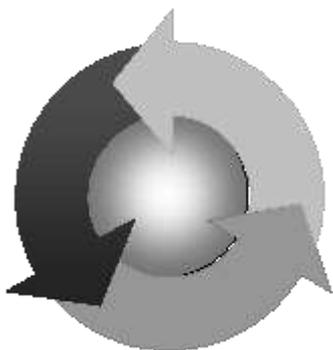


Министерство образования Украины
ОДЕССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 2

Одесса
1998

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.
Вып. 2. – Одесса: ОГМА, 1998. – ??? с.
ISBN 966-95258-2-9

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

Для научных работников и специалистов.

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

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

Контактные телефоны редакции (0482) 33-49-24, 33-23-52.

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

С 3205030000
98 **Без объявления**

ББК 39.46

ISBN 966-95258-2-9

© Одесская государственная морская академия

УДК 627.386.6

Скрипник В.Н., Чура Н.Н.
ОГМА, НГМА**ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НИЗКОНАПОРНЫХ ГИДРОЦИКЛОНОВ
НА УСТОЙЧИВОСТЬ К ДРОБЛЕНИЮ ИЗВЛЕКАЕМЫХ ИЗ ВОДЫ
КАПЕЛЬ НЕФТИ**

При течении водонефтяных эмульсий в трубопроводах для перекачки нефтесодержащих вод, в частности балластных вод танкеров, происходит их разделение, что приводит к возникновению в районе верхней образующей высококонцентрированного слоя жидкости. Диаметр капель нефти во входном сечении балластопровода находится в пределах $(0,1...200) \cdot 10^{-3}$ м [1]. Вследствие коалесценции и всплытия укрупнившихся капель в область обогащенного слоя максимум кривой распределения капель по крупности смещается к $(200...250) \cdot 10^{-3}$ м. Это позволяет, отобрав из трубопровода не более 0,1 общего расхода обогащенного нефтью воды осветлив ее, снизить содержание нефти в конечном сечении балластопроводов на 53...62 % [2]. С такой задачей могут справиться встроенные низконапорные гидроциклоны, так как они достаточно просто вписываются в существующие системы перекачки нефтесодержащих вод.

Одним из факторов, ограничивающих применение гидроциклонов для разделения водонефтяных эмульсий, является наличие центробежных сил, способных вызывать диспергирование капель нефти в пределах аппаратов и существенно снижать эффективность их использования в качестве очистных устройств. В то же время имеется реальная возможность обеспечить такой режим течения жидкости, при котором капли определенной крупности остаются устойчивыми к воздействию деформирующих напряжений. Вопрос состоит лишь в том какие из капель не выходят за пределы устойчивости против деформирующих сил и каким образом диспергирование остальных более крупных сказывается на эффекте их извлечения из очищаемой воды.

Границу устойчивости можно найти из следующих соображений: шарообразная капля нефти диаметром d начинает вращаться вместе с потоком нефтесодержащих вод без проскальзывания по окружности, радиус r которой соответствует внутреннему размеру корпуса гидроциклона, при окружной скорости V равной средней скорости жидкости во входном отверстии. Отсутствие относительного проскальзывания фаз предполагает также равенство осевых скоростей капель и несущего потока. Условия перемещения капль в радиальном направлении определяются действием:

центробежной силы

$$F_{ц} = \rho_n \frac{\pi d^3}{6} \frac{V^3}{r}, \quad (1)$$

центростремительной силы

$$F_A = \rho_v \frac{\pi d^3}{6} \frac{V^3}{r} \quad (2)$$

и силы сопротивления вязкой дисперсионной среды

$$F_C = 3\pi d \mu V_r. \quad (3)$$

Здесь: ρ_n и ρ_v — соответственно плотность нефти и воды;

μ — динамическая вязкость воды;

V_r — радиальная скорость капли.

При установившемся движении в условиях равновесия сил

$$V_R = \frac{d^2 V^2 \Delta \rho}{18 \mu r}. \quad (4)$$

Разная направленность векторов приложенных сил вызывает внутренние напряжения в капле, а текучесть дисперсной фазы приводит к ее деформации — удлинению. Этому препятствует сила поверхностного натяжения

$$F_n = \pi d_1 \sigma, \quad (5)$$

стремящаяся минимизировать площадь свободной поверхности капли и при определенных условиях разорвать ее.

Если допустить, что на стадии дробления деформированная капля примет вид цилиндра с полусферическими основаниями радиусом $r_1 = d_1/2$, пределом линейной деформация капли, при которой она остается в устойчивом состоянии, будет расстояние между центрами сфер оснований $l = d_1$. В этом случае площадь поверхности по сравнению с одиночной каплей диаметром d_1 удвоится. Последующее растягивание капли приобретет необратимый характер, связанный с ее разрывом и образованием двух новых капель диаметром d_1 . Поскольку сопротивление движению капли обусловлено силой внутреннего трения, пропорциональной площади свободной поверхности капли, рассмотрим ее как переменную величину:

$$F_T = \tau d_1 \frac{ds}{dl}, \quad (6)$$

где $\tau = \frac{F_C}{\pi d_1 l} = \frac{3\mu V_r}{l}$ — касательное напряжение.

Величину критического размера капли можно найти из условия равновесия сил: $F_n = F_A + F_T$ с учетом зависимостей (1), (5), (6):

$$\pi d_1 \sigma = \rho_n \left(\frac{\pi d_1^3}{6} + \frac{\pi d_1^2}{4} l \right) \frac{V^2}{r} + \frac{3\mu V_r d_1}{l} \frac{ds}{dl}, \quad (7)$$

откуда:

$$\frac{ds}{dl} = \frac{\pi d_1 \sigma l - \rho_H \left(\frac{\pi d_1^3}{6} + \frac{\pi d_1^2}{4} l \right) \frac{V^2}{r} l}{3\mu V_r d_1} \quad (8)$$

Проинтегрируем зависимость (8) в пределах $l=0$, когда в соответствии с равенством объемов исходной и новообразованных капель $d = \sqrt[3]{2,5}d_1$, и $l=d$:

$$\int_{\pi d^2}^{2\pi d_1^2} ds = \frac{\pi d_1 \sigma l^2 - \rho_H \left(\frac{\pi d_1^3}{6} \frac{l^2}{2} + \frac{\pi d_1^2}{4} \frac{l^3}{3} \right) \frac{V^2}{r}}{3\mu V_r d_1} \Bigg|_0^d,$$

в результате чего после преобразований и подстановки величины V_r , найденной при помощи зависимости (4), получим:

$$d_1 = \sqrt{\frac{3\sigma r}{V^2 \rho_H + 0,158\Delta\rho}} \quad (9)$$

Так как наибольшие окружные скорости наблюдаются на входе в гидроциклон [3] исходные капли размером $d \leq \sqrt[3]{2,5}d_1$ должны остаться во вращающемся потоке в корпусе диаметром $2r$ без разрушения. Экспериментальная проверка достоверности зависимости (9) выполнена на лабораторной установке, в которой очистке подвергались специально приготовленные эмульсии с заданными размерами дисперсной фазы. В задачу исследований входили поиск влияния скорости на распределения капель по крупности и зависимости эффекта очистки от этого фактора.

Найденные в диапазоне скоростей $V=(1,5...3,5)$ м/с значения критического диаметра капель лежат в пределах $d=(1,5...0,6)10^{-3}$ м, что с относительной погрешностью 20 % соответствует прогнозируемым по зависимости (9). При этом величина эффекта очистки достаточно полно коррелирует с условиями, обеспечивающими устойчивость капель к дроблению. Так, для каждой из исследованных эмульсий существует значение V , при превышении которого эффект очистки начинает снижаться, причем с увеличением крупности дисперсной фазы и соответствующим снижением устойчивости капель критическая точка смещается в область пониженных скоростей гидроциклонирования.

Таким образом, зависимость (9) может быть эталоном, по которому формируется режим работы гидроциклона применительно к заданным характеристикам разделяемой эмульсии. Изложенные результаты были использованы при разработке опытно-промышленной установки с гидроциклоном диаметром 0,5 м для разделения эмульсии с критическим диаметром капель $d=2,5 \cdot 10^{-3}$ м.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанец Н.Г. Очистка нефтесодержащих вод на морских нефтебазах // Нефтяная промышленность. Сер. Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов: обзорная информация / ВНИИОЭНГ. – М. – Вып. 9(27). – 1982. – 56 с.
2. Скрипник В.Н., Чура Н.Н. Разделение водонефтяных эмульсий при их турбулентном течении // Судовые энергетические установки. – Одесса: ОГМА. – 1998. – Вып. 1. – С. 88-92.
3. Мустафаев А.М., Гутман Б.М. Гидроциклоны в нефтедобывающей промышленности. – М.: Недра, 1981. – 260 с.

УДК

Капустин В.В., Клименко А.Г.
СевГТУ

СНИЖЕНИЕ ВРЕДНОГО ВЛИЯНИЯ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ИСПАРИТЕЛЬНОМ ОХЛАЖДЕНИИ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Наиболее распространенными тепловыми двигателями на Земле в настоящее время являются поршневые двигатели [1]. Ежегодно промышленность выпускает до 25 млн. штук таких двигателей, включая автомобильные и судовые дизели.

Дизель вырабатывает механическую энергию за счет окисления углеводородного топлива, используя атмосферный воздух, который возвращается в атмосферу в виде горячего газа многокомпонентного состава — отработавшие газы (ОГ).

Наиболее вредными для окружающей среды, живой природы и человека являются CO , NO_x , SO_x , альдегиды (А), углеводороды (УВ), бенз(а)пирен (табл. 1).

Вторым по степени вредного влияния ОГ является дымность, сопровождаемая сажевыделением. Дымность — это свойство ОГ, обусловленное наличием в его составе твердых и жидких аэрозольных частиц.

Сажа — твердый углерод, выделившийся в процессе сгорания за счет полимеризации углеродных радикалов в зоне с недостатком окислителя. Обычно сажистые частицы имеют размеры 0,4...5 мкм. Сажа имеет неприятный запах и обладает свойством адсорбировать на своей поверхности токсичные вещества и по этой причине является нежелательным компонентом ОГ дизеля.

Механизм образования сажи в камере сгорания дизеля исключительно сложен, но известен ряд надежных способов снижения дымности при эксплуатации. В первую очередь дизель должен работать на номинальном режиме (рис. 1).

Таблица 1

Состав ОГ дизелей и характер их воздействия на человека

Компонент	Содержание в неразбавленных ОГ, г/м ³	Свойства загрязненного воздуха
CO ₂ (наряду с недостатком O ₂)	40...240	Удушающее действие
SO _x	0,1...0,5	Токсичность
CO	0,25...2,5	То же
Акролен	0,001...0,04	–"–
NO _x (по NO ₂)	0,5...8	–"–
УВ (по С)	0,25...2,0	–"–
Бенз(а)пирен	0,2...0,5	Канцерогенное действие
А, SO _x , NO _x , УВ и др.	–	Раздражение слизистых носа, горла, глаз
А, органические соединения, S и УВ	–	Неприятный запах
Сажа	0,05...0,5	Ухудшение видимости (непрозрачность)
H ₂ O	15...100	Влажность, туманообразование
NO _x , УВ	–	Смогообразование

Данная графическая зависимость норм дымности ND (%) представлена переменной от условного расхода газа V_n (дм³/с) и соответствует секундному расходу воздуха при работе дизеля. Нормы дымности ОГ дизелей установлены ГОСТ 24028-80 «Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Дымность отработавших газов. Нормы и методы измерения».

Графиком 1 (см. рис. 1) отмечена предельная норма допустимой дымности дизелей без наддува. Соответственно график 2 есть допустимая дымность дизелей с наддувом при номинальной частоте (n_n) вращения коленчатого вала двигателя. Для долевого режима работы дизелей с наддувом (график 3) предельное значение дымности не должно превышать 25%.

Под нормой дымности (ND) понимается степень ослабления светового потока вследствие его рассеивания (в %) отработавшими газами при прохождении ими измерительного участка трубы дымомера.

В Западной Европе и в США действует стандарт, по которому предельная норма дымности дизелей составляет 20...40%.

Существенное влияние на окружающую среду также оказывают тепловые выбросы с отработавшими газами дизелей.

Однако при использовании присадки воды (G_w , кг/ч) к воздуху (G_a , кг/ч) с целью его охлаждения можно влиять на температуру отходящих газов (рис. 2) и в 2 раза снизить дымность дизеля 12ЧН 18/20 (рис. 3).

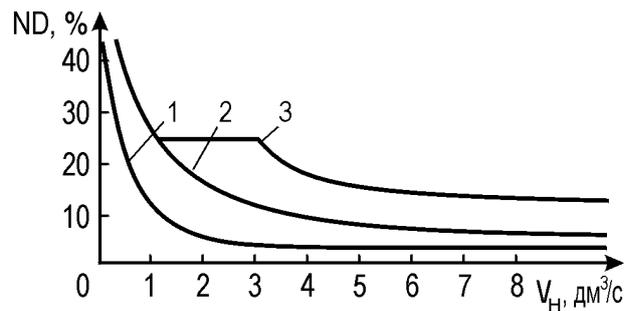


Рис. 1. Нормы дымности дизелей:

1 – без наддува; 2 – высокий наддув при n_n ;
3 – то же на долевым режиме

По результатам этих испытаний можно заключить, что снижение температуры ОГ за счет применения испарительного охлаждения наддувочного воздуха ($\bar{W} = \frac{G_w}{G_e} \cdot 100, \%$) существенно влияет на уровень дымности и уменьшает тепловой выброс в атмосферу при эксплуатации судового дизеля.

В соответствии с новыми требованиями ИМО (Международная морская организация) до 2000 года судовладельцы должны провести необходимое дооборудование судовых дизелей по снижению содержания вредных веществ в выхлопных газах морских энергетических установок, особенно по SO_x и NO_x . Международный стандарт устанавливает для судовых дизелей предельно допустимые содержания:

SO_x до 6 г/кВт·ч;

NO_x от 9,8 до 17 г/кВт·ч (в зависимости от числа оборотов коленчатого вала).

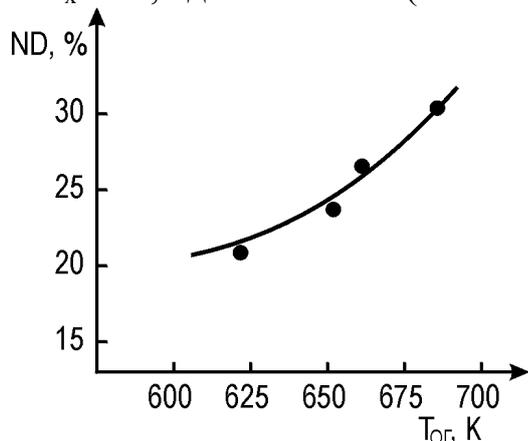


Рис. 3. Зависимость уровня дымности от температуры отработавших газов

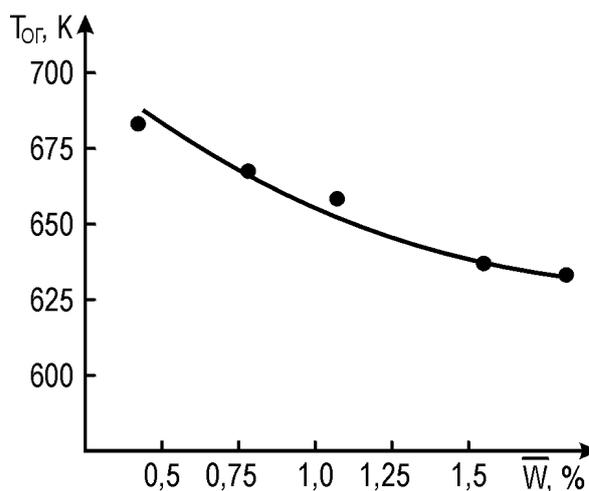


Рис. 2. Влияние впрыска воды в наддувочный воздух дизеля 12ЧН 18/20 на температуру отработавших газов

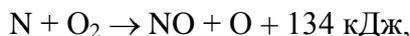
Если для уменьшения SO_x в ОГ рекомендуется использовать топливо с содержанием серы не более 1,5%, то для снижения NO_x нет определенного мнения, поэтому устанавливаются, как выше указано, повышенные нормы загрязнения атмосферы окислами азота.

Рассмотрим подробнее механизм образования окислов азота. Наибольшее признание исследователей получила термическая теория, разработанная Я.Р. Зельдовичем [2], основные положения которой можно сформулировать:

- 1) окисление азота происходит за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания;
- 2) выход окиси азота не зависит от химической природы, топлива, определяется концентрацией азота и кислорода, а также температурой в зоне горения;
- 3) окисление азота происходит по цепному механизму



далее



то есть начало цепной реакции зависит от концентрации кислорода и избытка тепла в зоне окисления;

- 4) неравномерное распределение температуры в зоне горения топлива сдерживает окисление азота одновременно по всему объему;
- 5) выход окислов азота зависит от скорости охлаждения продуктов сгорания.

Экспериментально подтверждается, что интенсивное окисление азота происходит в камере сгорания при температурах 1800...2800 К. Считается, что окислы азота могут образовываться только при высокой температуре [3].

Существенное влияние на образование окислов азота оказывает подача воды в зону горения топлива [4], поскольку снижается максимальная температура цикла. По этой причине в исследованиях с водотопливными эмульсиями концентрация окислов азота снижается в 1,5...2,0 раза и достигается бездымное сжигание эмульсии [5].

В этой связи представляют интерес экспериментальные исследования, проведенные на судовых дизелях при испарительном охлаждении наддувочного воздуха (рис. 4).

