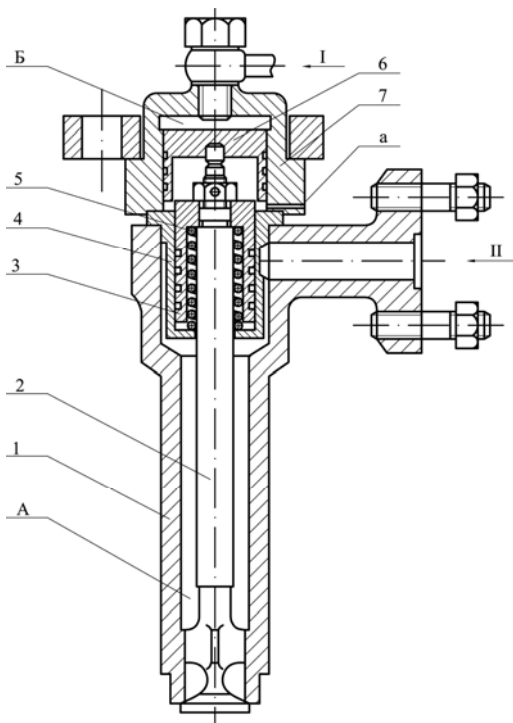


Рис. 1. Пусковой клапан: 1 — корпус; 2 — клапан; 3, 6 — поршни; 4 — центrovочная втулка; 5 — пружина; 7 — колпак; А, Б — полости; а — отверстие; I — от воздухораспределителя; II — от баллона пускового воздуха

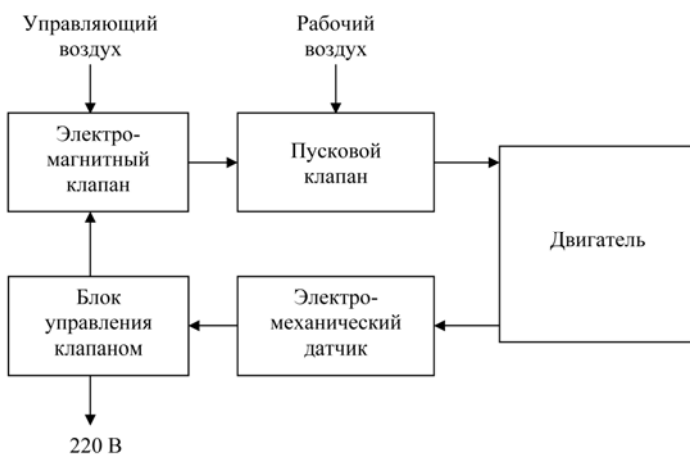


Рис. 2. Схема электронно-механической СВП

Управление подачей пускового воздуха производится путем включения и выключения электромагнитного клапана. Соответствующие сигналы для этого вырабатываются блоком управления клапана. В свою очередь исходными сигналами для блока управления клапаном являются сигналы от электронно-механического датчика, связанного с валом двигателя.

Последний (рис. 3) состоит из двух дисков 1 со свободными секторами и электронного датчика 2 с открытым оптическим каналом. Регулирования фаз подачи пускового воздуха осуществлялось смещением свободных секторов дисков. Предусмотрена оптическая индикация состояния датчика.

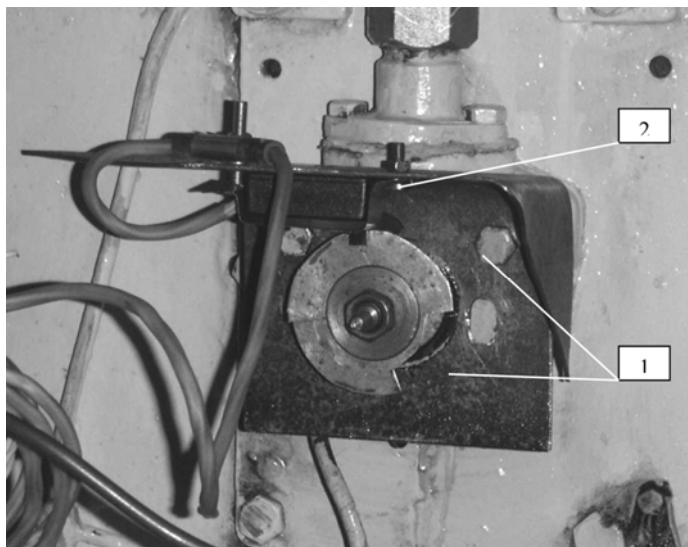


Рис. 3. Электронно-механический датчик

Блок управления клапаном предназначен для включения электромагнитного клапана по сигналу от датчика и для питания датчика. Блок состоит из силового трансформатора, двух выпрямителей, стабилизатора напряжения +5 В, двух транзисторов для включения-выключения клапана.

Для питания электромагнитного клапана используется нестабилизированное напряжение +27 В. Для питания датчика используется стабилизированное напряжение +5 В.

В качестве исполнительного элемента в системе управляющего воздуха первоначально использован промышленный узел — разрешающий пусковой клапан типа РПК 25/80. Электропневмоклапаны типа РПК

служат для дистанционного управления подачей воздуха к воздухораспределительному устройству дизеля и применяются в качестве главных пусковых клапанов в системах автоматического пуска. Технические данные РПК представлены в табл. 1.

Таблица 1. Технические данные РПК

№№	Наименования показателя	Единицы измерения	РПК 25/80
1	Рабочая среда	-	Воздух
2	Рабочее давление	МПа	0,6 – 8
3	Диаметр условного прохода	мм	25
4	Напряжение постоянного тока	В	24^{+3}_{-4}
5	Потребляемая мощность	Ватт	50

Функциональная схема РПК представлена на рис. 4.

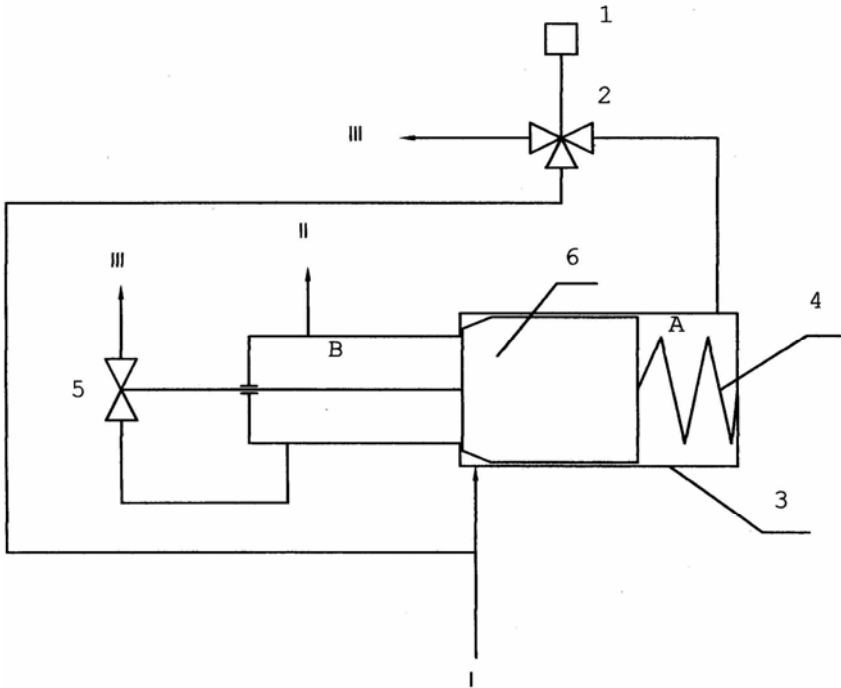


Рис. 4. Функциональная схема РПК: 1 — электромагнит, 2 — разгрузочный клапан, 3 — корпус, 4 — пружина, 5 — дренажный клапан, 6 — главный клапан, I — вход РПК, II — выход РПК, III — атмосфера