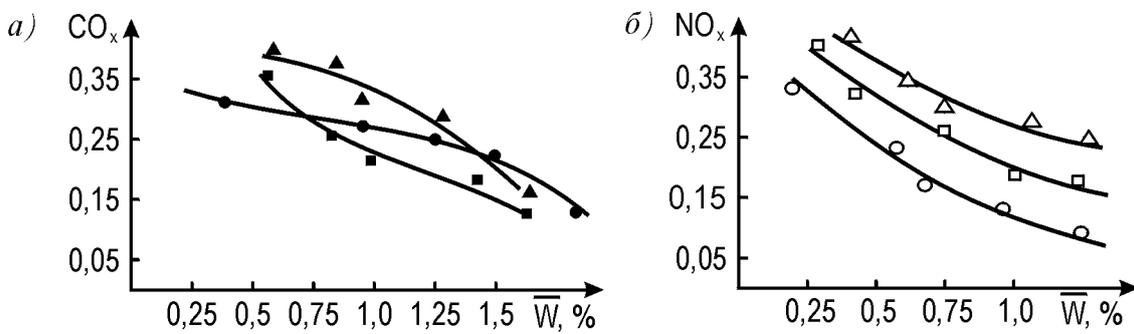


Рис.4. Изменение относительной концентрации окислов углерода (а) и окислов азота (б) от интенсивности испарительного охлаждения воздуха (\bar{W} , %) дизелей:

σ, Δ – 6ЧН 15/18; \blacksquare, \square – 12ЧН 18/20; \bullet, \circ – 2Ч 10,5/12.

В частности для ряда двигателей охлаждение наддувочного воздуха, осуществляемое впрыском пресной воды в количествах 0,5; 0,75; 1,0; 1,25; 1,5 и 1,75 % от массового расхода воздуха, позволило получить характерные экспериментальные зависимости.

Очевидно, что присадка воды к воздуху снимает теплонапряжённость цикла и существенно уменьшает токсичность отработавших газов. Это позволяет рекомендовать испарительное охлаждение наддувочного воздуха для снижения вредного влияния при эксплуатации судовых дизелей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зубрилов С.П., Ищук Ю.Г., Косовский В.И. Охрана окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1989. – 256 с.
2. Зельдович Я.В., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. – М.: Изд-во АН СССР, 1947. – 147 с.
3. Воинов А.И. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.

4. Тумановский А.Г., Тульский В.Ф. Влияние впрыска воды на образование окислов азота. – М.: Энергоиздат, серия «Теплоэнергетика», 1992, № 6. – С. 34-36.
5. Клопотной А.Е., Лебедев О.Н. Исследование некоторых свойств эмульсий «дизельное топливо-вода», Новосибирск, Труды НИИВТа, 1970, вып. 46. – С. 21-28.

УДК 621.431.74.038

Меркт А.Р., Колесов И.В.
ОГМА

ОБОБЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПУСКА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Существуют различные методы расчета процесса разгона коленчатого вала дизеля при пуске [1, 2, 3, 4, 5]. Однако, расчетные кривые разгона двигателя, полученные по ним, удовлетворительно согласуются с опытными лишь для периода пуска двигателя на воздухе. Что же касается расчета периода разгона двигателя на топливе, то в существующих методах весьма ориентировочно оценивается влияние подачи топлива на разгон двигателя и не учитывается работа регулятора частоты вращения. Последнее приводит к большим ошибкам в расчетах при установке на двигателе всережимного регулятора, который во время пуска непрерывно изменяет положение рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД). В связи с этим в методе расчета пуска двигателя динамику разгона коленчатого вала необходимо рассмотреть совместно с пуском на воздухе, подачей топлива, а следовательно, с положением регулирующего органа регулятора.

Для судового комплекса, когда между двигателем и гребным винтом установлен редуктор с муфтой, уравнение движения системы "двигатель - муфта - редуктор - гребной винт" запишется в виде

$$I \frac{d\omega}{dt} = T_1 - T_{\text{мех}} - \frac{T_{\text{тр.р}} + T_{\text{тр.в}} + T_c}{i_p}, \quad (1)$$

где I — приведенный к валу двигателя момент инерции подвижных звеньев механизма двигателя, муфты, редуктора, валопровода и гребного винта с учетом увлекаемой им массы воды; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя; t — время; T_i — суммарный движущий момент, создаваемый давлением газов на поршни двигателя; $T_{\text{мех}}$, $T_{\text{тр.р}}$, $T_{\text{тр.в}}$, T_c — соответственно моменты от сил механических потерь в двигателе, от сил механических потерь в муфте и редукторе, от сил механических потерь в валопроводе, сопротивления вращению гребного винта; i_p — передаточное отношение редуктора.

Для многоцилиндрового двигателя I можно принять постоянным [6], тогда

$$I = 0,25m_M D_M^2,$$

где m_M — масса маховика, приведенная к центру массы его обода; D_M — диаметр маховика, проходящий через центр массы обода.

Движущий момент от давления газов выразим через среднее индикаторное давление p_{mi} , которое будет зависеть от цикловой подачи топлива $b_{ци}$ в цилиндр двигателя, т.е. от положения рейки ГНВД, связанной с регулятором

$$T_i = \frac{P_i}{\omega} = \frac{b_{ци} \eta_i Q_H z i_{ци}}{2\pi},$$

где P_i — индикаторная мощность; b_i — удельный индикаторный расход топлива; z — тактность дизеля, равная $z = 0,5$ для четырехтактного двигателя, и $z = 1$ для двухтактного; $i_{ци}$ — число цилиндров двигателя; η_i — индикаторный КПД; Q_H — низшая теплота сгорания топлива.

Учитывая, что $b_{ци} \eta_i Q_H = V_s p_{mi}$ (V_s — рабочий объем цилиндра), получаем

$$T_i = a p_{mi}, \quad (2)$$

где $a = 0,125 d^2 s z i_{ци}$; d — диаметр цилиндра; s — ход поршня; p_{mi} — среднее индикаторное давление.

Момент $T_{мех}$ определяется механическим КПД η_M и равен

$$T_{мех} = \frac{1 - \eta_{мех} \bar{P}_i}{\omega}, \quad (3)$$

Для механического КПД при любом режиме работы двигателя справедливо равенство

$$\frac{1 - \eta_M}{1 - \eta_{M.НОМ}} = \frac{P_{мех}/P_i}{P_{мех.НОМ}/P_{i.НОМ}},$$

где $P_{мех}$ — мощность механических потерь двигателя (значок "ном" соответствует номинальному режиму).

Если принять $\frac{P_{мех}}{P_{мех.НОМ}} = \left(\frac{n}{n_{НОМ}}\right)^\beta$, то

$$\eta_M = 1 - \frac{P_{i.НОМ}}{P_i} \left(\frac{n}{n_{НОМ}}\right)^\beta (1 - \eta_{M.НОМ}),$$

где β можно оценить по формуле [7]

$$\beta = 1 + \frac{\lg\left(0,333 + 0,667 \frac{n}{n_{НОМ}}\right)}{\lg\left(\frac{n}{n_{НОМ}}\right)}.$$

Момент $T_{тр.р}$ равен

$$T_{mp,p} = \frac{P_{mp,p}}{\omega} = \frac{1 - \eta_p P_e j_p}{\omega},$$

т.е.

$$T_{mp,p} = \frac{1 - \eta_p P_i \eta_M j_p}{\omega}, \quad (4)$$

где $P_{mp,p}$ — мощность механических потерь в муфте и редукторе; $\omega_e = \omega / i_p$ — угловая скорость вращения гребного вала; η_p — КПД муфты и редуктора.

Момент $T_{mp,p}$ равен

$$T_{mp,e} = \frac{P_{mp,e}}{\omega_e} = \frac{1 - \eta_e P_p j_p}{\omega} = \frac{1 - \eta_e P_e \eta_p j_p}{\omega},$$

т.е.

$$T_{mp,e} = \frac{1 - \eta_e P_i \eta_M \eta_p j_p}{\omega}, \quad (5)$$

где $P_{mp,e}$ — мощность механических потерь на трение в подшипниках валопровода; η_e — КПД валопровода; P_p — мощность за редуктором.

Момент T_c можно выразить по формуле [2]

$$T_c = c_2 \omega_e^2 = c_2 \frac{\omega}{i_p} = c \omega^2, \quad (6)$$

Коэффициент c вычислим, воспользовавшись параметрами номинального режима, для которого момент $T_{e,ном}$, подведенный к винту, равен моменту $T_{с,ном}$.

Тогда

$$T_{e,ном} = \frac{P_{e,ном}}{\omega_{e,ном}} = \frac{P_{e,ном} \eta_{M,ном} \eta_p j_p}{\omega_{ном}} = c \omega_e^2,$$

откуда

$$c = \frac{P_{e,ном}}{\omega_{e,ном}} = \frac{P_{i,ном} \eta_{M,ном} \eta_p \eta_e j_p}{\omega_{ном}^3}.$$

После подстановки в уравнение (1) значений моментов T_i , $T_{мех}$, $T_{mp,p}$, $T_{mp,e}$ и T_c , определенных по формулам (2), (3), (4), (5) и (6) и преобразований получим

$$\frac{d\omega}{dt} = a_0 - \frac{a_1}{\omega} - c_1 \omega^2, \quad (7)$$

где $a_0 = a \frac{\rho_{mi}}{l}$; $a_1 = \frac{P_i (1 - \eta_M \eta_p \eta_e)}{l}$; $c_1 = \frac{c}{l i_p}$.

Если двигатель непосредственно соединен с гребным винтом, то необходимо принять $\eta_p = 1$; $\eta_e = 1$. При пуске дизеля без нагрузки (дизель-генератора, при отключении муфты) в уравнении (7) следует принять $c_1 = 0$.

При разгоне двигателя регулятор непрерывно воздействует на рейку топливного насоса, тем самым изменяя угол отсечки подачи топлива, а следовательно, и цикловую подачу. Поэтому для того, чтобы замкнуть систему уравнений, описывающих весь комплекс процессов, которые происходят во время разгона двигателя, необходимо найти взаимосвязь между положением рейки ТНВД и частотой вращения двигателя. Эту взаимосвязь получим на примере установки всережимного регулятора с силовой изодромной обратной связью, получившего широкое распространение в дизелях. Указанный тип регулятора описывается следующим уравнением [8]

$$A_2 m'' + A_1 m' + m = k_1 n + k_2 n' + C, \quad (8)$$

где m — регулирующее воздействие, т.е. положение рейки ТНВД; n — регулируемая величина — частота вращения коленчатого вала; m'' , m' , n' — соответственно вторая и первые производные по времени; A_1 , A_2 , k_1 и k_2 — коэффициенты; C — постоянная интегрирования.

Коэффициенты уравнения (8) с достаточной степенью достоверности могут быть обобщены для конкретного типа регулятора. При обработке опытных данных, полученных при испытании всережимного регулятора ВРН-30, было получено:

- на первом этапе пуска ($t < 1,2$ с)

$$0,002m'' + 0,1m' + m = 0,22n, \quad (9)$$

- на втором этапе пуска ($t > 1.2$ с)

$$0,05m'' + 0,75m' + m = -0,197n + 63,7. \quad (10)$$

Таким образом, в процессе разгона для любого момента времени по текущему значению n можно найти положение рейки ТНВД, т.е. угол отсечки подачи топлива.

Используя полученные зависимости расчет разгона дизеля рекомендуется проводить в следующей последовательности.

1. Определить угол начала подачи топлива в цилиндр, в котором ТНВД начинает первым подавать топливо. Провести расчет разгона двигателя на воздухе (например, по методике [5]) до момента достижения угловой скорости, при которой будет обеспечено самовоспламенение топлива в рабочем цилиндре двигателя. Найти число пропусков вспышек топлива.
2. По значению достигнутой угловой скорости рассчитать регулятор с нахождением положения рейки ТНВД, а, следовательно, угла отсечки подачи топлива.

3. Рассчитать процесс впрыскивания топлива, в результате чего определить цикловую подачу топлива и массу топлива, впрыснутого за период задержки его самовоспламенения.
4. Рассчитать рабочий процесс, в результате чего будет определено среднее индикаторное давление, а, следовательно, и движущий момент T_i .

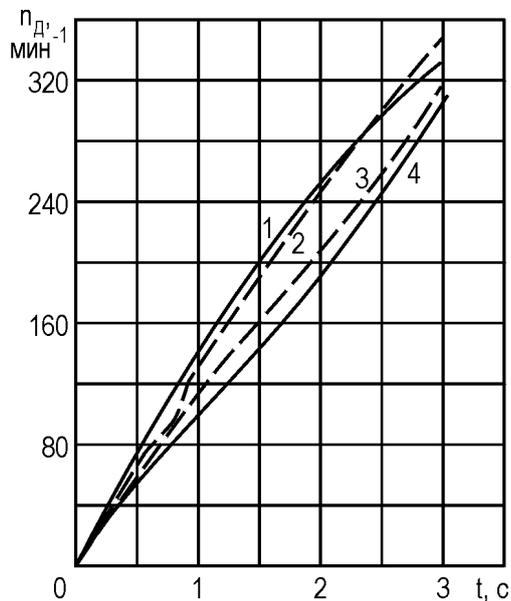


Рис. 1. Кривые разгона двигателя

"горячий" 1 — эксперимент,
двигатель: 2 — расчет;
"холодный" 3 — расчет,
двигатель: 4 — эксперимент.

5. Рассчитать разгон двигателя с учетом полученного T_i до угла поворота коленчатого вала, соответствующего впрыскиванию топлива в следующем по порядку работы цилиндре двигателя.
6. Расчет по п.п. 2...5 осуществляют до момента достижения значения минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала, так как в заключительной фазе пуска двигателя очень часто наблюдается "заброс" этой частоты.

Описанный метод был реализован в виде программы расчета на ПЭВМ. Сравнение расчетной кривой с опытной (рис. 1), полученной на дизеле 6ЧН 25/34, на котором установлен регулятор ВНР-30, показало удовлетворительное их совпадение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ваншейдт В.А. Пусковые процессы судовых двигателей Дизеля // Дизелестроение. — 1933. — №3. — С. 12-13.
2. Петровский В.Н. Режимы работы судовых двигателей. — М.-Л.: Морской транспорт, 1953. — 186 с.
3. Небеснов В.И. К теории пуска главных судовых дизелей // Тр. Одесского ин-та инж. мор. флота. — 1949. — Вып. VIII. — С. 42-46.
4. Семенов В.С., Горяинов И.П. Методика расчета кривой разгона судового малооборотного дизеля // Судовые машины и механизмы. — Одесса: ОИИМФ. — 1968. — Вып. 2. — С. 148-163.
5. Конаков А.Г. Разгон двигателя при пуске сжатым воздухом // Судовое энергомашиностроение: Сб. науч. тр. — Николаев: НКИ, 1983. — С. 73-78.
6. Волошенко В.П. Маховики двигателей внутреннего сгорания. — М.-Ки-ев: Машгиз, Украинское отделение, 1955. — 52 с.
7. Брук М.А., Рихтер А.А. Режим работы судовых дизелей. — Л.: Судпромгиз, 1963. — 484 с.

8. Крутов В.И., Спорыш И.П., Юношев В.Д. Основы теории автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1969. – 360 с.

УДК 621.431.74-18/ - 19

Конаков Г.А., Бойко П.В.
ОГМА, ГДМРТУ

ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ СУДОВОГО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

Интегральными эксплуатационными технико-экономическими показателями качества судового гидромеханического комплекса приняты относительные величины КПД комплекса и его составляющих

$$\Pi_{ск} = \Pi_i \Pi_m \Pi_n \Pi_e \Pi_p \Pi_k,$$

или
$$\Pi_{ск} = \Pi_i \Pi_{mn} \Pi_{пр} = \Pi_e \Pi_{не} \Pi_{пр}, \quad (1)$$

где
$$\Pi_{ск} = \frac{\eta_{ск}}{\eta_{с\text{по}}}; \quad \Pi_i = \frac{\eta_i}{\eta_{i0}}; \quad \Pi_m = \frac{\eta_m}{\eta_{m0}}; \quad \Pi_n = \frac{\eta_n}{\eta_{n0}}; \quad (2)$$

$$\Pi_b = \frac{\eta_e}{\eta_{e0}}; \quad \Pi_p = \frac{\eta_p}{\eta_{p0}}; \quad \Pi_k = \frac{\eta_k}{\eta_{k0}} -$$

относительные величины коэффициентов полезного действия $\eta_{ск}, \eta_i, \eta_m, \eta_n, \eta_e, \eta_p, \eta_k$, соответственно гидромеханического комплекса, главного двигателя (индикаторного); механического двигателя, передачи и валопровода; гребного винта и коэффициента влияния корпуса, отнесенные к их базовому (эталонному) значению, обозначенному индексом "0".

$$\Pi_{mn} = \frac{\eta_m \eta_n \eta_e}{\eta_{m0} \eta_{n0} \eta_{e0}} = \frac{\eta_{mn}}{\eta_{mno}}; \quad \Pi_{пр} = \frac{\eta_p \eta_k}{\eta_{p0} \eta_{k0}} = \frac{\eta_{пр}}{\eta_{про}};$$

$$\Pi_e = \frac{\eta_e}{\eta_{e0}}; \quad \Pi_{не} = \frac{\eta_n \eta_e}{\eta_{n0} \eta_{e0}} = \frac{\eta_{не}}{\eta_{не0}},$$

где $\eta_{mn}, \eta_{пр}, \eta_e, \eta_{не}$, соответственно относительные величины КПД механического комплекса, пропульсивного, эффективного двигателя, механического передачи и валопровода, отнесенные к их базовым (эталонным) значениям.

Достаточно полно характеризуют эксплуатационные технико-экономические качества показатели:

судового гидромеханического комплекса $\Pi_{ск}$;

эффективный и индикаторный двигателя Π_e, Π_i ;

пропульсивного комплекса $\Pi_{пр}$ и гребного винта Π_p .

Каждый элемент, входящий в судовой гидромеханический комплекс, характеризуется определенными режимными показателями, которые в той или иной степени влияют на абсолютные действительные (замеренные) и базовые (эталонные), а следовательно и относительные показатели качества.

Чтобы получить обоснованную интегральную оценку качества судового гидромеханического комплекса необходим единый подход к сопоставлению действительных (замеренных) и базовых (эталонных) показателей качества.

Для получения базовых значений режимных показателей и формирования по ним показателей качества используются результаты стендовых испытаний главных двигателей, ходовые приемо-сдаточные или паспортные нормировочные испытания судна в грузу и в балласте с чистым корпусом. Очевидно замеры действительных режимных показателей, которыми для оценки качества судового гидромеханического комплекса являются часовой расход топлива B_c кг/час и частота вращения вала n_s с⁻¹ двигателя (гребного винта); средняя осадка судна T м и скорость его хода v_s узл, необходимо производить в бассейнах спокойной воды в режиме паспортных нормировочных испытаний.

Условием соответствия действительных (замеренных) и базовых (эталонных) режимных показателей может быть получение их при одной и той же частоте вращения вала двигателя (гребного винта). В этом случае гидродинамическую часть комплекса на базовом режиме следует привести к действительной по средней осадке судна T_{cp} , тогда интегральные показатели позволят проследить изменение качества корпуса судна и гребного винта.

Для судового гидромеханического комплекса известны размерения корпуса, параметры гребных винтов, режимные показатели главных двигателей, валопровода и корпуса судна на номинальном режиме работы.

Коэффициент полноты корпуса в полном грузу

$$\delta = \frac{V}{L_{\perp\perp} B T_{cp}},$$

где V — водоизмещение судна в полном грузу, м³; $L_{\perp\perp}$ — длина по грузовой ватерлинии, м; B — ширина корпуса, м; T_{cp} — средняя осадка судна в грузу, м;

Коэффициент попутного потока определяется по формуле Э.Э. Папмеля

$$\psi = 0.11 + \frac{0.16}{x_g} \delta^{x_g} \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D_g}},$$

где x_g — число гребных винтов; D_g — диаметр гребного винта, м.

Относительная поступь гребного винта

$$\lambda_{pH} = \frac{0.515 \omega_{SH} (1 - \psi)}{n_{SH} D_g},$$

где v_{SH} — скорость хода судна на номинальном режиме, узл; n_{SH} — частота вращения вала двигателя (гребного винта), c^{-1} .

Коэффициент засасывания

$$t = \frac{t_w}{1 + \frac{\lambda_{pH}}{H/D_e}},$$

где t_w — коэффициент засасывания на швартовых;

H — шаг гребного винта, м.

Коэффициент засасывания на швартовых

$$t_w = t_H \left(1 + \frac{\lambda_{pH}}{H/D_e} \right),$$

где коэффициент засасывания на номинальном режиме для винтов в диаметральной плотности

$$t_H = 0.6\psi(1 + 0.67\psi)$$

и для бортовых винтов

$$t_H = 0.8\psi(1 + 0.25\psi).$$

В результате контрольных испытаний судового гидромеханического комплекса определяют B_{ψ} , кг/ч; v_s , узл; n_s , c^{-1} ; T , м.

Относительная поступь гребного винта по результатам испытаний

$$\lambda_p = \frac{0.515v_s(1 - \psi)}{n_s D_e},$$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{6.25K_2 \rho n_s^2 D_e^5}{\eta_{en}}, \quad (3)$$

где ρ — плотность забортной воды, t/m^3 .

Коэффициент момента в формуле (3) $K_2 = f(\lambda_p)$ находится по диаграмме испытаний гребных винтов (по кривым действия винта) или, с достаточной точностью [2], путем решения аппроксимирующего полинома

$$\bar{K}_2 = \frac{K_2}{K_{2H}} = a_2 + b_2 \bar{\lambda}_p + c_2 \bar{\lambda}_p^2, \quad (4)$$

где $\bar{\lambda}_p = \frac{\lambda_p}{\lambda_{pH}} = \frac{v_s n_{SH}}{v_{SH} n_s}$ — относительная величина относительной поступи

гребного винта.

Значение коэффициентов уравнения (4) определяется исходя из характерных режимов работы гребного винта по кривым его действия:

При работе на швартовых ($\bar{\lambda}_p = 0$) уравнение (4) становится равным коэффициенту

$$a_2 = \bar{K}_{2ш} = \frac{K_{2ш}}{K_{2н}}.$$

При работе на номинальном режиме $\bar{K}_2 = 1$ и уравнение (4) приобретает вид

$$1 = a_2 + b_2 + c_2. \quad (5)$$

При режиме нулевого упора $\bar{K}_2 = 0$ и тогда коэффициент

$$b_2 = \frac{\bar{K}_{2ш} \frac{1}{\bar{\lambda}_{pK_2=0}} - \bar{K}_{2ш} \bar{\lambda}_{pK_2=0} + \bar{\lambda}_{pK_2=0}}{\bar{\lambda}_{pK_2=0} - 1}.$$

Из равенства (5) имеем

$$c_2 = \frac{a_2 - 1 - a_2 \frac{1}{\bar{\lambda}_{pK_2=0}}}{\bar{\lambda}_{pK_2=0} - 1} = \frac{\bar{K}_{2ш} - 1 - \bar{K}_{2ш} \frac{1}{\bar{\lambda}_{pK_2=0}}}{\bar{\lambda}_{pK_2=0} - 1}.$$

Механический КПД валопровода и передачи (редуктора) обычно [1, 4] имеет достаточно высокое значение (0,98 – 0,99) и практически не изменяется при перемене режима работы комплекса.

Однако, при необходимости, характер изменения механического КПД валопровода и редуктора $\eta_{впн}$ в зависимости от частоты вращения можно учесть известной эмпирической зависимостью

$$\eta_{впн} = 1 - \left(\frac{n}{n_n} \right)^{2/3} \left(1 - \eta_{впн} \right),$$

где $\eta_{впн}$ — КПД валопровода и редуктора на номинальном режиме.

Индикаторная мощность определяется по зависимости

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m}. \quad (6)$$

Для любого режима работы двигателя его механический КПД может быть найден по эмпирической зависимости от частоты вращения вала и его номинальной величины [3]

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{n_H}{n}\right)^2 \frac{1 - \eta_{mH}}{\eta_{mH}}}.$$

Индикаторная мощность при испытании судового гидромеханического комплекса может быть определена индицированием цилиндров двигателя, косвенным способом, торсиграфированием и оценкой механического КПД и др.

Полученную действительную индикаторную мощность N_i необходимо сопоставить с ее ограничительной величиной, которую можно определить по зависимости [1]

$$N_{i\text{огр}} = \frac{\eta_m}{\eta_{mH}} \frac{N_{iH}}{3} \left(4 \frac{n}{n_H} - 1\right).$$

Очевидно должно соблюдаться условие $N_i \leq N_{i\text{огр}}$.

Эффективный и индикаторный коэффициенты полезного действия определяются по выражениям

$$\eta_e = \frac{3600N_e}{B_q Q_H}; \quad (7)$$

$$\eta_i = \frac{3600N_i}{B_q Q_H}. \quad (8)$$

Если неизвестна низшая теплота сгорания топлива Q_H , а в сертификате указана его плотность ρ_{20} г/см³ и содержание серы S_T %, то Q_H можно определить по эмпирической зависимости

$$Q_H = 54241 - 138095\rho_{20} - 336.55S_T + 16.34\rho_{20}S_T + 332.4\rho_{20} + 4.903S_T^2$$

Для приведения скорости судна базового режима (с чистым корпусом) к условиям контрольных испытаний судового гидромеханического комплекса будем исходить из того, что при работе двигателя по винтовой характеристике на установившемся режиме путь, проходимый судном за один оборот гребного винта, является величиной постоянной

$$S_n = \frac{0.515v_s}{n_s} = \text{const}, \quad (9)$$

где v_s , узл; n_s , с⁻¹

В соответствии с проведёнными испытаниями [2] путь, проходимый судном S_n возможно аппроксимировать зависимостью $S_n = f \bar{T}$ вида

$$S_n = a_3 + b_3 \bar{T}, \quad (10)$$

где $\bar{T} = T/T_{\text{эро}}$ — относительная осадка судна; T — осадка судна при контрольных испытаниях; $T_{\text{эро}}$ — осадка судна в грузу на базовом режиме.

При $T = T_{\text{эро}}$

$$S_{n_{\text{эро}}} = \left(\frac{0.515 \upsilon_S}{n_S} \right)_{\text{эро}} = a_3 + b_3;$$

при $T = T_{\text{бал}}$

$$S_{n_{\text{бал}}} = \left(\frac{0.515 \upsilon_S}{n_S} \right)_{\text{бал}} = a_3 + b_3 \bar{T}_{\text{бал}},$$

тогда

$$a_3 = \frac{\left(\frac{0.515 \upsilon_S}{n_S} \right)_{\text{бал}} - \left(\frac{0.515 \upsilon_S}{n_S} \right)_{\text{эро}} \bar{T}_{\text{бал}}}{1 - \bar{T}_{\text{бал}}},$$

$$b_3 = \frac{\left(\frac{0.515 \upsilon_S}{n_S} \right)_{\text{эро}} - \left(\frac{0.515 \upsilon_S}{n_S} \right)_{\text{бал}}}{1 - \bar{T}_{\text{бал}}}.$$

При частоте вращения вала на базовом режиме, равном частоте вращения вала при контрольных испытаниях $n_{S0} = n_S$ и осадке судна T , согласно выражениям (9) и (10), скорость хода судна на базовом режиме будет

$$\upsilon_{S0} = 1.941 n_{S0} (a_3 + b_3 \bar{T}).$$

Потеря скорости в связи с обрастанием корпуса составит

$$\Delta \upsilon_S = \upsilon_{S0} - \upsilon_S = 1.941 n_{S0} (a_3 + b_3 \bar{T}) - \upsilon_S.$$

Относительная поступь гребного винта на приведённом базовом режиме

$$\lambda_{po} = \frac{0.515 \upsilon_{S0} (1 - \psi)}{n_{S0} D_e}.$$

Эффективная мощность двигателя на базовом режиме

$$N_{\text{ео}} = \frac{6.25 K_{20} \rho n_{S0}^2 D_e^5}{\eta_{\text{ен}}}.$$

Коэффициент момента $K_{20} = f \lambda_{po}$ определяется по кривым действия винта, или решением полинома (4).

Механический КПД находится по формуле (7) и индикаторная мощность N_{i0} по формуле (6). Эффективный и индикаторный КПД базового (эталонного) режима

$$\eta_{eo} = \frac{3600N_{eo}}{B_{чо}Q_{но}}, \quad (11)$$

$$\eta_{io} = \frac{3600N_{io}}{B_{чо}Q_{но}}. \quad (12)$$

Расход топлива на базовом (эталонном) режиме $B_{чо}$ кг/ч определим, используя зависимости, предложенные в работе [4].

Удельный индикаторный расход топлива b_i у двигателей с регулированием топливного насоса по началу подачи при частоте вращения вала n

$$b_{io} = b_{iH} \left(0.96 + 0.04 \frac{n}{n_H} \right)$$

и при регулировании топливного насоса по концу подачи

$$b_{io} = b_{iH} \left[0.991 - 0.46 \frac{n}{n_H} + 0.455 \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right],$$

где b_{iH}, n_H , — удельный индикаторный расход топлива и частота вращения вала на номинальном режиме.

Часовой расход топлива на базовом (эталонном) режиме

$$B_{чо} = b_{io} N_{io}.$$

Коэффициент полезного действия судового гидромеханического комплекса представляется зависимостью

$$\eta_{ск} = \frac{3600N_N}{B_{ч}Q_H} = \frac{3600Rv}{B_{ч}Q_H},$$

где N_N — движущая (буксировочная) мощность, кВт; R — сила сопротивления движению судна, кН; v — скорость движения судна, м/с.

Исходя из формулы адмиралтейских коэффициентов, полагая, что $L_{\perp\perp}$ и B изменяются с изменением осадки судна мало, можно в относительных величинах записать

$$Rv = R_0 v_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{2/3} \left(\frac{v}{v_0} \right)^3, \quad (13)$$

тогда формула (13) примет вид

$$\eta_{ск} = \frac{3600R_0 v_0}{B_{ч}Q_H} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{2/3} \left(\frac{v}{v_0} \right)^3,$$

где R_0 — сила сопротивления движению судна на базовом режиме, кН.

С учётом КПД судового гидромеханического комплекса на базовом режиме $\eta_{ско}$ его интегральный показатель качества.

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

Согласно формулам (2), (3), (7), (8), (11), (12)

$$\Pi_e = \frac{B_{чо} Q_{но} N_e}{B_{ч} Q_{н} N_{eo}} = \frac{B_{чо} Q_{но}}{B_{ч} Q_{н}} \left(\frac{n}{n_0} \right)^3 = \frac{b_{eo} Q_{но}}{b_e Q_{н}};$$

$$\Pi_i = \frac{B_{чо} Q_{но} N_i}{B_{ч} Q_{н} N_{io}} = \frac{b_{io} Q_{но}}{b_i Q_{н}}.$$

Пропульсивный КПД можно представить зависимостью

$$\eta_{пр} = \frac{\eta_{ск}}{\eta_e \eta_{вп}} = \frac{R_o v_o}{\eta_{вп} N_e} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{2/3} \left(\frac{v}{v_0} \right)^3.$$

Учитывая базовое значение $\eta_{про}$ получим

$$\Pi_{пр} = \frac{\eta_{впо} N_{eo}}{\eta_{вп} N_e} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{2/3} \left(\frac{v}{v_0} \right)^3.$$

КПД гребного винта можно представить на действительном (замеренном) и базовом (эталонном) режимах выражениями

$$\eta_p = \frac{1 - \psi}{(1 - t) i_n} \eta_{пр}; \quad \eta_{po} = \frac{1 - \psi_0}{(1 - t_0) i_n} \eta_{про}.$$

Очевидно

$$\Pi_p = \frac{\frac{1 - \psi}{(1 - t) i_n} \eta_{пр}}{\frac{1 - \psi_0}{(1 - t_0) i_n} \eta_{про}} = \frac{1 - \psi}{1 - \psi_0} \frac{1 - t_0}{1 - t} \Pi_{пр}.$$

В табл. 1 приведены результаты расчетов для ряда морских судов Π_i , $\Pi_{пр}$ и $\Pi_{ск}$ на начало года и на конец года. Как следует из таблицы, в период за один год эксплуатации показатель эксплуатационного технико-экономического качества снижается у главных двигателей Π_i примерно на 2 %, гребных винтов совместно с корпусом $\Pi_{пр}$ — на 8 % и судового гидромеханического комплекса $\Pi_{ск}$ — на 10 %.

Оценка эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса может быть произведена по заранее установленному нормирующему фактору. Так например, если принять величину КПД судового гидромеханического комплекса при паспортной скорости хода судна, корпус которого хорошо окрашен, свободен от обрастаний, не име-

ет повреждений, за оценку "хорошо", то можно рекомендовать нормирующие величины для отдельных категорий оценок эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса $\eta_{ск}$

$$\eta_{ск} = K_{нф} \eta_{ско}$$

Оценка "хорошо" $0,8 < K_{нф} \leq 1$, оценка "удовлетворительно" $0,5 < K_{нф} \leq 0,8$, оценка "ограничено годное" $0,3 < K_{нф} \leq 0,4$.

Таблица 1

Показатели эксплуатационных технико-экономических качеств некоторых морских судов в начале и в конце года

№№	Водоизмещение D , т	Эффективная мощность N_e , кВт	Частота вращения вала n , мин ⁻¹	Скорость хода судна v_s , узл	КПД судового комплекса $\eta_{ск}$	P_i		$P_{пр}$		$P_{ск}$	
						На начало года	На конец года	На начало года	На конец года	На начало года	На конец года
1.	1005	3700	170	15,3	0,242	0,981	0,960	0,984	0,905	0,971	0,874
2.	22100	7000	115	14,8	0,260	0,930	0,912	0,935	0,869	0,873	0,794
3.	47600	10100	120	16,2	0,267	0,911	0,892	0,967	0,890	0,882	0,794
4.	40680	11300	117	14,52	0,267	0,923	0,904	0,946	0,875	0,871	0,792
5.	33500	7800	120	15,48	0,260	0,890	0,872	0,933	0,858	0,835	0,751
6.	31800	8800	122	16,8	0,263	0,841	0,824	0,947	0,874	0,891	0,802
7.	31000	9000	140	17,0	0,261	0,942	0,922	0,947	0,871	0,890	0,801
8.	31800	8900	140	15,2	0,263	0,936	0,917	0,957	0,880	0,890	0,810
9.	38294	10200	119	14,2	0,266	0,980	0,467	0,970	0,902	0,950	0,865

Границы нормирующего фактора $K_{нф}$ приняты исходя из того, что допускается для хорошей оценки технического состояния снижение $\eta_{ск}$ до 20 %, в следствии обрастания корпуса, естественно «утяжеления» гребного винта и других причин.