Перекрытие пневмомагистрали осуществляется главным клапаном 6, который прижимается к седлу на корпусе 3 пружиной 4 и силой давления рабочего газа со стороны полости А. Открытие и закрытие РПК происходит в результате перераспределения сил давления, действующих на главный клапан. Для перераспределения сил служит разгрузочный клапан 2, управляемый электромагнитом 1.

Конструкция РПК позволяет производить сброс давления из пневмомагистрали, подсоединенной к выходу РПК, в атмосферу при обесточенном магните.

Вторым вариантом является система с компьютерным управлением. В ней предусмотрено программное управление процессами маневрирования с заданием параметров в цифровой форме. Эта система позволяет также реверсировать двигатель.

Блок-схема системы показана на рис. 5.

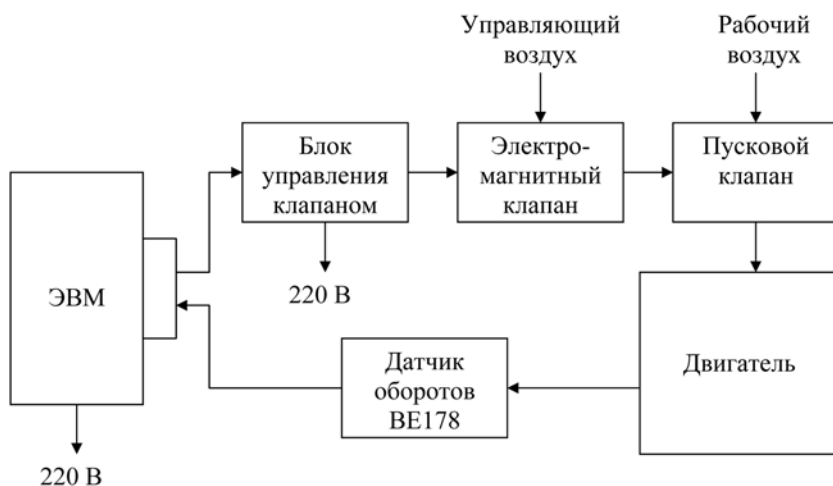


Рис. 5. Компьютерная система управления пуском

В качестве управляющей ЭВМ применена машина на процессоре PENTIUM с тактовой частотой 133 МГц и возможностью работы в режиме DOS для обеспечения управления системой в реальном времени. Прием сигналов от датчика и выдача управляющих сигналов осуществляется через порт LPT.

Датчик угла поворота типа BE178 представляет собой оптоэлектронное устройство с разрешающей способностью 2500 импульсов на оборот вала датчика. Кроме того, выдается импульс начала оборота, который используется в качестве опорного при вычислении текущих углов.

Блок управления клапаном применен тот же, что и в электронно-механическом варианте.

Для регистрации параметров переходного процесса разработана программа записи тахограмм на компьютер, включённая в пакет программной поддержки системы управления. Рассматриваемые ниже тахограммы записаны этой программой.

Применение описанных систем управления позволило создать принципиально новую методику экспериментального исследования процессов пуска. Некоторые её положения и результаты обработки данных эксперимента опубликованы ранее [9]. Здесь остановимся в качестве примера использования системы на опытах по выявлению зависимости параметров пуска от давления пускового воздуха.

Исследование влияния давления пускового воздуха на динамику разгона дизеля проведена при следующих условиях: начальное положение поршня $\varphi_n = 14^\circ$ за ВМТ = const, продолжительность открытия ПК $\varphi_{уд} = 120^\circ$ ПКВ = const, давление рабочего воздуха $p_{р.в.} = \text{var}$.

Характер изменения кривой разгона при различных $p_{р.в.}$ наглядно виден на рис. 6. На нём представлены совмещённые тахограммы двигателя при пуске с различным давлением воздуха. При этом по оси абсцисс отложено время с начала вращения двигателя. На графике представлены очевидные соотношения: чем выше давление пускового воздуха, тем интенсивнее набор оборотов и выше их максимальное значение. Для количественных оценок представленные кривые обработаны с определением следующих параметров: времени t_{55} достижения угловой частота вращения, соответствующей 55 об/мин, максимальной частоты вращения n_{max} , времени достижения максимальной частоты вращения t_{max} .

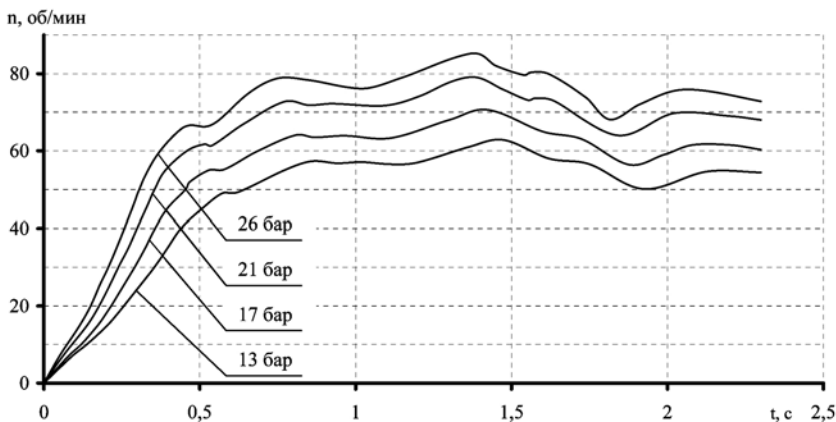


Рис. 6. Динамика разгона дизеля при различном давлении пускового воздуха

Полученные величины представлены на графиках рис. 7, 8.