В пределах $0,7 \div 0,5$ на нормирующий фактор будет оказывать большое влияние техническое состояние механизмов и движителя, $0,4 \div 0,3$ соответствует предельному значению нормирующего фактора.

Нормирующий фактор может быть использован для оценки и других любых элементов судового гидромеханического комплекса и судовой энергетической установки в целом.

Нормирующий фактор позволяет предусмотреть характер изменения технического состояния судового комплекса и принять соответствующие решения по обеспечению его эксплуатационных технико-экономических качеств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конаков Г.А., Васильев Б.В. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – М.: Транспорт, 1980. – 423 с.
4. Конаков Г.А., Захаров Ю.В., Чорба В.А., Абайду Д.Й. Интегральный метод оценки эксплуатационно-технического состояния судового комплекса // Сб. трудов НКИ Сер. Теплоэнергетика и хладотехника. – 1987. – С. 33-37.
5. Конаков Г.А. Механический КПД двигателей внутреннего сгорания на частичных режимах // Судовая энергетика. – 1993. – № 1. – С. 25-26.
6. Фомин Ю.Я. Эксплуатационные характеристики малооборотных дизелей – М.: Транспорт, 1968. – 304 с.

УДК 621.182.44

Абрамов В.А., Павленко Б.А.
ОГМА**РАСТВОРИМОСТЬ КАРБОНАТА КАЛЬЦИЯ В РАСТВОРАХ
СУЛЬФАМИНОВОЙ КИСЛОТЫ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ
ДАВЛЕНИЯХ CO₂**

Изучение растворимости карбоната кальция, как одного из основных компонентов накипных отложений в судовых теплообменных аппаратах, представляет научный и практический интерес, так как проблема борьбы с накипеобразованием и поиск альтернативных путей её решения до сих пор актуальны. При проведении исследований в качестве накипного компонента использовался мелкокристаллический карбонат кальция (CaCO₃) модификации кальцит. Выбор этого компонента для изучения растворимости при соответствующих условиях объясняется следующим.

Щелочноземельные отложения в элементах судового энергетического оборудования, как правило, носят смешанный характер, причём в состав накипи обычно входят как растворимые, так и нерастворимые или плохо растворимые в моющих растворах компоненты. Известно [1,2], что в воде, насыщенной CO₂, среди накипи различного фазового состава минимальную растворимость имеет карбонат кальция — наиболее распространенный вид накипи в судовых теплообменниках. Поэтому, получив данные по растворимости CaCO₃, можно с достаточной вероятностью рекомендовать предлагаемые решения для внедрения их в практику эксплуатационных очисток от накипи смешанного состава.

Опыты проводились на растворах сульфаминовой кислоты NH₂SO₃H различной концентрации (C_к) — (0,1...5,0 мл H₂O) г/100 мл H₂O при избыточном давлении в сосуде-реакторе, создаваемом баллонной двуокисью углерода P_{CO₂} = (0...0,5) МПа. Сульфаминовая кислота была выбрана как реагент, наиболее широко употребляемый при проведении эксплуатационных химических очисток оборудования в стационарной и морской энергетике, кото-

рый к тому же имеет ряд преимуществ перед с другими аналогичными препаратами [3].

Экспериментальные исследования растворимости CaCO_3 проводились следующим образом. Заранее готовился раствор сульфаминовой кислоты соответствующей концентрации, который заливался в сосуд-реактор. Концентрацию кислоты определяли по методике [4], основанной на нейтрализации кислоты эквивалентным количеством щелочи в присутствии индикатора метилоранжа. Затем в сосуд-реактор в избытке засыпалась навеска мелкокристаллического карбоната кальция. Сосуд герметизировался, в нем с помощью редуктора на баллоне со сжатым газом поднималось давление CO_2 до необходимого значения и поддерживалось на этом уровне в течение всего эксперимента. Постоянно велся контроль величины рН моющего раствора с помощью универсального иономера типа ЭВ-74. Каждый режим продолжался не менее 20 часов до достижения режима стабилизации величины рН, что свидетельствовало о выработке моющего раствора и наступлении равновесия между ним и засыпкой CaCO_3 . Затем отработавший раствор сливался из сосуда-реактора и подвергался анализу на содержание ионов кальция (Ca^{2+}) по соответствующей методике [5]. Расчет концентрации растворенного карбоната кальция (S_{CaCO_3} , г/л) проводился по разности содержания ионов кальция в исследуемом растворе и их концентрации в исходном. Растворимость CaCO_3 дополнительно контролировалась также по увеличению общей жесткости моющего раствора [5].

Таблица 1

Растворимость карбоната кальция в растворах сульфаминовой кислоты различной концентрации и при различных избыточных давлениях CO_2

рН _{нач}	Концентрация сульфаминовой кислоты, г/100 мл H_2O	Растворимость CaCO_3 (г/л) при различном избыточном давлении CO_2					
		0	0,1 МПа	0,2 МПа	0,3 МПа	0,4 МПа	0,5 МПа
0,71	5,0	20,52	24,52	32,91	30,22	27,51	27,48
0,73	4,5	19,31	23,05	30,52	23,01	25,70	25,65
0,76	4,0	17,93	21,32	27,83	25,63	23,53	23,65
0,30	3,5	16,24	19,25	24,93	22,90	21,22	21,19
0,85	3,0	14,41	17,00	21,94	20,14	13,64	18,70
0,90	2,5	12,33	14,62	10,62	17,12	15,91	16,00
0,97	2,0	10,11	12,00	15,31	14,03	13,09	13,12
1,06	1,5	7,72	9,25	11,92	10,91	10,00	10,00
1,22	1,0	5,34	6,32	3,43	7,60	7,12	7,05
1,50	0,5	2,72	3,54	4,95	4,35	3,93	4,00
1,72	0,3	1,61	2,31	3,44	3,00	2,74	2,72
1,89	0,2	1,10	1,70	2,73	2,31	2,12	2,14
2,20	0,1	0,50	1,12	2,00	1,72	1,41	1,39

Надежность полученных данных подтверждалась повторными опытами в каждом режиме. Осредненные результаты эксперимента в пересчете на ве-

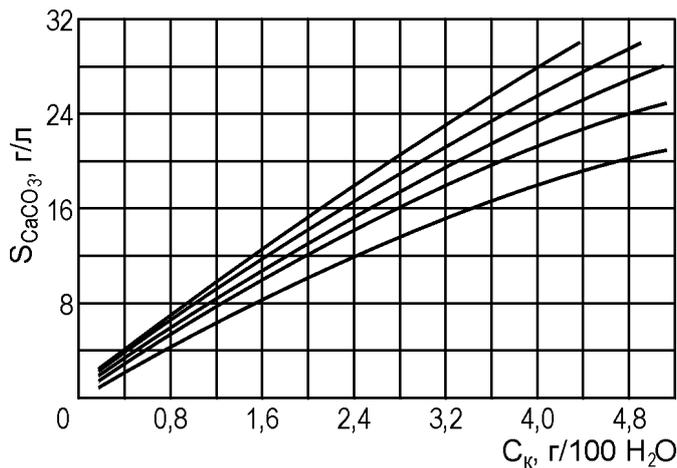


Рис. 1. Зависимость растворимости CaCO_3 от концентрации растворов сульфаминовой кислоты при различных давлениях CO_2 в сосуде-реакторе

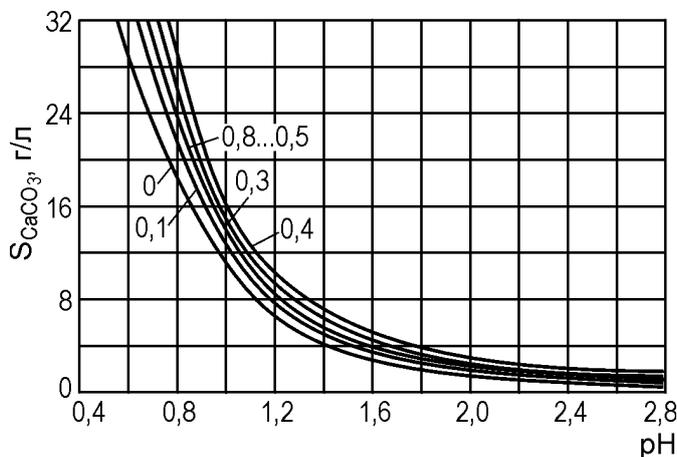


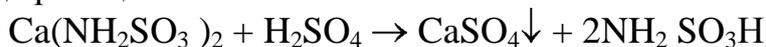
Рис. 2. Зависимость растворимости CaCO_3 в растворах сульфаминовой кислоты от начальной величины pH при различных давлениях CO_2 в сосуде-реакторе

личины растворимости карбоната кальция (S_{CaCO_3} , г/л) для всех режимов представлены данными в табл. 1 и графиками на рис. 1 и 2.

Как видно, растворимость карбоната кальция при насыщении растворов сульфаминовой кислоты двуокисью углерода, во всем диапазоне избыточных давлений CO_2 , выше, чем в таких же растворах, но при атмосферном давлении. Наблюдаемый эффект гипотетически можно объяснить следующим образом.

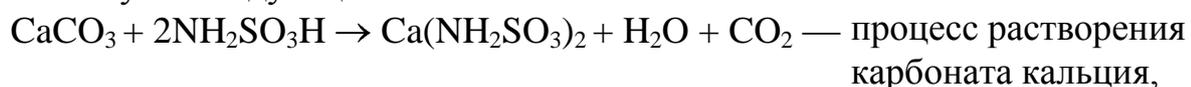
В литературе [6] имеются данные по регенерации отработанных растворов сульфаминовой кислоты, используемой для очистки от накипных отложений. На первой стадии путем известкования отработанного раствора получали чистый сульфат кальция — $\text{Ca}(\text{NH}_2\text{SO}_3)_2$, с низким содержанием посторонних металлов. Для улучшения реакции и достижения более глубокой очистки раствора от посторонних ионов процесс известкования проводился параллельно с насыщением раствора

CO_2 . Далее чистый раствор сульфата кальция подкисляли серной кислотой до $\text{pH}=1,0$. При введении серной кислоты в раствор сульфата кальция в ходе реакции



образовывался осадок сульфата кальция, легко отделяемый от раствора, и чистая сульфаминовая кислота, пригодная для повторного использования.

В нашем же случае в конце каждого эксперимента присутствовал отработанный раствор сульфаминовой кислоты под избыточным давлением CO_2 . По всей видимости, одновременно с процессом растворения карбоната кальция происходил процесс регенерации с превращением сульфата кальция под действием образовавшейся угольной кислоты (H_2CO_3) в сульфаминовую кислоту по следующей схеме.



$\text{Ca}(\text{NH}_2\text{SO}_3)_2 + \text{H}_2\text{CO}_3 \rightarrow \text{CaCO}_3 + 2\text{NH}_2\text{SO}_3\text{H}$ — процесс регенерации сульфаминовой кислоты.

В связи с тем, что для перехода карбоната кальция из растворенного состояния в осадок требуются определенные условия и время, вполне вероятно, что в этом случае отработавший раствор был несколько пересыщен по CaCO_3 . Этим и можно объяснить его более высокую растворимость в режимах с повышенным давлением CO_2 .

Полученные данные свидетельствуют о том, что с увеличением концентрации растворов сульфаминовой кислоты влияние давления CO_2 на растворимость CaCO_3 увеличивается, что также можно объяснить частичной регенерацией отработавшего раствора в присутствии угольной кислоты. При низких концентрациях H_2CO_3 (ниже 1,0 г/100 мл H_2O) влияние давления CO_2 на растворимость карбоната кальция незначительно.

Необходимо также отметить, что наблюдаемое в опытах влияние давления CO_2 на растворимость CaCO_3 в растворах сульфаминовой кислоты неравнозначно. При увеличении избыточного давления CO_2 от 0 до 0,2 МПа наблюдалось увеличение растворимости карбоната кальция во всем диапазоне исследуемых концентраций кислоты. Дальнейшее увеличение давления до 0,5 МПа приводило к некоторому снижению растворимости карбоната кальция по сравнению с давлением 0,2 МПа. В то же время, растворимость CaCO_3 при избыточных давлениях CO_2 , равных 0,4 и 0,5 МПа была большей, чем при 0,1 МПа и, тем более, при атмосферном давлении. При избыточных давлениях CO_2 (0,4...0,5) МПа происходила стабилизация растворимости карбоната кальция на некотором постоянном уровне для всех исследуемых концентраций сульфаминовой кислоты. Полученные данные по неоднозначному влиянию давления CO_2 требуют своего объяснения, что является предметом дальнейших исследований.

Для наглядности представления полученных результатов по экспериментальным данным были построены зависимости растворимости CaCO_3 от избыточного давления, создаваемого CO_2 в сосуде реакторе, при различных исходных концентрациях сульфаминовой кислоты, которые приведены на рис. 3.

Как видно, максимальная растворимость карбоната кальция в исследуемом диапазоне выбранных факторов наблюдается в растворе сульфаминовой

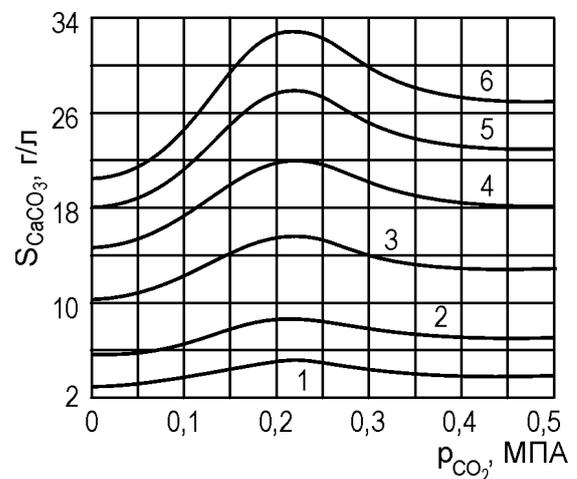


Рис. 3. Зависимость растворимости CaCO_3 в растворах сульфаминовой кислоты от давления CO_2 в сосуде-реакторе.

Значения C_k (г/100 мл H_2O): 1 — 0,5; 2 — 1; 3 — 2; 4 — 3; 5 — 4; 6 — 5.

кислоты повышенной концентрации, при избыточном давлении CO_2 в сосуде-реакторе на уровне 0,2 МПа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Углекислотный метод очистки теплообменников от накипи и предотвращения ее образования: Методическое пособие / Од. высш. инж. мор. уч.; подготовлено Ю.И. Боевым. — М.: В/О “Мортехинформреклама”, 1986. — 48 с.
7. Абрамов В.А. Предотвращение накипеобразования в судовых теплообменных аппаратах и системах, контактирующих с морской водой: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Одесса: Од. высш. инж. мор. уч., 1985. — 24 с.
8. Перечень и описание химических средств, применяемых на судах морского флота в процессе их эксплуатации / Черномор. центр. проектно-конструкторское бюро. — М.: В/О “Мортехинформреклама”, 1985. — 220 с.
2. Сурин С.М. Подготовка и контроль качества воды для судовых энергетических установок. — М.: Транспорт, 1978. — 152 с.
9. Резников А.А., Муликовская Е.П., Соколов Ю.И. Методы анализа природных вод. — М.: Наука, 1970. — 488 с.
10. Максин В.М. и др. Использование сульфаминовой кислоты для удаления карбонатной накипи из системы горячего водоснабжения // Химия и технология воды. — 1989. — Т. 11. — № 7. — С. 630-636.

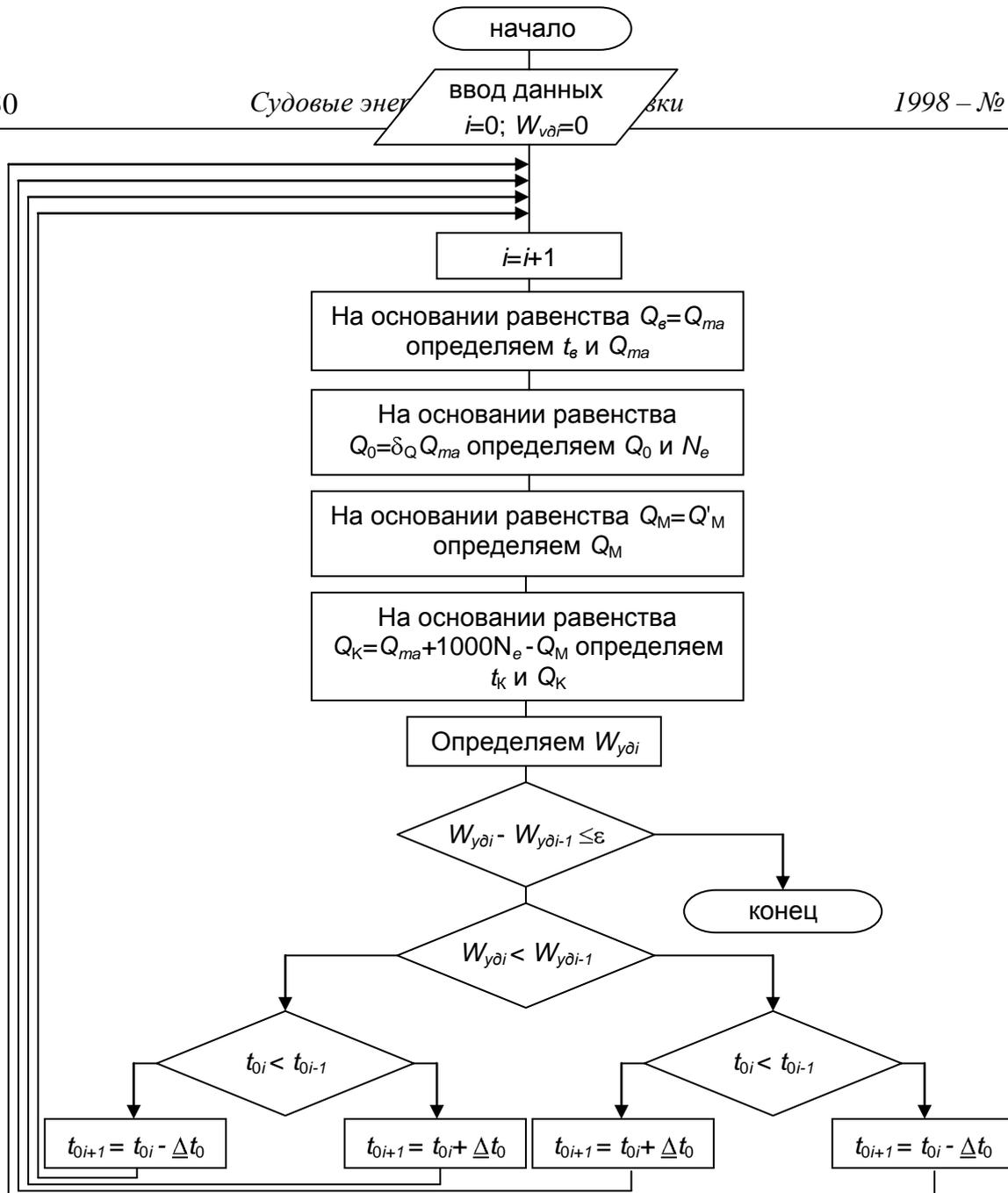
УДК 629.12:621.56

Логвиненко В.В., Коханский А.И. Алехин Н.Б.
ОГАХ, ОГМА

АНАЛИЗ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ СУДНА ТИПА "ГОРИЗОНТ"

В целях минимизации затрат энергии, расходуемой на замораживание продукта, используя математическую модель производственной холодильной установки судна типа "Горизонт", были проведены исследования изменения удельной энергии $W_{y\partial}$, потребляемой на замораживание одного килограмма продукта, в зависимости от изменения температуры кипения хладагента T_0 . Укрупненный алгоритм расчета минимума $W_{y\partial}(T_0)$, представленный на рис. 1, основан на известном способе регулирования производительности компрессора холодильной установки [1]. Также, при этом, анализировалось влияние различных эксплуатационных параметров, таких как, начальная температура рыбопродукта, температура забортной воды, температура конденсации хладагента и общее количество продукта, подлежащего замораживанию, на поведение зависимости $W_{y\partial}(T_0)$. Расчеты производились для трех вариантов работы компрессоров: 1) один компрессор работает со 100 %-ой холодопроизводительностью, а второй — с холодопроизводительностью,

необходимой для компенсации тепловой нагрузки, 2) оба компрессора работают с одинаковой холодопроизводительностью, 3) работает один компрессор. Для упрощения расчеты проводились при условных начальных температурах воздуха $T_{НВ}$, забортной воды T_W и рыбы T_H , взаимосвязанных между собой. О такой условной взаимосвязи можно говорить, например, при изменении судном места промысла — при переходе из северных широт в южные. $T_{НВ}$ (и, соответственно, T_W и T_H) изменялась в промежутке от 0 °С (2 °С и 4 °С) до 40 °С (30 °С и 20 °С) с шагом 4 °С (2,8 °С и 1,6 °С). Расчеты производились при фиксированных значениях производительности насоса охлаждающей воды, подаваемой на конденсатор V_{wk} , изменяемой в промежутке от 0,006 м³/с до 0,028 м³/с с шагом 0,002 м³/с. При этом в процессе расчета определялась температура конденсации хладагента T_K . Потребление энергии $W_{уд}$ определялось в зависимости от T_0 , которая изменялась в промежутке от -45 °С до -33 °С с шагом 1 °С. Получены следующие результаты.

Рис. 1. Укрупнённый алгоритм расчёта минимума $W_{y\delta}(t_0)$

1. Зависимость $W_{y\delta}(T_0)$ имеет параболический характер. При повышении T_{HB} , T_W и T_H график $W_{y\delta}(T_0)$ смещается в сторону повышения T_0 , при этом $W_{y\delta}$ возрастает. На рис. 2 показаны графики $W_{y\delta}(T_0)$ для судов типа "Горизонт" при значениях V_{wk} — 0,006 м³/с, 0,016 м³/с и 0,028 м³/с и при значениях T_{HB} (и соответствующих значениях T_W и T_H , составляющих в совокупности определенную тепловую нагрузку) 20 °С и 40 °С для случая работы компрессоров с разной холодопроизводительностью. Соединив точки минимума парабол $W_{y\delta}(T_0)$ при разных значениях T_{HB} и для определенного значения V_{wk} , получим линию, задающую значения T_0 , при которых удельное потребление энергии будет минимальным для определенных значений T_{HB} (для заданного значения V_{wk}), при этом определенным значениям T_{HB} , согласно вышеуказанным условиям расчета, соответствуют определенные значения T_W и T_H .

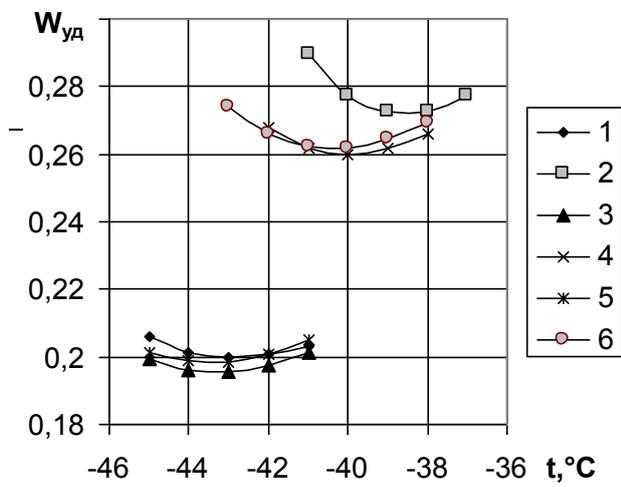


Рис. 2. Зависимости $W_{уд}(T_0)$ для судов типа "Горизонт" при работе двух компрессоров с разной производительностью
 1 — $v_{wk}=0,006 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C}$;
 2 — $v_{wk}=0,006 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{HB}=40 \text{ }^\circ\text{C}$;
 3 — $v_{wk}=0,016 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C}$;
 4 — $v_{wk}=0,016 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{HB}=40 \text{ }^\circ\text{C}$;
 5 — $v_{wk}=0,028 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C}$;
 6 — $v_{wk}=0,028 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{HB}=40 \text{ }^\circ\text{C}$

шается, а при дальнейшем изменении V_{wk} до $0,028 \text{ м}^3/\text{с}$ начинает возрастать.

Примем за 100 % минимальное потребление энергии при $T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом режиме работы $V_{wk}=0,014 \text{ м}^3/\text{с}$, а $T_0=-43 \text{ }^\circ\text{C}$. На рис. 3 показано, как изменяется потребление $W_{уд}$ в процентах, при изменении T_{HB} (и, соответственно, T_W и T_H), V_{wk} и T_0 .

Проведя по результатам расчета аппроксимацию значений T_0 , обеспечивающих минимум $W_{уд}$ в зависимости от T_W , в промежутке от $2 \text{ }^\circ\text{C}$ до $30 \text{ }^\circ\text{C}$ с шагом $2,8 \text{ }^\circ\text{C}$, для случая работы компрессоров с разной холодопроизводительностью для всех значений V_{wk} , в промежутке от $0,006 \text{ м}^3/\text{с}$ до $0,028 \text{ м}^3/\text{с}$ с шагом $0,002 \text{ м}^3/\text{с}$, был получен набор формул вида $T_0=a \cdot T_W+b$, при этом максимальная относительная погрешность не превысила 2,9 %. Проведя аппроксимацию коэффициентов a и b в зависимости от V_{wk} были получены следующие формулы: $a=k_1 \cdot V_{wk}+k_2$, максимальная относительная погрешность менее 7,8 %, $b=k_3 \cdot V_{wk}+k_4$, максимальная относительная погрешность менее 0,9 %.

При проведении анализа энергопотребления получено, что при увеличении значений T_{HB} , T_W и T_H происходит смещение значений T_0 , обеспечивающих минимум $W_{уд}$, в сторону повышения, а при изменении V_{wk} от $0,006 \text{ м}^3/\text{с}$ до $0,028 \text{ м}^3/\text{с}$ происходит смещение значений T_0 , обеспечивающих минимум $W_{уд}$, в сторону понижения. Также получено, что для определенного значения T_{HB} , при условии поддержания T_0 , обеспечивающей минимум $W_{уд}$, при изменении V_{wk} от значения $0,006 \text{ м}^3/\text{с}$ до некоторого промежуточного значения потребление энергии на замораживание умень-

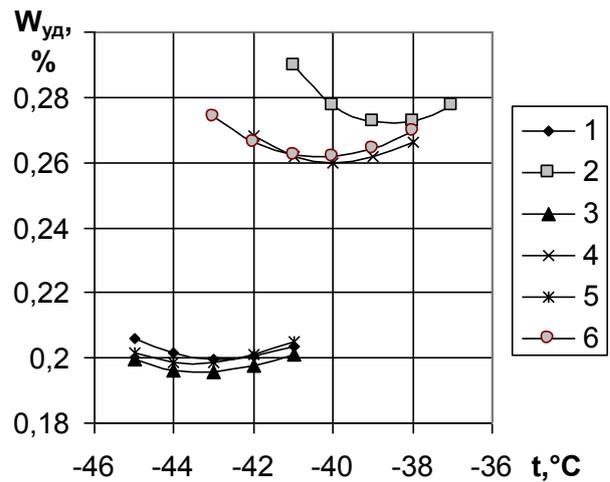


Рис. 3. Изменение $W_{уд}(T_0)$ при работе компрессоров с разной производительностью при изменении v_{wk} и T_{HB}
 1 — $v_{wk}=0,014 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C}$;
 2 — $v_{wk}=0,028 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C}$;
 3 — $v_{wk}=0,014 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{HB}=12 \text{ }^\circ\text{C}$

2. На рис. 4 показаны графики $W_{y\partial}(T_0)$ для судов типа "Горизонт" при значениях V_{wk} — 0,006 м³/с, 0,016 м³/с и 0,028 м³/с и при значениях T_{HB} — 0 °С, 20 °С и 40 °С для случая работы компрессоров с одинаковой холодопроизводительностью.

Примем за 100 % минимальное потребление энергии при $T_{HB}=20$ °С. При этом режиме работы $V_{wk}=0,014$ м³/с, а $T_0=-42$ °С. На рис. 5 показано, как изменяется потребление $W_{y\partial}$ в процентах, при изменении T_{HB} (и, соответственно, T_W и T_H), V_{wk} и T_0 .

Проведя по результатам расчета аппроксимацию значений T_0 , обеспечивающих минимум $W_{y\partial}$ в зависимости от T_W для случая работы компрессоров с одинаковой холодопроизводительностью для всех значений V_{wk} , был получен набор формул вида $T_0=a\cdot T_W+b$, при этом максимальная относительная погрешность не превысила 2,6 %. Проведя аппроксимацию коэффициентов a и b в зависимости от V_{wk} были получены следующие формулы: $a=k_1\cdot V_{wk}+k_2$, максимальная относительная погрешность менее 9,6 %, $b=k_3\cdot V_{wk}+k_4$, максимальная относительная погрешность менее 0,7 % $k_1=-0,613$; $k_2=0,247$; $k_3=-30,08$; $k_4=-45,219$.

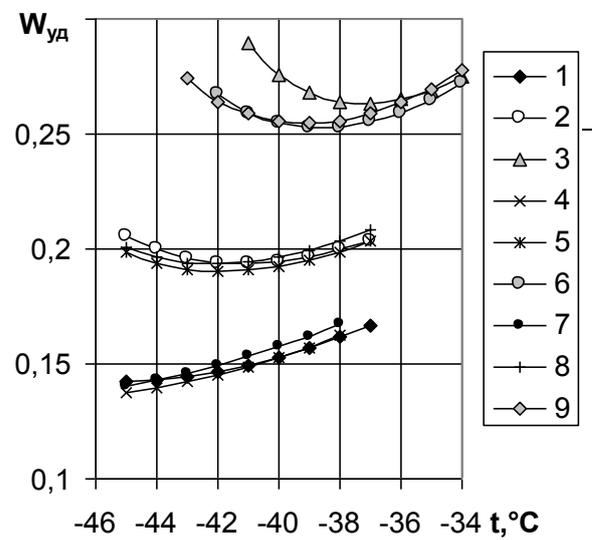


Рис. 4. Зависимости $W_{y\partial}(T_0)$ для судов типа "Горизонт" при работе двух компрессоров с одинаковой производительностью
 1 — $v_{wk}=0,006$ м³/с, $T_{HB}=0$ °С;
 2 — $v_{wk}=0,006$ м³/с, $T_{HB}=20$ °С;
 3 — $v_{wk}=0,006$ м³/с, $T_{HB}=40$ °С;
 4 — $v_{wk}=0,016$ м³/с, $T_{HB}=0$ °С;
 5 — $v_{wk}=0,016$ м³/с, $T_{HB}=20$ °С;
 6 — $v_{wk}=0,016$ м³/с, $T_{HB}=40$ °С;
 7 — $v_{wk}=0,028$ м³/с, $T_{HB}=0$ °С;
 8 — $v_{wk}=0,028$ м³/с, $T_{HB}=20$ °С;
 9 — $v_{wk}=0,028$ м³/с, $T_{HB}=40$ °С.

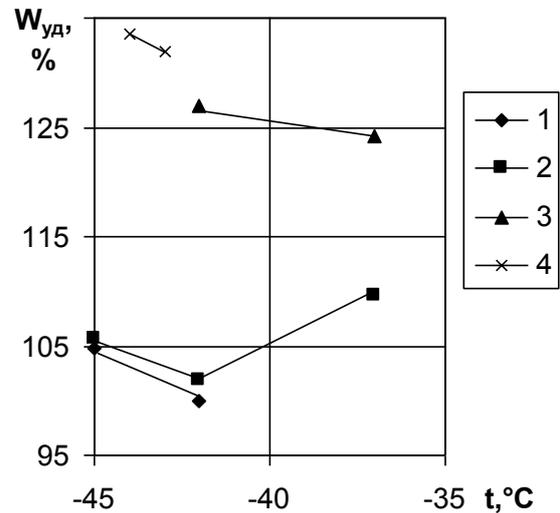


Рис. 5. Изменение $W_{y\partial}(T_0)$ при работе компрессоров с одинаковой производительностью при изменении v_{wk} и T_{HB}
 1 — $v_{wk}=0,014$ м³/с, $T_{HB}=20$ °С;
 2 — $v_{wk}=0,028$ м³/с, $T_{HB}=20$ °С;
 3 — $v_{wk}=0,014$ м³/с, $T_{HB}=36$ °С;
 4 — $v_{wk}=0,028$ м³/с, $T_{HB}=36$ °С

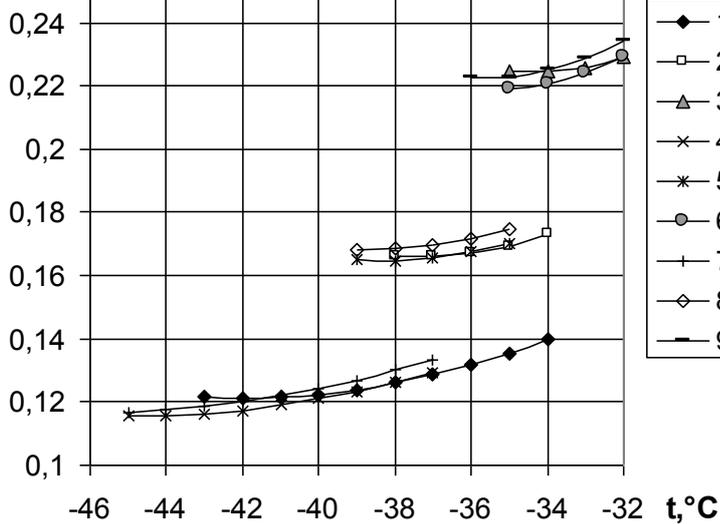


Рис. 6. Зависимости $W_{уд}(T_0)$ для судов типа "Горизонт" при работе одного компрессора
 1 — $v_{wk}=0,006 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=0 \text{ }^\circ\text{C};$
 2 — $v_{wk}=0,006 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C};$
 3 — $v_{wk}=0,006 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=40 \text{ }^\circ\text{C};$
 4 — $v_{wk}=0,016 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=0 \text{ }^\circ\text{C};$
 5 — $v_{wk}=0,016 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C};$
 6 — $v_{wk}=0,016 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=40 \text{ }^\circ\text{C};$
 7 — $v_{wk}=0,026 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=0 \text{ }^\circ\text{C};$
 8 — $v_{wk}=0,026 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C};$
 9 — $v_{wk}=0,026 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=40 \text{ }^\circ\text{C}$

менении T_{HB} (и, соответственно, T_W и T_H), V_{wk} и T_0 .