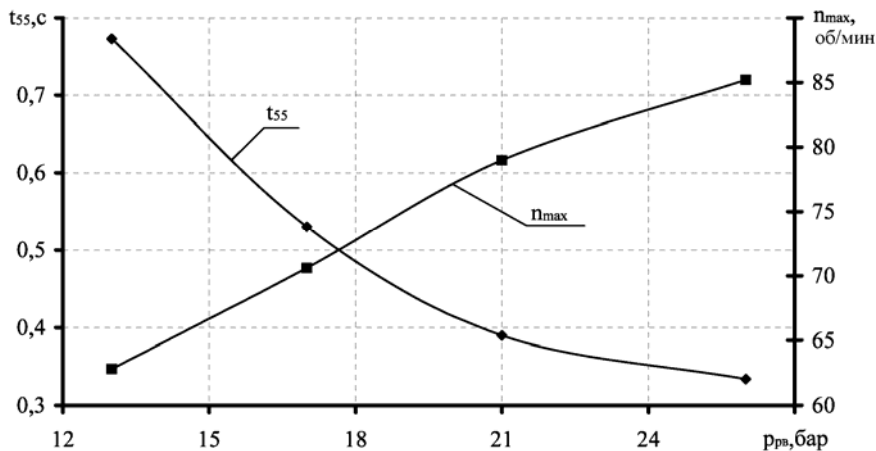


Рис. 7. Время достижения частоты вращения 55 об/мин и максимальная частота вращения вала

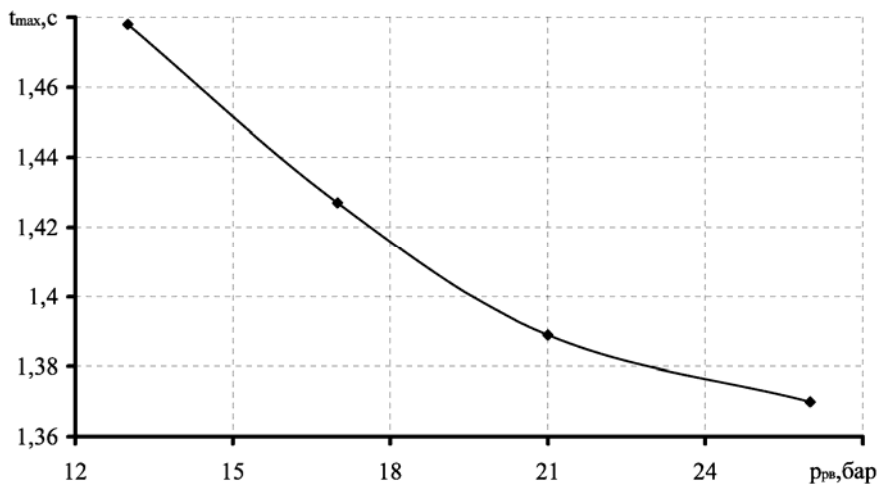


Рис. 8. Время достижения максимальной частоты вращения вала

Основными данными, характеризующими изменение параметров пуска при различных давлениях воздуха (повышении от 13 до 26 бар) являются следующие показатели:

- максимальная частота вращения n_{max} увеличилась с 62,8 до 85,2 об/мин;
- время t_{55} сократилось с 773 до 334 мс;

- время достижения максимальной частоты вращения вала t_{\max} сократилось с 1,48 до 1,37 с.

Выводы

Разработанная в ОНМА экспериментальная установка, оснащённая аппаратно-программными средствами управления маневровыми режимами, обеспечивает качественно новые возможности исследования переменных режимов дизеля.

Система микропроцессорного и компьютерного управления дизелем может служить прототипом штатных пуско-реверсивных систем, включая варианты с адаптивными алгоритмами.

В качестве примера использования установки приведены результаты исследования влияния давления воздуха на параметры пуска.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горелкин В.И. Реверсирование судовых автоматизированных дизелей (в экстренных режимах управления). – М.: Транспорт, 1984. – 160 с.
2. Кузьмин Р.В., Карпович В.А. Пуск и реверс судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1972. – 144 с.
3. Брук М.А., Рихтер А.А. Режимы работы судовых дизелей. – Л.: Судпромгиз, 1963. – 484 с.
4. Петровский Н.В. Режимы работы судовых двигателей с воспламенением от сжатия. – М.: Мор. транспорт, 1953. – 152 с.
5. Минкин М.Л. Пуск автотракторных дизелей. – М.: Машгиз, 1948. – 124 с.
6. Небеснов В.И. Динамика двигателя в системе корпус судна – винты – двигатели. – Л.: Судпромгиз, 1961. – 374 с.
7. Меркт А.Р. Учет работы регулятора при расчете пускового режима дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – Одесса: ОГМА, 1998. – Вып. 1. – С. 39-44.
8. Конаков А.Г. Разгон двигателя при пуске сжатым воздухом // Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. тр. НКИ. – Николаев, 1983. – С. 73-78.
9. 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.

УДК 629.5

Ханмамедов С.А.
ОНМА**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ЗАТРАТЫ НА РЕАЛИЗАЦИЮ ПРОЦЕССОВ
СМАЗЫВАНИЯ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМОЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Масляные циркуляционные системы современных судовых дизелей предназначены для обеспечения, прежде всего, функционирования узлов трения с минимальными энергетическими потерями и минимально возможной интенсивностью изнашивания. Среди процессов, реализация которых, позволяет решить поставленные задачи, является процесс смазывания узлов трения СВДС. Анализ литературных источников [1-7] показал, что количественная оценка энергетических затрат на реализацию процесса смазывания деталей дизелей практически отсутствует. К количественной оценке работы масляной системы следует отнести следующие положения — энергетические затраты на преодоление сил трения не смазанных деталей дизелей в 10-100 раз больше, чем смазанных, при этом, интенсивность изнашивания изменяется более в 1000 раз, вплоть до схватывания и разрушения деталей. Одновременно известно, что мощность привода основного насосного агрегата масляной циркуляционной системы составляет не менее 0,5 % от мощности двигателя внутреннего сгорания [1, 3]. В связи с вышеизложенным практическую и научную значимость приобретает задача определения энергетических затрат на организацию процесса смазывания деталей судовых дизелей.

Рассмотрим решение данной задачи на примере масляной циркуляционной системы судового малооборотного двигателя внутреннего сгорания, получившего наибольшее распространение на морских судах. На рис. 1. приведена адаптированная для решения данной задачи схема масляной циркуляционной системы судового малооборотного двигателя фирмы MAN-B&W. Система смазывания является замкнутой, при этом часть элементов схемы включена последовательно, а часть параллельно. В системе находится масло объемом V . Под действием насоса, имеющего подачу Q , масло прокачивается по системе. Пусть масло, при изотермических условиях, проходит через цилиндрический элемент двигателя внутреннего сгорания с внутренним диаметром D , тогда в единицу времени Δt , маслом будет смазана поверхность

$$S = \frac{Q}{V\Delta t}. \quad (1)$$

Согласно основным положениям термодинамики можно показать, что полная энергия смазочного слоя этого элемента составит

$$U = H - Td \frac{dH}{dT}, \quad (2)$$

где: H — свободная и $T \frac{dH}{dT}$ — связанная энергия.

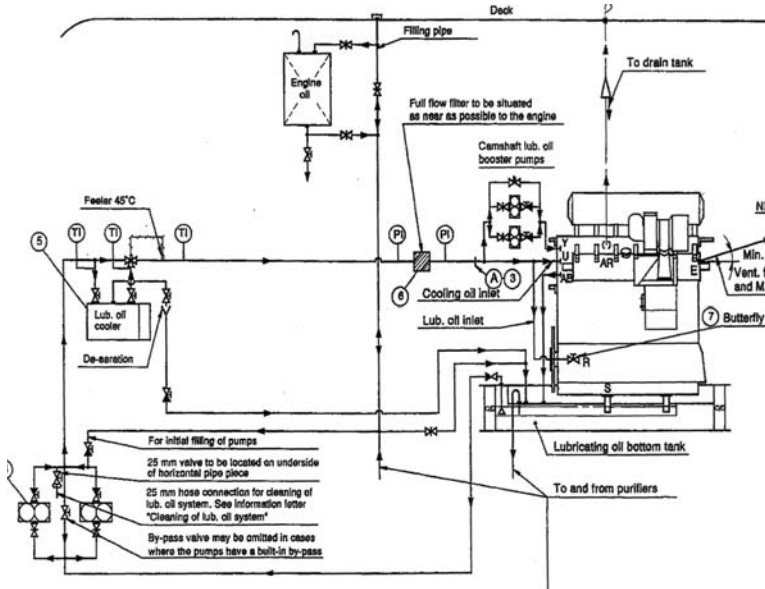


Рис. 1. Схема масляной циркуляционной системы смазывания судового двигателя внутреннего сгорания фирмы MAN.

Уравнение Гиббса-Гельмгольца (2) применено нами к слою смазочного материала как термодинамической системе.

Действительно, свободная энергия представляет собой ту часть полной энергии смазочного слоя, которая может быть обращена в механическую работу. С другой стороны, при изотермическом изменении величины поверхности, смазочного слоя, на 1 м^2 затрачивается (при растяжении) или отдается (при сжатии) механическая работа, численно равная поверхностному натяжению σ . Следовательно, эта работа выражает изменение свободной энергии поверхности смазочного слоя при изотермическом увеличении или уменьшении поверхности на 1 м^2 :

$$H = \sigma. \quad (3)$$

Таким образом, уравнение (2) для смазочного слоя принимает вид

$$U = \sigma - T \frac{d\sigma}{dT}. \quad (4)$$

Величина $-\frac{d\sigma}{dT}$ может быть найдена, если известна зависимость поверхностного натяжения в функции температуры $\sigma = f(T)$. Как показывают экспериментальные исследования, в широком интервале температур, эта зависимость может быть описана линейной зависимостью вида [5]:

$$\sigma = \sigma_0 - \beta T, \quad (5)$$

где σ_0 — поверхностное натяжение при 0°C .

Следовательно, с повышением температуры σ падает, так как увеличивается среднее расстояние между молекулами и межмолекулярное взаимодействие ослабевает. Отсюда

$$\frac{d\sigma}{dT} = -\beta \text{ и } U = \sigma + \beta T. \quad (6)$$

Таким образом, из уравнения (6) следует, что для изотермического образования 1 м^2 поверхности смазочного слоя затрачивается механическая работа, равная свободной энергии поверхности, и тепловая энергия, равная связанной энергии поверхности.

Так, например, для масла М10В коэффициент пропорциональности показывающий на сколько изменится величина поверхностного натяжения при изменении температуры масла на один градус $\beta=0,16 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$, а поверхностное натяжение при 0°C $\sigma_0 = 30 \text{ Н}/\text{м}$. Следовательно, свободная энергия единицы поверхности для масла $\sigma = 7,58 \text{ Дж}/\text{м}^2$, связанная энергия $T \frac{d\sigma}{dT} = 4,15 \text{ Дж}/\text{м}^2$, а полная энергия единицы поверхности

$$U = 7,58 + 4,15 = 11,73 \text{ Дж}/\text{м}^2.$$

Как вытекает из уравнений (4) и (5), полная энергия поверхностного слоя масла не зависит от температуры. Это важное свойство полной энергии поверхностных слоев легко доказывается. Поскольку

$$\frac{d\sigma}{dT} = -\beta,$$

то

$$\frac{d^2\sigma}{dT^2} = 0.$$

С другой стороны, из уравнения (3) следует, что

$$\frac{dU}{dT} = -T \frac{d^2\sigma}{dT^2},$$

и, следовательно $\frac{dU}{dT} = 0$, что соответствует $U = \text{const}$.

Рассмотрим идеальный обратимый цикл Карно в применении к изменению состояния смазочного материала при движении в замкнутой циркуляционной системе смазки.

Пусть в системе координат σ, S , аналогичной системе p, V , точка, изображающая состояние поверхностного слоя жидкости, проходит последовательный ряд изменений состояния $ABCB$ (рис. 2), выйдя из начального состояния A (выход из картера двигателя) и возвращаясь в него по завершении цикла. При всех состояниях слоя на протяжении участков диаграммы $B \rightarrow C$ (движение по трубопроводу после холодильника до входа в двигатель) и $D \rightarrow A$ (растекание по картеру двигателя) его поверхностное натяжение и температура остаются постоянными соответственно равными σ_1, T_1 и σ_2, T_2 , при этом $\sigma_1 < \sigma_2$, а $T_1 > T_2$.

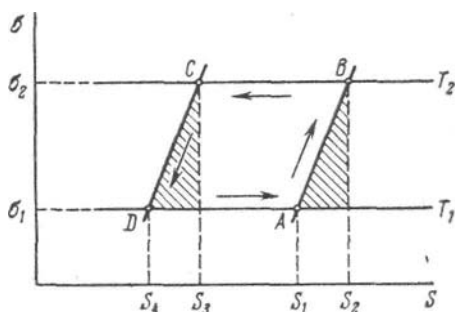


Рис. 2. Схема идеального цикла изменения состояния смазочного слоя образованного на деталях двигателя в результате работы циркуляционной системы двигателя

BC и DA представляют собой отрезки изотерм, а так как при постоянной температуре s не зависит от величины поверхности, то изотермы состояния слоя представляют собой прямые, параллельные оси S .

Допустим, далее, что изменения состояния слоя происходит при движении через масляный холодильник участок $A - B$ и участок $C - D$ при прохождении подшипниковых узлов процессы являются политропными, но если ΔT мало, тогда AB и CB

можно представить в первом приближении как отрезки адиабат, которые можно принять за прямые. Очевидно, что на протяжении $A - B$ температура слоя падает с T_1 до T_2 и соответственно поверхностное натяжение возрастает от σ_1 до σ_2 ; на отрезке CB отношения обратные. Пусть

$$\sigma_2 - \sigma_1 = \Delta\sigma.$$

В принятых выше допущениях (см. рис. 2) фигура $ABCB$ является параллелограммом, площадь которого равна $S\Delta\sigma$ где разность абсцисс $S_1 - S_4 = S$ — его основание, а $\Delta\sigma$ — высота.

Отметим также, что размерность площади в системе координат σ, S равна размерности работы в единицу времени (мощности), следуя методу Клайперона работу для любой фазы рассматриваемого кругового процесса можно выразить графически через площадь соответствующей фигуры.