Проведя по результатам расчета аппроксимацию значений T_0 , обеспечивающих минимум $W_{уд}$ в зависимости от T_W для случая работы одного компрессора для всех значений V_{wk} , был получен набор формул вида $T_0=a \cdot T_W+b$, при этом максимальная относительная погрешность не превысила 5,5%. Проведя аппроксимацию коэффициентов a и b в зависимости от V_{wk} были получены следующие формулы: $a=k_1 \cdot V_{wk}+k_2$, максимальная относительная погрешность менее 6,9%, $b=k_3 \cdot V_{wk}+k_4$, максимальная относительная погрешность менее 1,8%.

4. Одним из основных параметров, от которого зависят значения $W_{уд}$, является температура конденсации хладагента T_K , от неё же зависит потребляемая мощность компрессора. T_K в свою очередь определяется различными параметрами, одним из которых является значение температуры забортной воды T_W . В то же время совместное влияние температуры наружного воздуха T_{HB} , температуры забортной воды T_W и начальной температуры рыбы T_H создает суммарную внешнюю тепловую нагрузку, причем в основном тепловая

3. На рис. 6 показаны графики $W_{уд}(T_0)$ для судов типа "Горизонт" при значениях V_{wk} — $0,006 \text{ м}^3/\text{с}$, $0,016 \text{ м}^3/\text{с}$ и $0,026 \text{ м}^3/\text{с}$ и при значениях T_{HB} — $0 \text{ }^\circ\text{C}$, $20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $40 \text{ }^\circ\text{C}$ для случая работы одного компрессора.

Примем за 100% минимальное потребление энергии при $T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом режиме работы $V_{wk}=0,01 \text{ м}^3/\text{с}$, а $T_0=-38 \text{ }^\circ\text{C}$. На рис. 7 показано, как изменяется потребление $W_{уд}$ в процентах, при из-

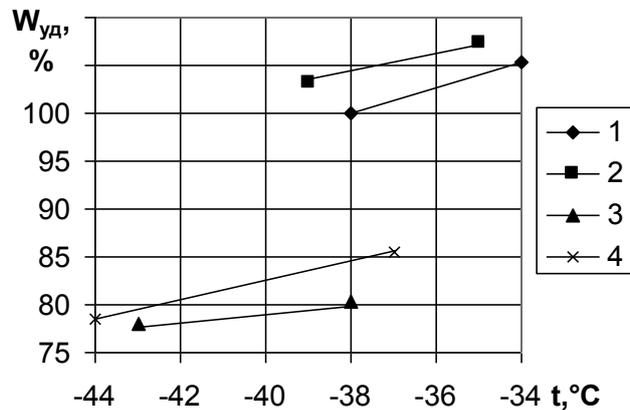


Рис. 7. Изменение $W_{уд}(T_0)$ при работе одного компрессора при изменении v_{wk} и T_{HB}
 1 — $v_{wk}=0,01 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C};$
 2 — $v_{wk}=0,028 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=20 \text{ }^\circ\text{C};$
 3 — $v_{wk}=0,01 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=4 \text{ }^\circ\text{C};$
 4 — $v_{wk}=0,028 \text{ м}^3/\text{с}, T_{HB}=4 \text{ }^\circ\text{C}$

нагрузка зависит от T_{HB} и T_H . В связи с необходимостью упорядочения расчетов в зависимости от T_{HB} , T_W и T_H на возможно большем температурном диапазоне было введено условие, что T_{HB} , T_W и T_H являются взаимосвязанными параметрами, и выше была приведена эта условная взаимосвязь. Однако в реальных условиях она может не выполняться. В связи с этим были проделаны расчеты, целью которых было оценить разницу влияний на характеристику $W_{yd}(T_0)$ значений T_{HB} и T_H , определяющих тепловую нагрузку, и значения T_W , от которого зависит T_K , определяющая мощность потребляемую компрессором. Для этого были приняты два варианта значений T_{HB} , T_W и T_H : $T_{HB}=0$ °С, $T_W=30$ °С, $T_H=4$ °С и $T_{HB}=40$ °С, $T_W=2$ °С, $T_H=20$ °С. Расчеты проводились для варианта работы двух компрессоров с одинаковой холодопроизводительностью.

Для судов типа "Горизонт" было получено, что минимум W_{yd} как при значениях $T_{HB}=0$ °С, $T_W=30$ °С, $T_H=4$ °С, так и при значениях $T_{HB}=40$ °С, $T_W=2$ °С, $T_H=20$ °С обеспечивается при значении $V_{wk}=0,016$ м³/с. В связи с этим, нижеприведенные сравнительные результаты даны для значения $V_{wk}=0,016$ м³/с. При $T_{HB}=0$ °С, $T_W=2$ °С и $T_H=4$ °С минимум W_{yd} обеспечивается при $T_0=-45$ °С. Примем это значение W_{yd} за 100 %. Получено, что повышение тепловой нагрузки, за счет повышения значений T_{HB} и T_H до значений 40 °С и 20 °С соответственно, при сохранении неизменным значения $T_W=2$ °С, определяющего T_K , не влияет на смещение значения T_0 , обеспечивающего минимум W_{yd} . Значение T_0 , обеспечивающее минимум W_{yd} остается -45 °С, при этом потребление энергии составляет 112,127 %. При сохранении минимальной тепловой нагрузки: значение $T_{HB}=0$ °С, значение $T_H=4$ °С, и при повышении значения T_W до 30 °С происходит смещение значения T_0 , обеспечивающего минимум W_{yd} , в сторону повышения до значения -39 °С, при этом потребление энергии составляет 162,027%. При сохранении значения $T_W=30$ °С и при повышении тепловой нагрузки, за счет повышения значений T_{HB} и T_H до значений 40 °С и 20 °С соответственно, значение T_0 , обеспечивающее минимум W_{yd} смещается в сторону повышения на 1 °С и составляет -38 °С, при этом потребление энергии составляет 184,143 %. Таким образом, для судов типа "Горизонт", для варианта работы двух компрессоров с одинаковой холодопроизводительностью получено, что изменение значения T_W в сторону повышения приводит к смещению значения T_0 , обеспечивающего минимум W_{yd} , также в сторону повышения. Изменение внешней тепловой нагрузки, за счет изменения значений T_{HB} и T_H , в малой степени влияет на смещение значения T_0 , обеспечивающего минимум W_{yd} . При этом, изменение T_W в большей степени влияет на изменение значений W_{yd} , чем изменение значений T_{HB} и T_H .

5. Изменение общего количества продукта $G_{МА}$, подаваемого на замораживание, не влияет на изменение удельного потребления энергии $W_{уд}$, расходуемой на замораживание 1 кг продукта. Удельный расход энергии определяется установившимися параметрами процесса замораживания, который протекает в морозильной камере при определенных параметрах работы компрессоров. Изменение значения $G_{МА}$ приводит к изменению количества раз заполнения морозильной камеры, но на параметры процесса замораживания, протекающего внутри морозильной камеры и на работу компрессоров оно не влияет. Это видно из математической модели судового морозильного комплекса. Значение $W_{уд}$ определяется продолжительностью замораживания блока рыбы τ_z , которое зависит от теплофизических свойств продукта и от температуры воздуха в морозильной камере, определяемой тепловой нагрузкой и холодопроизводительностью компрессора, емкостью морозильной камеры E , которая определяет теплоприток от рыбопродукта, мощностью, потребляемой морозильным аппаратом, мощностью, потребляемой электродвигателями компрессорного агрегата, которая определяется значениями температур кипения и конденсации хладагента и значением коэффициента загрузки компрессора, определяемым тепловой нагрузкой, и мощностью, потребляемой насосами морозильной установки, которая зависит от расхода охлаждающей воды, подаваемой на конденсатор и на маслоохладители.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Способ регулирования производительности компрессора холодильной установки. Патент 1361. Алехин Н.Б., Ионов А.Г. 25.03.94. Бюл. 1.

УДК 621.896:621.829

Бордан Д.Ф., Поповский Ю.М.
ОГМА

МЕТОДИКА ЭКСПРЕССНОЙ ОЦЕНКИ ПРОТИВОИЗНОСНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ ПО ЗНАЧЕНИЮ ЕГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ

В режиме граничного трения поверхности пары трения разделены слоем смазочного материала толщиной порядка 0,1 микрон [1]. Такой режим возникает в момент запуска, остановки и реверса судовых машин и механизмов. Именно в эти моменты протекают основные процессы износа пар трения. В режиме граничного трения, сила трения и износ в значительной степени определяются характеристиками граничного смазочного слоя, свойства которого зависят от наличия в смазочном материале поверхностно-активных веществ, которые ориентируют молекулы объемного смазочного материала перпендикулярно твердой поверхности. Для оценки противоизносных харак-

теристик граничного смазочного слоя обычно используют методы, основанные на моделировании процессов трения в машинах трения и на лабораторных стендах. Однако, эти методы требуют значительных затрат времени и непригодны для экспрессной оценки противоизносных характеристик смазочного материала.

Цель настоящей работы заключалась в выявлении корреляционной взаимосвязи между легко определяемыми электрическими характеристиками граничного смазочного слоя и его противоизносной способностью.

В качестве такой электрической характеристики нами была выбрана электрическая прочность смазочного слоя.

Принципиальная схема установки показана на рис. 1.

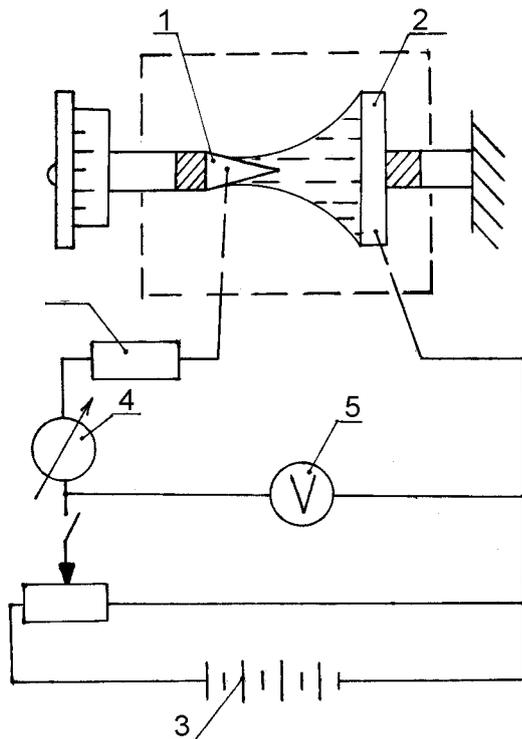


Рис. 1. Схема измерения электрической прочности материала

Электроды (1) и (2) фиксировались микрометрическим устройством на расстоянии $d=2$ мкм друг от друга, с точностью $0,1$ мкм.

От источника напряжения (3) к электродам прикладывалось напряжение, нарастающее с постоянной скоростью $v = 2$ В/с. Момент пробоя смазочного слоя фиксировался гальванометром (4), а напряжение пробоя измерялось с помощью вольтметра (5) с точностью до 2 В. Сила тока пробоя ограничивалась сопротивлением (6) — $R=180$ кОм.

Следует заметить, что после однократного пробоя слоя смазочного материала, его электрическая прочность понижалась. Это связано с тем, что в момент пробоя в слое смазочного материала возникали проводящие мосты между электродами и ионы. При отключении внешнего электрического поля ионы постепенно рекомбинировали, а проводящие мосты дробились на мелкие проводящие частицы, которые однако, были способны заново образовывать проводящие каналы при повторном приложении напряжения. В связи с этим перед повторными опытами межэлектродный промежуток очищался. Электроды раздвигали и промывали растворителем (бензином, очищенным низкотемпературной перегонкой), после чего электроды дополнительно очищали от налипших на них проводящих частиц с помощью электрического метода. На электроды наносилось по капле чистого смазочного материала, после чего к ним подводилось постоянное напряжение 150 В и выдерживалось 2 минуты. В течении этого времени, прилипшие к электродам проводящие частицы, под действием кулоновских сил переносились к свободной поверхности капли, что облегчало их последующее удаление.

Измерение износа при граничном трении осуществлялось с помощью склерометрического метода, схема которого показана на рис. 2.

На поверхность полированной металлической пластины (1) наносился тонкий слой смазочного материала, а далее с помощью твердосплавного резца (2), прижимаемого к поверхности пластины постоянной силой, на ее поверхность наносились царапины, при прямолинейном перемещении резца. Перемещение резца осуществлялось при помощи микровинта, с постоянной скоростью $v=0,01$ м/с, при контактном давлении резца $P=10^{12}$ Па.

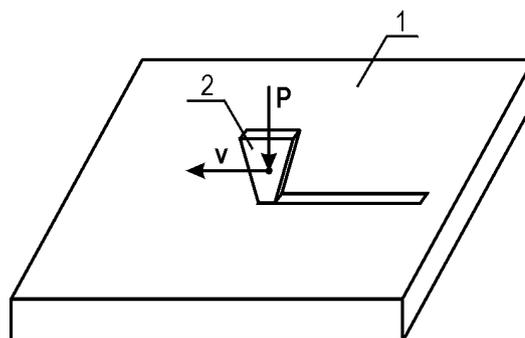


Рис. 2. Схема склерометрического метода определения износа

Измерение геометрических параметров царапины износа (ее ширины и глубины) проводились при помощи интерференционного микроскопа МИИ-4. Ширина царапины измерялась с точностью до 3 %, а глубина с точностью до 5-10 %. Значение сечения царапины износа в параллельных опытах воспроизводились с точностью до 5 %.

Измерения износа для каждого смазочного материала проводились для трех царапин по три измерения на каждой царапине.

В качестве исследуемых смазочных материалов использовались модельные масла - неполярное вазелиновое масло и вазелиновое масло с полярными присадками – гретерином (1%) и олеиновой кислотой (0,5%), а так же масло МГ8Г.

В таблице 1 приведены основные экспериментальные результаты.

Таблица 1

Корреляционная взаимосвязь между противоизносными свойствами граничных смазочных слоев и их электрической прочностью

№	Тип смазочного материала	Электрическая прочность, E , В/мкм	Величина износа, S , мкм ²
1	Масло МГ8Г	$50 \pm 1,6$	$0,64 \pm 0,017$
2	Вазелиновое масло с присадкой Гретерина (1%)	$58 \pm 4,5$	$1,19 \pm 0,024$
3	Вазелиновое масло	$59 \pm 3,7$	$1,32 \pm 0,194$
4	Вазелиновое масло с присадкой олеиновой кислоты (0,5%)	$61 \pm 4,0$	$1,6 \pm 0,077$

Как видно из приведенных в таблице результатов измерений, лучшими противоизносными характеристиками обладают масла с меньшей электрической прочностью, что позволяет предложить описанную методику для качественной оценки противоизносных свойств смазочных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гаркунов Д.И. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1989. – 382 с.

УДК 621.896:621.829

Поповский Ю.М., Сагин С.В., Гребенюк М.Н.
ОГМА, ВГТУ

ПРОТИВОИЗНОСТНЫЕ СВОЙСТВА ГРАНИЧНЫХ СМАЗОЧНЫХ СЛОЕВ

Надежная и эффективная эксплуатация судовой энергетической установки невозможна без технического обслуживания ее элементов. При этом часто (как в судовых условиях, так и на судоремонтных заводах) возникает необходимость в механической обработке некоторых узлов как самих двигателей, так и технических средств, их обслуживающих.

Учитывая тот факт, что такие детали судовых дизелей внутреннего сгорания (СДВС) как шейки коленчатых валов, цилиндры втулки, штоки поршней и ряд других выполняются из высокопрочных сплавов, при их механической обработке (например проточке или шабрени) в них возникают повышенные температурные и механические напряжения. Для устранения этих отрицательных явлений используются смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ). Причем, если ремонтные работы проводятся в заводских условиях, их расход может измеряться десятками, и даже сотнями литров.

Функции СОЖ, как и любого смазочного материала, весьма различны. Выделим из них две основные: отвод тепла из рабочей зоны и защита режущих кромок инструмента.

Обычно в качестве СОЖ используются водные эмульсии, которые хорошо выполняют первую функцию, но обладают низкой смазочной способностью. Наиболее полно второе требование обеспечивают СОЖ, включающие в свой состав поверхностно-активные вещества (ПАВ). При этом в триаде "металл - смазочная жидкость - металл" возникают дополнительные расклинивающие силы, обусловленные наличием ориентационной упорядоченности молекул в граничных слоях жидкости.

Вхождение в состав сплавов, применяемых в дизелестроении, ряда металлов, способных к окислению, вынуждает производить СОЖ с минимальной коррозионной активностью. При этом такие СОЖ обладают высокой стоимостью и могут состоять из компонентов, труднодоступных для судовых условий.

Повышенный расход СОЖ заставляет идти по пути их рециркуляции (с дополнительной фильтрацией после первичного использования). Однако при этом компоненты СОЖ должны обладать температурной стойкостью, а процесс фильтрации не должен изменять их основные свойства.

Еще раз отмечая то, что детали СДВС выполняются из высокопрочного материала, а при их механической обработке возникают повышенные температуры и контактные нагрузки, важной характеристикой СОЖ является прочность смазочного слоя.

Контактируя с воздухом, металлом, продуктами нагарообразования, топливными и масляными остатками СОЖ подвергаются разрушению, что сокращает срок их эксплуатации.

Еще одним техническим требованием для СОЖ является защита от бактериальных повреждений.

Как указывалось в ряде работ [1, 2], использование явления ориентационной упорядоченности молекул в граничных слоях, усиление их жидкокристаллических (ЖК) свойств, может наиболее полно удовлетворить ряд указанных требований. При этом особенно ярко проявляются такие явления, как температурная стойкость и сопротивление контактными нагрузкам.