Следует иметь в виду существенное различие, которое имеется между идеальными циклами для газа и для поверхностного слоя. Оно заключается в том, что идеальный газ способен совершать работу только при расширении, тогда как поверхностный слой совершает работу лишь при сжатии. Поэтому идеальный газ, как рабочее тело, совершает работу при прохождении цикла по направлению часовой стрелки, а поверхностный слой — при прохождении цикла в обратном направлении. Нельзя забывать, что энергия газа пропорциональна температуре, тогда как полная энергия поверхностного слоя, как упоминалось выше, не зависит от температуры.

Рассмотрим теперь четыре последовательные фазы изменения состояния поверхностного слоя масла в циркуляционной системе двигателя за один цикл его циркуляции. Нетрудно видеть, что полезная работа в единицу времени такой «тепловой машины», как поверхностный слой, при прохождении им кругового процесса равняется площади параллелограмма $ABCB$. Эта полезная работа, равная, следовательно, σS в Дж/с. могла быть произведена слоем благодаря тому, что он получил больше тепловой энергии, чем отдал. Следовательно,

$$Q_1 - Q_2 \sim S\Delta\sigma \text{ или } Q_1 - Q_2 = \frac{S\Delta\sigma}{I}, \quad (7)$$

где I — механический эквивалент.

Но коэффициент полезного действия идеальной машины Карно равен

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{\Delta T}{T_1}, \quad (8)$$

следовательно, энергетические затраты теоретически необходимые для реализации идеально процесса смазывания в циркуляционной системе смазывания равны

$$W = S\Delta\sigma \text{ [Вт]}. \quad (9)$$

С учетом к.п.д. системы смазывания получим мощность, затрачиваемую на процесс смазывания в циркуляционной системе двигателя внутреннего сгорания

$$W_c = \frac{W}{\eta} = \frac{S\Delta\sigma T_1}{\Delta T}. \quad (10)$$

Расчеты согласно формуле (10) для двигателя MAN-B&W 6L60MC показывают, что энергетические затраты на реализацию процесса смазывания в масляной циркуляционной системе $W_c = 3 - 5$ кВт, что составляет до 10% от мощности потребляемой приводным электродвигателем масляного насоса системы), а согласно формулы (8) к.п.д. масляной системы не превышает величины 20-30%.

Таким образом, для масляных систем судовых дизелей энергетические затраты на организацию процесса смазывания могут быть рассчитаны согласно формуле (10) а также определен к.п.д. масляной системы двигателя.

Из работы следует что, наиболее энергоемкими являются процессы, связанные с функцией охлаждения, которую выполняет масляная система, а также потери на преодоление гидравлического сопротивления движению масла через зоны трения подшипниковых узлов, трубопроводы и потери на процессы фильтрации в фильтрах грубой и тонкой очистки масла.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Дизели. Справочник. / Под ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1977. – 480 с.
2. Камкин С.В. Повышение экономичности судовых дизелей. / С.В. Камкин, А.Л. Лещенко, А.С. Пунда. – СПб.: Судостроение, 1992. – 170 с.
3. Овсянников М.К. Судовые дизельные установки. Справочник / М.К. Овсянников, В.А. Петухов – Л.: Судостроение, 1986. – 424 с.
4. Гулин Е.И. Справочник по горюче-смазочным материалам в судовой технике / Е.И. Гулин, В.А. Сомов, И.М. Чечот - Л.: Судостроение, 1981.
5. Папок К.К. Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям / К.К. Папок, И.А. Рагозин – М.: Химия, 1975. – 240 с.
6. Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.
7. Ханмамедов С.А., Царев Л.Н. Судовые масла – Одесса: ОНМА, 2003. – 46 с.

УДК 629.12.03

Калюжный В.О., Абоleshкин С.Е.
ОНМА

ИНТЕГРАЛЬНЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ СОВРЕМЕННЫХ МОД

Общая постановка проблемы и её связь с научно-техническими задачами. В последние годы дизелестроительные фирмы вынуждены интенсивно заниматься побочным эффектом от использования дизелей — вредными выбросами в атмосферу.

Все вредные вещества, содержащиеся в отработавших газах дизелей, являются опасными для окружающей среды. Каждая их группа требует самостоятельного изучения с целью предотвращения загрязнений.

Однако, как показали проведенные современные исследования, выброс окислов азота NO_x в атмосферу при сгорании топлива наносит наибольший ущерб окружающей среде. Именно поэтому, экологи и законодатели настаивают на контроле, в первую очередь, выбросов NO_x .

Обеспокоенность двиглестроительных фирм сертифицированием их продукции по выбросам NO_x выражается в возрастающей активизации научно-исследовательских работ в данном направлении. Об этом можно судить по увеличивающемуся количеству публикаций в иностранной и отечественной периодике.

На основе анализа результатов многочисленных теоретических и экспериментальных исследований выработаны основные концепции методов снижения токсичности выхлопных газов МОД. Предлагаемые пути снижения содержания NO_x в выпускных газах условно можно разделить на две группы:

- изменение процесса сгорания топлива с целью снижения уровня параметров рабочего тела в цилиндре дизеля и предотвращения возможности образования высокотемпературных зон;
- обработка выпускных газов в специальных катализаторах.

На состоявшейся 26.09.97 конференции членов Международной Конвенции по предотвращению загрязнений от судов (MARPOL 73/78) принят разработанный Международной организацией судоводителей (ИМО) директивный документ «Технический Кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей» (далее Кодекс).

Правила ИМО или, другими словами, «Технический Кодекс по контролю эмиссии окислов азота судовыми дизельными двигателями», как следует из названия документа, накладывает ограничения пока только на эмиссию окислов азота.

Кодекс представляет собой Международный стандарт, устанавливающий порядок и правила сертификации судовых дизелей на предприятии-изготовителе и на борту судна на соответствие нормам выбросов NO_x организацией, уполномоченной Правительством страны (Регистром).

Под действие Кодекса подпадают судовые дизели мощностью более 130 кВт, предназначенные к установке или установленные на любых судах, вместимостью 400 и более регистровых тонн, подчиненных правилам по предотвращению загрязнения воздуха от судов, составляющих Приложение VI к MARPOL 73/78.

Его требования должны быть обеспечены, прежде всего, изготовителями судовых дизелей.

Требования Кодекса в части испытательных процедур, методов измерений и методов обработки результатов испытаний полностью соответствуют международному стандарту ISO 8178 «ДВС. Измерение эмиссии вредных веществ». Нормированию подлежат удельные средневзвешенные выбросы NO_x при испытаниях по стандартным четырехступенчатым циклам C_1 , D_2 , E_2 , E_3 .

Факт соответствия судового дизеля нормам Кодекса по результатам сертификационных испытаний, которые проводит аккредитованная Регистром организация (может быть аккредитован и производитель дизеля), удостоверяется Регистром выдачей двух международных сертификатов:

- двигателю выдается сертификат «О предотвращении загрязнения воздуха двигателем» (EIAPP);
- судну выдается сертификат «О предотвращении загрязнения воздуха» (IAPP).

Кодекс предусматривает следующие виды освидетельствований судовых дизелей: первоначальное, периодические и промежуточные, а также внеочередные (если приведены существенные конструктивные изменения дизеля).

Сертификация дизеля должна производиться на заводе-изготовителе двигателя, но в особых случаях может происходить на борту судна одновременно с первоначальным освидетельствованием. Такие особые случаи возникают, когда двигатели вследствие их размеров, конструкции или режима поставки не могут быть сертифицированы на испытательном стенде.

Для освидетельствования дизелей на соответствие нормам выбросов NO_x в Кодексе предлагается пять методов, а именно:

- метод стендовых испытаний с проведением измерений по требованиям Кодекса (соответствуют ISO 8178-1);

- метод измерений на борту судна в объеме требований, предъявляемых к стендовым испытаниям (для дизелей, не получивших сертификат ЕIAPP на заводе-изготовителе);
- метод сверки параметров дизеля при первоначальном, периодических и промежуточных освидетельствованиях, применяемый к дизелям, имеющим сертификат изготовителя, или дизелям, подвергнутым конструктивным изменениям или регулировкам по отношению к состоянию ввремя последнего освидетельствования;
- метод упрощенных измерений для двигателей, не подвергшихся изменениям после установки на борту судна;
- метод мониторинга, применяемый только для периодических и промежуточных освидетельствований.

Все данные о двигателе вносятся в техническое досье дизеля (ТДД) — это новый документ, который представляет собой экологический паспорт судового дизеля, подготавливается его изготовителем, подлежит одобрению Регистром и требуется для сопровождения дизеля в течение всего срока его судовой службы.

Система контроля и освидетельствования дизеля на судне должна обеспечивать простоту процедуры и доступность для осмотра и проверки всех контролируемых узлов и регулировок.

В соответствии с международным стандартом ISO используются следующие характеристики для измерения эмиссии вредных выбросов ДВС: состав газообразных выбросов C_i %; скорость выделения выбросов E_i кг/ч; удельный выброс e_i , кг/(кВт ч); выброс вредного компонента на 1 кг топлива e_s , кг/кг топлива.

Характеристики вредных выбросов связаны между собой следующими соотношениями:

$$E_i = \varepsilon_i G_T; \quad e_i = \frac{E_i}{N_e}; \quad e_s = \varepsilon_s g_e; \quad C_i = k \frac{E_i}{G_T} \cdot 100. \quad (1)$$

где G_T — расход топлива на двигатель, кг/ч; N_e — эффективная мощность двигателя, кВт; g_e — удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт ч); G_T — массовый расход газов, кг/ч; k — коэффициент, равный отношению молекулярной массы газов к молекулярной массе вредного компонента, т.е. $k = \mu_T / \mu_i$.

Однако до настоящего времени не существует надежных методов теоретического прогнозирования экологических характеристик МОД, позволяющих на основе математического моделирования физико-химических процессов научно предвидеть изменение выбросов экологически вредных компонентов в зависимости от конструктивных осо-

бенностей двигателей и режимных параметров работы. Создание и внедрение подобных методов в практику проектирования и эксплуатации двигателей позволит повысить уровень экологической безопасности.

Цель исследований. С целью упрощения процедуры контроля за двигателем в процессе эксплуатации и оценки экологической безопасности предлагается комплексный (интегральный) показатель экологической безопасности, который позволяет:

- оценить изменения экологических показателей дизеля в зависимости от основных показателей его работы в процессе эксплуатации;
- производить сравнительную оценку экологических показателей различных дизелей или типов дизелей при изменении основных показателей их работы.

Показатель экологической безопасности должен соответствовать основным требованиям:

- простота определения в эксплуатации;
- информативность;
- достоверность.

Результаты исследований.

В общем случае в качестве комплексного показателя экологической безопасности может быть предложен интегральный показатель, который представляет собой относительное изменение содержания NO_x в отходящих газах дизеля в зависимости от изменения основных параметров его работы

$$W_e = \left(\frac{\text{NO}_x}{\text{NO}_x^*} \right)_n = \left(\overline{\text{NO}_x} \right)_n, \quad (2)$$

где n — основные параметры работы дизеля, оказывающие влияние на содержание NO_x в отходящих газах; NO_x^* — эталонное содержание NO_x , соответствующее условиям проведения паспортных или нормировочных испытаний.

Сравнение изменения содержания NO_x в выбросах двигателя целесообразно производить для условий текущего режима его работы ($p_i = \text{idem}$, $n = \text{idem}$).

По данным фирм изготовителей [3], основными параметрами, от которых зависит содержание NO_x в отходящих газах, являются давление и температура наддувочного воздуха, а также коэффициент избытка воздуха. Тесты, проведенные фирмами-изготовителями показали, что:

- снижение температуры наддувочного воздуха на 3°C приводит к снижению NO_x в отходящих газах на 1 %;

- снижение коэффициента избытка воздуха в двухтактных двигателях с 2,2 до 1,9 снижает содержание окислов азота в отработавших газах на 15 %.

Изменение содержания NO_x в зависимости от основных параметров работы дизеля может быть представлено в виде

$$\left(\frac{\text{NO}_x}{\text{NO}_x^*}\right)_T = \overline{\text{NO}}_{xT} = A_T \left(\frac{T_s}{T_s^*}\right)^{a_T} = A_T \bar{T}_s^{a_T};$$

$$\left(\frac{\text{NO}_x}{\text{NO}_x^*}\right)_p = \overline{\text{NO}}_{xp} = A_p \left(\frac{p_s}{p_s^*}\right)^{a_p} = A_p \bar{p}_s^{a_p};$$

$$\left(\frac{\text{NO}_x}{\text{NO}_x^*}\right)_\alpha = \overline{\text{NO}}_{x\alpha} = A_\alpha \left(\frac{\alpha}{\alpha^*}\right)^{a_\alpha} = A_\alpha \bar{\alpha}^{a_\alpha}.$$

где T_s, p_s — температура, давление надувочного воздуха; α — коэффициент избытка воздуха; $A_T, a_T, A_p, a_p, A_\alpha, a_\alpha$ — коэффициенты; индексом * обозначены параметры, соответствующие базовому режиму работы дизеля.

Базовые показатели работы дизеля могут быть определены по данным проведенных испытаний с использованием полиномов второго порядка:

$$T_s^* = A_{T1} + A_{T2}p_i + A_{T3}n + A_{T4}p_i n + A_{T5}p_i^2 + A_{T6}n^2;$$

$$p_s^* = A_{p1} + A_{p2}p_i + A_{p3}n + A_{p4}p_i n + A_{p5}p_i^2 + A_{p6}n^2;$$

$$\alpha_s^* = A_{\alpha1} + A_{\alpha2}p_i + A_{\alpha3}n + A_{\alpha4}p_i n + A_{\alpha5}p_i^2 + A_{\alpha6}n^2.$$

где A_{mn} — коэффициенты, которые могут быть определены по результатам стендовых, паспортных нормировочных испытаний дизеля.