Активация ЖК свойств СОЖ наиболее эффективно может быть произведена как путём применения хорошо известных ПАВ (перфторкислоты, амидофен, эфрен и др.), так и ряда современных металлоорганических соединений. Ряд современных разработчиков (Владимирский государственный технический университет) предлагает новые марки СОЖ (в частности Грете-рол), в которых в качестве ПАВ используются соли олеиновой кислоты.

Как показали лабораторные и производственные эксперименты, предложенные марки СОЖ отличаются от обычно применяемых (Эмульсол, Syntil и др.) более высокой смазывающей способностью, низкой стоимостью, имея при этом срок эксплуатации более 6 месяцев.

Для оценки технико-экономических характеристик СОЖ производились их триботехнические и оптические исследования. Измерение производились для различных концентраций ПАВ в СОЖ.

Триботехнические испытания производились на четырехшариковой машине трения, предназначенной для исследования трения при граничной смазке и для определения критических температур граничного слоя смазки на поверхности трения [3].

Рабочими поверхностями машины являются поверхности стальных закаленных шариков, выполненных из материала с повышенной твердостью. Верхний (подвижный) шарик укреплен в шпинделе, три нижних (неподвижных) зажаты в специальной обойме, установленной в масляной чаше. Чаша имеет двойное дно, в котором размещен электронагреватель, позволяющий проводить измерения при различных температурах исследуемого материала.

При испытании смазочных материалов на лабораторных машинах и приборах применяются различные критерии для сравнительной оценки смазочной способности масел, которые можно подразделить следующим образом:

1. Характеристика сопротивления сдвигу в смазочной пленке при отсутствии влияния вязкости. Этим методом определяется коэффициент либо сила трения, величина последней измеряется с помощью навешенного оборудования (динамическими или пьезоэлектрическими методами).
2. Величина износа поверхностей трения. В большинстве случаев при применении смазки в деталях машин наиболее важным качеством смазки является и способность исключать или уменьшать износ (а не

понижать трение). Однако при этом для определения величины износа необходимо использовать дополнительные методы (например, искусственных баз), а измерения с помощью электроимпульсного метода [4] требует дополнительной установки токосъемного устройства.

3. Температурный критерий. При трении смазанных поверхностей происходит нагрев смазки и соприкасающихся тел. При смазке разными маслами нагрев подвижного сочленения деталей при прочих равных условиях работы, бывает не одинаков. Это говорит о том, что тепловой режим такого узла зависит от качества применяемого масла. Поэтому нередко при сравнительных испытаниях масел оценку их качества производят по величине нагрева масла на участке, где имеет место трение. Однако, данный критерий не отражает всей сложности физических и химических процессов, имеющих место в зоне контакта.
4. Нагрузка, при которой достигаются критические условия на поверхности трения. (например, схватывание) или достигается заданная величина силы трения или температуры. Нагрузка при начале схватывания или нагрузка, при которой происходит повышенный износ и повреждение поверхностей трения (при данной смазке), применяется многими исследователями как критерий оценки качества масла, особенно предназначенного для работы при высоких контактных давлениях.

Результаты триботехнических испытаний были получены, основываясь на последнем из описанных методов. При этом производилась оценка давления схватывания и времени устойчивой работы пары трения сталь – сталь в функции от нормальной нагрузки при подаче в сопряжение различных СОЖ для постоянной скорости перемещения образцов. Входные (нормальное давление, частота вращения шпинделя, температура в зоне контакта) и выходные (момент трения, время работы) параметры работы узла контролировались с помощью ЭВМ, ведущей их синхронную регистрацию. Результаты испытаний выводились на печатное устройство и приведены на рис. 1. Момент схватывания соответствует резкому изменению характера соответствующей графической зависимости (линия 2 на рис. 1, а). Испытаниям подвергались СОЖ различных марок и производителей: Ивкат (Россия), Syntil R₄ (Castrol), Эмульсол ЭГТ (Германия), а также индустриальное масло И20.

В качестве оптического метода определения характеристик граничного слоя использовался предложенный ранее нами метод световода переменной толщины [5], основанный на эффекте двойного лучепреломления света в анизотропной жидкости. При этом возможно было определить толщину граничного слоя и степень его упорядоченности.

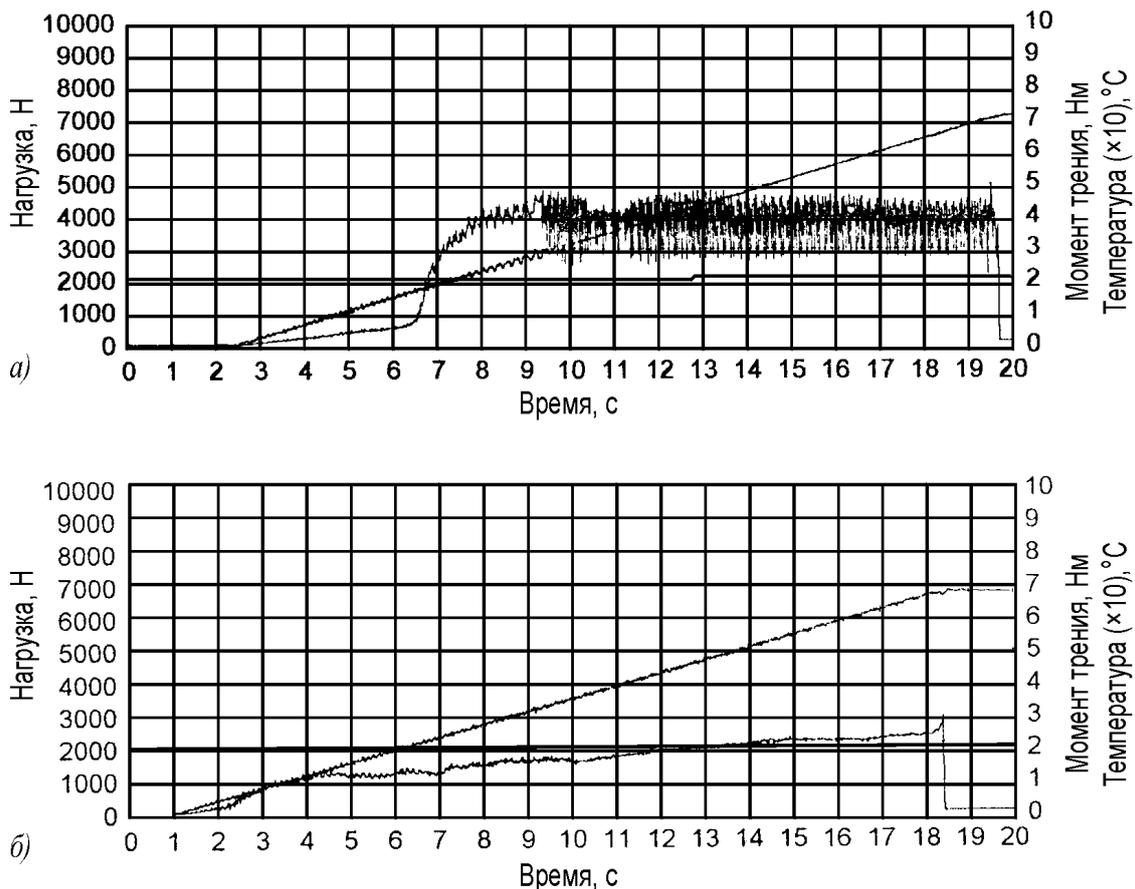


Рис. 1. Результаты испытаний СОЖ на машине трения
 а — Syntil R₄ б — Гретерол; 1 — сила, 2 — момент трения, 3 — температура.

Результаты исследований представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты испытаний СОЖ

Вид СОЖ	Нагрузка схватывания, Н	Время работы до схватывания, с	Толщина граничного слоя, мкм
Вода + 5% Ивкат	2800	8,4	11,0...11,5
Вода + 5% Syntil R ₄	3000	9,4	8,5...9,0
Вода + 5% Эмульсол ЭГТ	2800	7,7	10,0...11,0
Индустриальное масло И-20	2850	8,9	8,0...8,5
Вода + Гретерол (0,5-4%)	более 7000	более 18,5	13,0...16,5

Давление схватывания для большинства испытываемых материалов составляло 2800...3000 Н, а время работы до начала схватывания 7,5...9,5 с. Создаваемая машиной трения максимальная сила сжатия образцов составляла 7000 Н. При работе с СОЖ Гретерол (в широком интервале изменения ее концентрации в воде) этой силы не хватало для разрушения смазочного слоя, поэтому момент схватывания зафиксирован не был (рис. 1, б).

Поверхностно активное вещество Гретерола — олеат калия — является типичным жидким кристаллом, и при адсорбции его мицелл на поверхности металла образуется сравнительно толстый (порядка 15 мкм) ориентационно-упорядоченный граничный слой, который и защищает поверхность трения.

Степень ориентационной упорядоченности для всех испытуемых материалов практически не отличалась по своим значениям друг от друга, однако для СОЖ Гретерол ее значение было несколько больше.

Величина граничного слоя для различных видов СОЖ заметно отличается друг от друга. Наибольшей толщиной обладает СОЖ, состоящая из воды и Гретерола. Причем увеличение концентрации последнего с 0,5 до 4 % увеличивает лишь толщину слоя, в то время как триботехнические характеристики узла трения при таком изменении концентрации практически не меняются (во всех случаях момент схватывания при испытании на машине трения зафиксирован не был). Это можно отнести к положительной характеристике Гретерола, позволяющей получать дополнительный экономический эффект.

Как легко можно заметить из характеристик, приведенных в табл. 1, СОЖ, имеющие большую толщину граничного слоя обеспечивают более качественную работу узла трения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поповский Ю.М., Сагин С.В., Ханмамедов С.А., Гребенюк М.Н., Терегеря В.В., Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения // Вестн. машиностроения. – 1996. – № 9. – С. 7-11.
11. Поповский Ю.М., Сагин С.В., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 1. – С. 102-104.
12. Матвеевский Р.М. Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. – М.: Наука. – 1971. – 228 с.
13. Ханмамедов С.А., Поповский Ю.М., Килимник И.М. Электроимпульсный метод определения износа деталей, работающих в режиме граничного трения // Вестн. машиностроения. – 1976. – № 4. – С. 42-46.
14. Поповский Ю.М., Сагин С.В. Характеристики граничных слоев смазочных материалов судовых среднеоборотных дизелей // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 1997. – Вып.2. – С. 126-131.

УДК 629.123.066

Тарапата В.В.
ОГМА

СТРУКТУРНО-ЧАСТОТНЫЙ АНАЛИЗ ПАР ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ СУДОВЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

В настоящее время суда морского флота Украины укомплектованы разнообразными машинами и механизмами, изготовленными преимущественно ведущими зарубежными фирмами Германии, Дании, Польши, России и других стран. Они имеют существенные отличия, связанные с целевым назначением и подходом фирм-изготовителей в части конструкции и технологии, достаточно подробно описаны в различных источниках. В то же время систематизация и сравнительная характеристика узлов трения с позиций именно триботехники, необходимые для разработки путей дальнейшего повышения их работоспособности, отсутствуют.

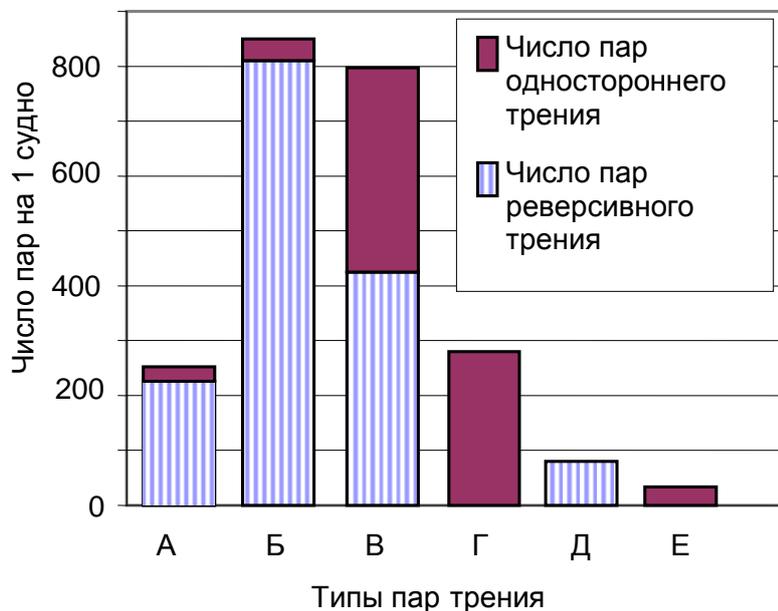


Рис. 1. Частотный анализ пар трения судна

Как установлено в результате проведенного нами обследования, на современном морском судне имеется свыше 2 тысяч пар трения ответственных машин и механизмов, нуждающихся в повышении надежности и долговечности (табл. 1). Среди них наиболее многочисленны пары типа Б, В, Г и А (рис. 1). Несмотря на достаточно широкую номенклатуру материалов, применяемых для формирования поверхностей трения, в судовых условиях наибольшее распространение получили сочетания "сталь-сталь", "сталь-чугун" и "сталь-бронза" (рис. 2). В группе сталей доминируют низколегированные конструкционные типа 40Х, 30ХМА, 35ХМЛ и др., а также инструментальные 9ХС, ХВГ, ШХ15 и т.п. [1]. Среди чугунов чаще всего встречается серый чугун со структурно-свободным графитом пластинчатой формы — СЧ24, СЧ28 и др. Бронзы — преимущественно литейные, типа Бр.О10Ф1, Бр.О5Ц5С5, Бр.А9Мц2 и др. Поэтому в дальнейшем, при проведении исследований, именно этим сочетаниям следует уделить основное внимание.

Пары трения судовых машин и механизмов существенно отличаются друг от друга не только размерами, рабочими зазорами, давлениями и скоростями относительного перемещения контактирующих поверхностей

Как установлено в результате проведенного нами обследования, на современном морском судне имеется свыше 2 тысяч пар трения ответственных машин и механизмов, нуждающихся в повышении надежности и долговечности (табл. 1). Среди них наиболее многочисленны пары типа Б, В, Г и А (рис. 1). Несмотря на достаточно широкую номенклатуру материалов, применяемых для формирования поверхностей трения,

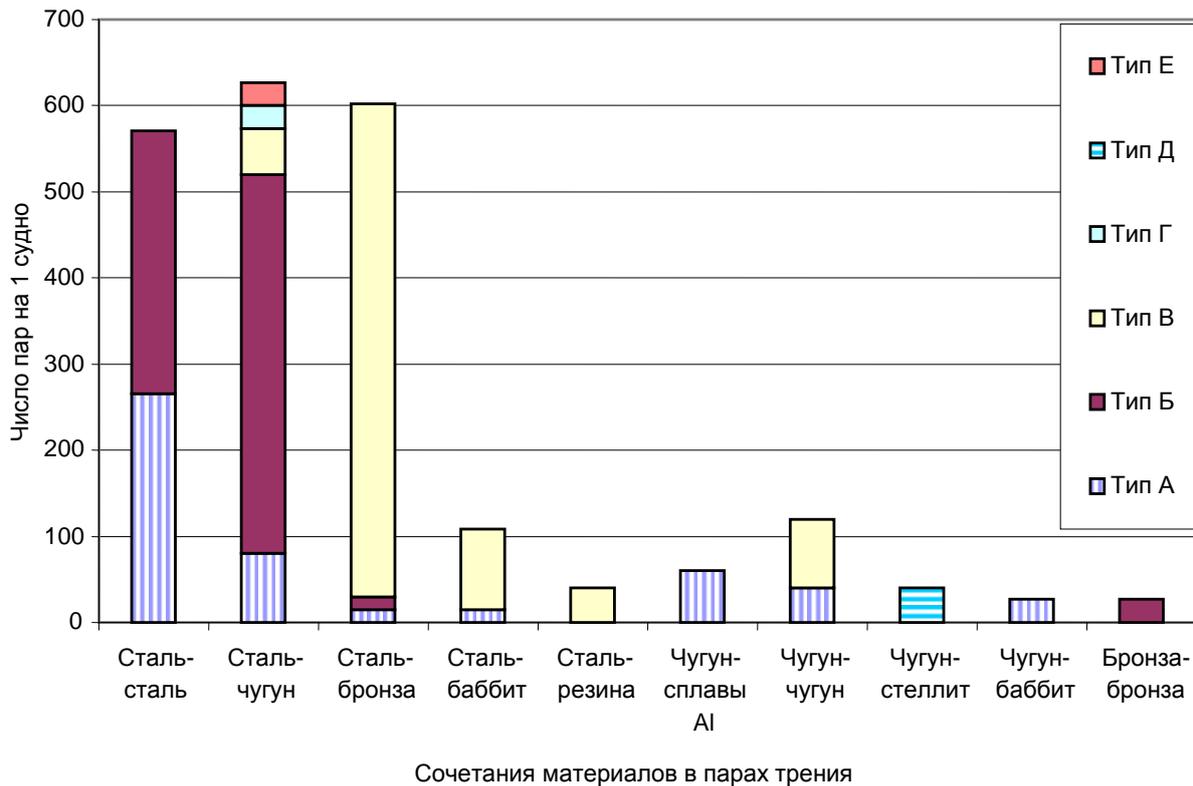


Рис.2. Частотный анализ материалов пар трения

(табл. 1), но и характером трения. В парах одностороннего трения наибольшее изнашивание происходит только при пуске машины, когда масляный клин ещё не образовался и условия трения соответствуют граничному [2]. В результате контактного взаимодействия протекают односторонние упруго-пластические деформации, возникают и разрушаются поверхностные связи, что в конечном счете ведет к изнашиванию деталей. При реверсивном трении [3] они возникают гораздо чаще — на протяжении всего периода работы механизма — и сопровождаются уже знакопеременными сдвиговыми напряжениями и деформациями в материале поверхности детали, что более чем в 2 раза увеличивает износ.