Тогда, интегральный показатель экологической безопасности дизеля, учитывающий изменение содержания NO_x в выпускных газах дизеля с учетом (N) может быть представлен в виде

$$W_e = \overline{\text{NO}}_{xT} \overline{\text{NO}}_{xp} \overline{\text{NO}}_{x\alpha}$$

или

$$W_e = A \bar{T}_s^{a_T} \bar{p}_s^{a_p} \bar{\alpha}^{a_\alpha},$$

где $A = A_T A_p A_\alpha$.

Выводы и перспективы дальнейших исследований.

Интегральный показатель экологической безопасности W_e позволяет определить изменение содержания NO_x в выхлопных газах судового

дизеля при изменении основных параметров рабочего процесса T_s , p_s , A , может служить обобщенным критерием, характеризующим экологическую безопасность различных типов дизелей при изменении показателей их работы.

Интегральный показатель экологической безопасности может использоваться для сравнительной оценки и мониторинга двигателя в период эксплуатации судна без дополнительных затрат на установку дорогостоящего оборудования.

Целесообразно проведение исследований по степени влияния основных рабочих параметров дизеля на выделение вредных веществ в ОГ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Камкин С.В. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок. / С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.Ф. Большаков. – М.: Транспорт, 1996. – 432с.
2. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238с.
3. Материалы фирм MAN B&W, Sulzer-Diesel and Gas Turbine Worldwide.
4. Пахомов Ю.А. Топливо и топливные системы судовых дизелей / Ю.А. Пахомов, Ю.П. Коробков, Д.В. Дмитриевский, Г.Л. Васильев – М.: РКонсульт, 2004. – 496 с.
5. Технический Кодекс по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей. MP/CONF.3/WR4/Add.1, 23 сентября 1997.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.778.53

Бекерский В.И. Колебательные процессы в гибких рабочих органах большой длины // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – № 15. – Одесса: ОНМА. – С. 4-9.

Определяются продольные и крутильные колебания в гибких рабочих органах. Получены волновые уравнения поперечных колебаний. Доказана вероятность возникновения явления резонанса.

Илл. 1. Список лит. 3.

Bekersky V.I. Oscillation process in flexible working controls of big length // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 4-9.

Longitudinal and torsion oscillation in flexible labour bodies are determined. Wave equations of transverse vibrations were received. The possibility of resonance onset was proved.

Fig. 1. Bibl. 3.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Шебанов А.Н., Задорожный А.А. Прогнозирование условий маслоподачи в цилиндры судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 10-16.

В работе получены результаты, позволяющие прогнозировать условия маслоподачи в цилиндры судовых дизелей с применением персональных компьютеров.

Илл. 9. Список лит. 4.

Bogach V.M., Shebanov A.N., Zadorozhny A.A. Prediction of Oil Feed Conditions to Marine Diesel Pistons // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 10-16.

The results are obtained that give the possibility to predict oil feed conditions to marine diesel pistons using personal computers.

Fig. 9. Bibl. 4.

УДК 629.12 - 8.002

Дмитриев М.Н. Совершенствование методов технического обслуживания и ремонта судовых дизель-генераторов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 17-25.

Система технической эксплуатации посредством метода управления риском обеспечивает планирование и подготовку приоритетов обслуживания, информирует о состоянии механизмов, и помогает предусмотреть и принять корректирующие меры по обслуживанию, обеспечивая стратегию надежности и предотвращение аварий.

Табл. 2. Илл. 5. Список лит. 5.

Dmitriev M.N. Perfection of Methods of Maintenance and Repair of Marine Diesel-Generator Sets // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 17-25.

Technical operation system by means of risk planning method provides planning and preparation the priorities of service, informs about a condition of mechanisms and helps to provide and take measures of service, maintenance of strategy reliability and accident precaution.

Tabl. 2. Fig. 5. Bibl. 5.

УДК 621.181.234.001.3

Карьянский С.А., Ханмамедов С.А. Экологический КПД судового котлоагрегата // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 26-31.

Введено понятие экологического КПД и экологической нагрузки котлоагрегата. Разработана методика определения экологического КПД и экологической нагрузки котла.

Илл. 3. Табл. 1. Список лит. 6.

Karyansky S.A., Khanmamedov S.A. Ecological Efficiency of Marine Packaged Boiler // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 26-31.

The concept of ecological efficiency and ecological loading of marine packaged boiler have been introduced into practice. The methodology of defining ecological efficiency and ecological loading of boiler has been work out.

Fig. 3. Tabl. 1. Bibl. 6.

УДК 629.12-8.001.63.004+629.12.037.21

Колесник Д.В. Влияние скоса потока на гидродинамические характеристики винторулевых колонок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 32-36.

Предложена уточнённая зависимость приращения мощности потребляемой гребным винтом от угла скоса потока. Указаны направления дальнейшего совершенствования эксплуатации пропульсивных комплексов с ДВС, работающими на ВРК.

Илл. 1. Табл. 1. Список лит. 8.

Kolesnik D.V. Influence of the wash on rudder propeller hydrodynamic curves // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 32-36.

The refined function of propeller power increment against the wash is proposed. Directions of further operation improvement of diesel propulsion plants with rudder propellers are shown.

Ill. 1. Tabl. 1. Bibl. 8.

УДК 621.313

Луковцев В.С., Кодров А.А. Повышение эффективности защиты судовой электроэнергетической системы от токов короткого замыкания // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 37-40.

Приведены результаты исследования метода защиты электросетей от токов короткого замыкания с помощью токоограничивающего реактора и быстродействующего выключателя с помощью моделирования в Simulink/MATLAB. Предложена структура эффективной системы защиты судовой электроэнергетической системы.

Рис. 5. Список лит. 4 назв.

Lukovtsev V.S. Kodrow A.A. A Rising of Protection's Efficiency of Ship's Electro Power System from Currents of Short Circuit // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2006. – № 15. – P. 37-40.

The results of research of protection's method of electrical networks from currents of short circuit by means the current-limiting reactor and the high-speed breaker with help of modeling in Simulink/MATLAB are given. The structure of effective system of protection of ship's electro power system from currents of short circuit is offered.

Fig. 5. Bibl: 4.

УДК 621.431.74.002

Половинка Э.М., Панасенко В.В. Эксплуатационные характеристики прецизионных пар топливной аппаратуры // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 41-50.

Представлены данные по изменению характеристик прецизионных пар топливной аппаратуры в результате изнашивания и деформации, влиянию зазоров на характеристики впрыскивания, результаты исследования течения топлива в зазорах распылителя форсунки.

Илл. 9. Табл. 3. Список лит. 6.

Polovinka E.M., Panasenko V.V. Operational characteristics of fuel equipment precision couples // Ship Energy Plants: Sc.-Tech. Col. – Odessa: OSMA. – 2006. – № 15. – P. 41-50. Information regarding the change of fuel equipment precision couples characteristics as a result of wear and deformation, influence of clearances on injection characteristics as well as the results of research of fuel flow in the clearance of fuel valve atomizer are presented. Fig. 9. Tabl. 3. Bibl. 6.

УДК 621.822.

Билюк И.С. Экспериментальное подтверждение эффективности гидравлического выравнивающего устройства упорного подшипника скольжения судового ГТД // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 51-54.

Экспериментально подтверждается адекватность прогибов рабочих элементов тонкого подкладного кольца и упругого выравнивающего устройства, выявлено преимущество гидравлического выравнивающего устройства (ГВУ). Показано, что использование ГВУ в упорных подшипниках скольжения ГТД является более эффективным по сравнению с УВУ.

Илл. 2. Список лит. 7

Bilyuk I.S. Experimental confirmation of the effectiveness of the hydraulic align device of the sliding thrust bearing of marine gas turbine engine // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 51-54.

The adequacy of the flexures of the working elements of the thin foot ring and resilient aligns device is experimentally confirmed and the advantages of the hydraulic aligns device are shown. It is shown that the use of hydraulic aligns device in the thrust sliding bearings of gas turbine engine is more effective in comparison with resilient aligns device. Ill. 2. Bibl. 7.

УДК 621.822

Хлопенко Н.Я., Кириченко А.С. Несущая способность подпятника с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 55-60.

Предложена аналитическая зависимость для определения несущей способности подпятника с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты. На конкретном примере показано, что данная опора имеет перспективу применения в устройствах судового и общего машиностроения.

Илл. 3. Список лит. 3.

Khlopenko N.Y., Kirichenko A.S. Load-carrying Ability of Axial Bearing with Thread on Conic Surface of an abutment // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 55-60.

Analytical dependence for definition of load-carrying ability of an axial bearing with an angular thread of a conic foot is offered. By the concrete example it is shown that the given bearing tends to be applied in the devices of shipbuilding and general mechanical engineering.

Fig. 3. Bibl. 3.

УДК 629.5:621.4

Ткач М.Р. Влияние утилизации тепла на эффективность газотурбинных энергетических установок с ДКС для специализированных судов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 61-68.

Утилизация тепла отходящих газов, применительно к СЭУ, использующей альтернативное топливо, обеспечивает повышение КПД и мощности СЭУ на базе ГТД в 1,2...1,4 раза

Табл. 1. Илл. 2. Список лит. 8.

Tkach M.R. The Influence of Heat Recovery on Effectiveness of Gas Turbine Power Plants with Additional Combustion Chamber for Specialized Ships // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 61-68.

Heat recovery of waste gas in marine power plant, that uses alternative fuel, provides the increase of power and effectiveness of power plant based on gas turbine engine in 1.2...1.4 times.

Tabl. 1. Fig. 2. Bibl. 8.

УДК 621.87-83

Радченко А.П., *Толстов А.А., Лещенко В.В., Тумольский А.П.* Повышение надежности электропривода судового крана // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 69-76.

Предлагается повышение надежности электропривода судового крана за счет использования трехфазного асинхронного двигателя с короткозамкнутой обмоткой ротора, трехфазного инвертора на транзисторах IGBT с широтно-импульсной модуляцией, векторного управления скоростью двигателя. Результаты моделирования в Simulink/MATLAB для судового крана показали перспективность выбранного направления.

Илл. 3. Список лит. 5.

Radchenko A.P., *Tolstov A.A., Leshchenko V.V., Tumolsky A.P.* Increase of Reliability of Electric Drive of Ship's Crane // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 69-76.

It is proposed to increase the reliability of electric drive using three-phase asynchronous engine with quadrature rotor winding, three-phase IGBT transistor inverter with PDM and vector control of engine speed. The results of Simulink/MATLAB modeling for ship's crane showed availability of selected method.

Илл. 3. Список лит. 5.

УДК 621.45.02

Черныш И.И. Косвенные оценки мощности дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 77-83.

Показана возможность оценки мощности двух- и четырёхтактных дизелей по рабочим параметрам и режимным показателям. Погрешность оценки не превышает 2,5%.

Илл. 1. Табл. 1 Список лит. 2.

Chernysh I.I. The Indirect Estimation of Diesel Power // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 77-83.

Article shows the possibility of estimation of two stroke and four stroke diesels using working parameters and operating conditions. The mistake of estimation is not higher than 2.5 per cent.

Fig. 1. Tabl. 1. Bibl. 8.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А., Томченко А.Н. Экспериментальная установка для исследования маневровых режимов судового дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 84-91.

Представлены результаты разработки аппаратно-программных средств управления пусковыми режимами судового среднеоборотного стендового дизеля. Показана возможность и приведены примеры использования экспериментальной установки для исследования пусковых режимов.

Табл. 1. Илл. 8. Список лит. 9.

Polovinka E.M., Kolegaev M.A., Tomchenko A.N. Experimental Assembly for Investigation of Maneuvering Modes of Marine Diesel // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 16. – Odessa: ONMA. – P. 84-91.

Article presents the results of development of program-apparatus controls of starting modes of marine medium-speed test bed diesel. It proves the possibility and gives examples of use experimental assembly for investigation of starting modes.

Tabl. 1. Fig. 8. Bibl. 9.

УДК 629.5

Ханмамедов С.А. Энергетические затраты на реализацию процессов смазывания масляной системой судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 16. – Одесса: ОНМА. – С. 92-97.

Рассмотрена методика определения энергетических затрат на реализацию процессов смазывания узлов и определен к.п.д. масляной системы дизеля.

Илл. 2. Список лит. 7.

Khanmamedov S.A. Waste of Energy by Oil System of Marine Engines for Lubricating Processes // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 16. – Odessa: ONMA. – P. 92-97.

The method of determining energy expenditure for lubricating processes of units and efficiency of diesel lubricating oil system.

Fig. 2. Bibl. 7.

УДК 629.12.03

Калужный В.О., Аболешкин С.Е. Интегральный показатель экологической безопасности современных МОД // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2006. – Вып. 15. – Одесса: ОНМА. – С. 98-103.

Рассмотрены вопросы сертифицирования судовых дизелей согласно техническому кодексу. Предложено использовать для сравнительной оценки двигателя в период эксплуатации судна интегральный показатель экологической безопасности.

Список лит. 5.

Kaliuzhny V.O., Aboleshkin S.E. Integral Index of Ecological Safety of Modern Low Speed Diesels // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2006. – No 15. – Odessa: ONMA. – P. 98-103.

Questions of certification of marine diesels according to Technical Codex are discussed. It is proposed to use integral index of ecological safety for comparative estimation of engine during ship running.

Bibl. 5.

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 объёмом не более 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисуночных подписей.

Статья должна содержать постановку проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст через 1 интервал, *Times New Roman*, 10,5 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисуночные подписи — 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 оформлять 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 15.

Подписано к печати 30.09.2006 г. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 6,87. Тираж 100. Зак. № 436.
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