Следовательно, на судах именно граничное трение во многом определяет долговечность подшипников скольжения, а ее увеличение зачастую сводится к повышению предела текучести (прочности) поверхностных слоев материала и уменьшению вследствие этого деформаций сдвига.

Не менее опасным для судовых пар трения является абразивный износ, протекающий при силовом взаимодействии инородных твердых частиц с поверхностью детали. Так например, в цилиндро-поршневой группе к ним относятся входящие в состав нагаров [4] нерастворимые и несгораемые оксиды магния, железа, кремния и алюминия с твердостью НВ 4900...20500 МПа [5]. Даже при наличии достаточно сложных систем очистки моторных масел в зоне трения могут оказаться абразивные частицы размером 5...100 мкм (в зависимости от использования грубой или тонкой фильтрации), что может существенно превышать толщину (12...50 мкм) масляного клина подшипника при жидкостном трении [6]. В еще более жестких условиях работают

плунжерные пары топливных насосов высокого давления. При наличии реверсивного граничного трения остающиеся после тонкой очистки топлива твердые частицы размером 3...5 мкм практически всегда соизмеримы или больше номинальной величины кольцевого зазора "плунжер — втулка". Поэтому продольные риски глубиной до 20...26 мкм являются одним из самых распространенных эксплуатационных повреждений плунжерных пар (около 70 %) топливных насосов высокого давления среднеоборотных судовых дизелей Пилстик РС-2 и Вяртсиля 24Т [7]. В системах охлаждения заборной и пресной воды достаточно вероятно образование и перемещение к рабочим поверхностям насосов ржавчины, нерастворимых компонентов накипей: Fe_3O_4 , Fe_2O_3 , CuO , Cu_2O и других [4], микротвердость которых составляет 2010...10980 МПа.

В то же время, анализ рабочих чертежей деталей пар трения скольжения, РД, ТУ на ремонт и восстановление деталей судовых машин и механизмов [8] показывает, что достаточно большое число из них вообще не упрочняется (по-видимому, из-за внушительных размеров и массы) или упрочняется преимущественно традиционными методами — пластической деформацией или закалкой с последующим отпуском. В результате твердость их рабочих поверхностей не превышает 2600...2890 МПа, а отношение к твердости абразивных частиц в системах смазки и охлаждения — 0,12...0,58, что заметно меньше общепринятого минимума (~0,6) для обеспечения приемлемой износостойкости в условиях механохимической формы абразивного износа [9].

Поэтому задача повышения работоспособности пар трения судовых технических средств в условиях граничного трения и абразивного износа в значительной мере может быть сведена к повышению прочностных свойств и твердости рабочих поверхностей деталей, нахождению их оптимального соотношения. Так как заметного влияния на технологию изготовления деталей зарубежными фирмами оказать практически невозможно, основной упор следует делать, по-видимому, на совершенствование упрочняющей обработки при изготовлении и восстановлении изношенных деталей на предприятиях Украины. Для этого необходимы разработка и использование новых технологий и современного оборудования на отечественных судостроительных и, особенно, судоремонтных заводах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по современным судостроительным материалам / Абрамович В.Р., Алешин Д.В., Альшиц И.А. и др. — Л.: Судостроение, 1979. — 583 с.
15. Надежность и долговечность машин / Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Бершадский Л.И., Караулов А.К. — К.: Техника, 1975. — 408 с.
16. Евдокимов В.Д. Реверсивность трения и качество машин. — К.: Техника, 1977. — 148 с.
17. Сурин С.М. Химическая очистка судового энергетического оборудования. М.: Транспорт, 1981. — 181 с.

18. Физико-химические свойства окислов. Справочник / Самсонов Г.В., Буланкова Т.Г., Бурькина А.Л. и др. – М.: Металлургия, 1969. – 456 с.
19. Справочник по горюче-смазочным материалам в судовой технике / Гулин Е.И., Якубо Д.П., Сомов В.А., Чечот И.М. – Л.: Судостроение, 1987. – 224 с.
20. Тарапата В.В., Левченко А.А., Шикуть В.И., Юхимец Т.А. Эксплуатационные повреждения плунжерных пар топливных насосов судовых дизелей / ЭИ серия «Судоремонт», вып. 2(609). М.: В/О «Мортехинформреклама», 1989.
21. Каталог нормативно-технической документации по технологии судоремонта (по состоянию на 1.01.98). 902 – напр. 027. Министерство транспорта Украины. Госдепартамент морского и речного транспорта. – К.: 1998. – 91с.
22. Власов В.М. Работоспособность упрочненных трущихся поверхностей. – М.: Машиностроение, 1987. – 304 с.

УДК

Половинка Э.М., Черныш И.И., Орлов Д.И.
ОГМА

ПУСК СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ НА РАЗЛИЧНЫХ СОРТАХ ТОПЛИВА

Одним из вопросов, связанных с использованием в дизелях топлив повышенной вязкости, является обеспечение надёжного протекания рабочих процессов на неустановившихся режимах и, в частности, при пусках двигателя.

Для оценки влияния сорта топлива и условий пуска судового среднеоборотного дизеля были проведены сравнительные испытания на дизельном и средневязком топливе.

Испытания проходили на двигателе 6ЧН25/34, нагруженном гидротормозом. При пусках вода на гидротормоз не подавалась, что соответствует условиям запуска дизель-генератора. Температура окружающего воздуха составляла 30 °С.

Двигатель был укомплектован форсунками с гидравлическими (ГЗФ — цилиндры 1-3) и механическим (МФ — цилиндры 4-6) запирающим иглы. Для первых существенным является наличие давления в системе запирающего. Поэтому исследовано также влияние этого фактора на параметры пуска.

Перед пуском двигатель устанавливался в положение, соответствующее ВМТ рабочего хода цилиндра № 2 (с ГЗФ). Осциллограммы записывались, начиная от момента подачи пускового воздуха в двигатель, и до выхода на установившуюся частоту вращения (продолжительность записи 4...5 с) При этом регистрировалось около 10 рабочих циклов в каждом из цилиндров № 2 и 5.

Программа испытаний включала в себя пуски на дизельном и моторном топливе. При этом опыты выполнены на подогретом моторном топливе и без предварительного его подогрева. Подобным же образом изменялось состояние двигателя перед пуском. Двигатель запускался после длительной стоянки (10...12 часов) и после кратковременной (не более пяти минут) остановки. Эти условия соответствовали "холодному" и "горячему" двигателю.

Таким образом, в ходе эксперимента исследовано влияние на параметры пуска следующих факторов:

- сорта топлива,
- состояния двигателя перед пуском,
- подогрева моторного топлива,
- давления в системе запираания форсунок.

Анализируя полученные результаты, можно сделать общий вывод о надежности запуска при всех условиях. Характер изменения давления в цилиндрах во всех опытах близок.

Рассмотрим общую картину протекания топливоподачи и рабочего процесса при пуске.

Начало вращения двигателя соответствует моменту подачи воздуха в цилиндр № 2. Давление в цилиндре на первом обороте достигает максимального значения 1,2...1,5 МПа при угле поворота 40...60° ПКВ (поворота коленчатого вала) за ВМТ. Наибольшее давление топлива не превышает 4,0 МПа при наличии давления запираания. В этих условиях топливо в цилиндр не поступает.

При нулевом давлении гидрозапираания в первом рабочем цикле датчики давления топлива не регистрируют его повышения. В этом случае возможно поступление небольшого количества топлива в цилиндр. Однако порция эта мала (ход плунжера топливного насоса не более 4 мм), распыливание его не обеспечено. Давление воздуха в цилиндре в этот период 0,5...0,7 МПа. В любом случае повышение давления в цилиндре связано с поступлением пускового воздуха, и температура его низкая.

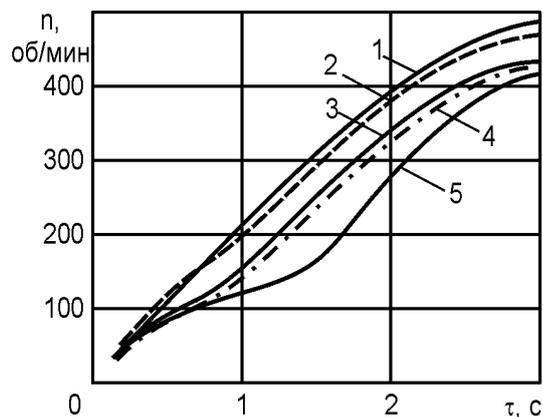
Следовательно, горения топлива на первом обороте в цилиндре № 2 не происходит. Средняя угловая скорость на протяжении первых 120° ПКВ соответствует частоте вращения 44...46 об/мин.

Следующим циклом, записанным на осциллограммах, является рабочий процесс в цилиндре № 5, оборудованном, как указывалось выше, форсункой с механическим запираанием иглы. Так как порядок работы двигателя — 142635 ("левая модель"), то между цилиндрами № 2 и 5, в которых регистрировались давление газов, через ВМТ рабочего процесса проходят поршни цилиндров № 6 и 3. Средняя угловая скорость в диапазоне 120° ПКВ за ВМТ цилиндра № 5 составляет 140...160 об/мин. На всех режимах при этом наблюдается подача топлива и его сгорание.

Третьим на осциллограммах вновь записан рабочий процесс в цилиндре № 2. Здесь также подается топливо и происходит его сгорание. Средняя угловая скорость в этом цикле 220 об/мин. Пусковой воздух поступает в ци-

цилиндр № 2 на первом и втором оборотах. В дальнейшем двигатель разгонялся на топливе. Следовательно, пуск двигателя смешанный, как предусмотрено его конструкцией. Уменьшение подачи топлива регулятором происходит на пятом-седьмом обороте при частоте вращения 420...480 об/мин.

Для интегральной оценки пусковых режимов в различных условиях воспользуемся кривыми разгона. Они представляют зависимость угловой скорости от времени с начала вращения и получены путём обработки осциллограмм. На рис. 1 даны кривые для следующих условий:



1 — моторное топливо без подогрева, "холодный" двигатель, ГЗФ с пусковым давлением запиранья,

2 — дизельное топливо, "горячий" двигатель, ГЗФ с рабочим давлением,

3 — дизельное топливо, "холодный" двигатель, ГЗФ с пусковым давлением,

4 — подогретое моторное топливо, "горячий" двигатель, ГЗФ с рабочим давлением,

5 — моторное топливо без подогрева, "холодный" двигатель, ГЗФ без давления.

Рис. 1. Зависимость угловой скорости от времени при пуске

При использовании моторного топлива без подогрева его температура составляла 29 °С. Подогретое моторное топливо имело температуру в среднем по двигателю 56...61 °С. Соответствующие значения вязкости были 37 и 11,5...10,0 сСт.

В "горячем" состоянии двигатель запускался после работы с нагрузкой 50 % от номинальной. Температура охлаждающей воды равнялась 70 °С, распылителя форсунки — 76 °С. При пусках из "холодного" состояния температура воды составляла 30 °С, распылителя 36 °С.

Что касается условий запиранья в гидрозаворных форсунках, то термин "пусковое" соответствует давлению запиранья 3...4 МПа, "рабочее" — величине 11,8...14,7 МПа. Эти параметры соответствуют эксплуатационным условиям запуска.

Рассматривая характер изменения частоты вращения в процессе пуска по кривым рис. 1, можно отметить следующее.

Продолжительность разгона двигателя до максимального числа оборотов 420...480 об/мин во всех случаях примерно одна и та же — 3...3,5 с. Указанное значение чисел оборотов определяется настройкой всережимного регулятора и специально не контролировалось. Эта величина в эксперименте заведомо занижалась, чтобы исключить срабатывание предельного регулятора (регулятора безопасности), останавливающего двигатель независимо от всережимного регулятора. На номинальную частоту вращения ($n=500$ об/мин) двигатель выводился затем вручную путём увеличения натяжения пружины всережимного регулятора.

Крайние кривые на рис. 1 относятся к режимам 1 и 5. Различие между ними в условиях запуска невелико и сводится к величине давления запира-ния ГЗФ. Как будет показано далее, этот параметр не оказывает существенного влияния на рабочий процесс двигателя и не может определять характер изменения частоты вращения при пуске.

Вместе с тем, начальный участок разгона на этих режимах существенно отличается, и, спустя 1,5 с после начала вращения, угловая скорость на режиме 1 выше на 150 об/мин, чем на режиме 5. Затем это различие становится меньше, и конечная частота вращения разнится на 60 об/мин.

Что касается последнего, то, как указано выше, максимальная частота вращения при пуске определяется начальной уставкой всережимного регуля-тора.

Значительно большее отличие скоростей вращения в начале пуска вызва-но разным исходным положением рейки топливных насосов. Это приводит к изменению цикловых подач на первом обороте двигателя. Действительно, в первом рабочем цикле цилиндра № 5 углы впрыскивания составляют для режима 1 — $\varphi_{en} = 31,3^0$ ПКВ, а на режиме 5 — $\varphi_{en} = 4,3^0$ ПКВ. Однако уже на втором обороте величины φ для обоих режимов практически одинаковы: $32,6^0$ ПКВ. и $32,2^0$ ПКВ соответственно.

Следовательно, регулятор за время, соответствующее первому обороту (0,7 с), перемещает рейку в сторону увеличения подачи, и в дальнейшем раз-гон двигателя не зависит от начального положения рейки топливных насо-сов.

Этот процесс можно проследить по кривой разгона на режиме 5 (см. рис. 1). На протяжении первых двух оборотов скорость нарастания числа оборотов уменьшается по сравнению с начальной на режиме N_1 . На втором-третьем обороте ускорение вращения возрастает и становится больше, чем на режиме 1.

Таким образом, приёмистость двигателя в описанных условиях практи-чески не зависит от сорта топлива, температуры его подогрева, наличия дав-ления в системе гидравлического запира-ния. Близки условия пуска также у "холодного" и "горячего" двигателя.

Кроме скорости разгона при пуске двигателя существенными являются характеристики рабочего процесса и топливоподачи, а также удельные рас-ходы пускового воздуха. Из характеристик рабочего процесса наибольший интерес представляют величины максимального давления сгорания p_z и мак-симальной скорости нарастания давления газов при сгорании $dp/d\varphi$.

Эти две величины определяют значения механических нагрузок деталей цилиндропоршневой группы. Нагрузки на привод топливных насосов харак-теризуются максимальным давлением топлива в насосе p_n . От удельного расхода воздуха на пуск зависит объём пусковых баллонов.

Абсолютные величины максимального давления сгорания при пусках не-велики и существенно ниже, чем на номинальном режиме. На моторном то-пливе средняя величина p_z составила 5,33 МПа, а на дизельном топливе

$p_z = 5,35$ МПа. По отношению к номинальному значению на полной мощности, равному $7,84$ МПа, эти величины равны 68% . Не на много отличаются от средних значений и предельные величины P_z при пусках. Для моторного топлива диапазон изменения максимального давления сгорания $4,7 \dots 6,0$ МПа, на дизельном $4,9 \dots 5,5$ МПа.

Что касается скорости нарастания давления при сгорании $dp/d\phi$, то величины ее при пусках значительно выше, чем на режимах нагрузочной характеристики. Так, при пусках на моторном топливе она составляет $0,48$ МПа/ $^{\circ}$ ПКВ, на дизельном $0,62$ МПа/ $^{\circ}$ ПКВ. В то время как на номинальном числе оборотов и установившейся нагрузке значения $dp/d\phi$ не превышают $0,29$ МПа/ $^{\circ}$ ПКВ.

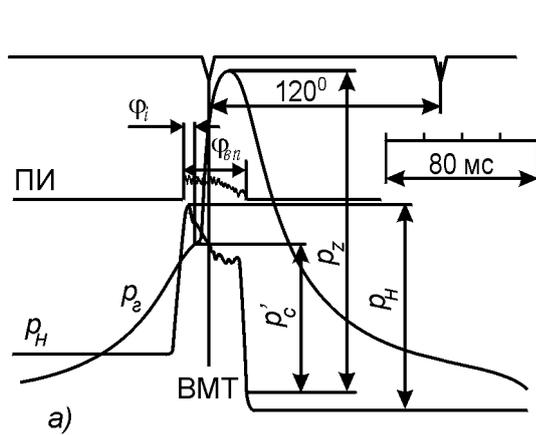
Значительное увеличение жесткости рабочего процесса при пусках вызвано, в первую очередь, ростом периода задержки самовоспламенения и меньшей частотой вращения.

Рост периода задержки самовоспламенения определяется, главным образом, двумя факторами: качеством распыливания топлива и параметрами воздушного заряда. Распыливание топлива на первых оборотах при пуске значительно хуже, чем на нагрузочных режимах из-за малой частоты вращения. Давление топлива в случае механического запираия иглы (цилиндр № 5) лишь незначительно превышает давление затяжки форсуночной пружины ($p_n = 22,9 \dots 26,4$ МПа в первом цикле). Малая скорость вращения ($150 \dots 220$ об/мин) приводит к недостаточной скорости движения плунжера и подачи топлива. В результате игла МФ поднимается лишь на $0,2 \dots 0,5$ от полного хода и совершает колебательные движения (рис. 2 а – 3 а). Это приводит к дросселированию топлива в зазоре между иглой и её седлом, т.е. к уменьшению давления перед сопловыми отверстиями.

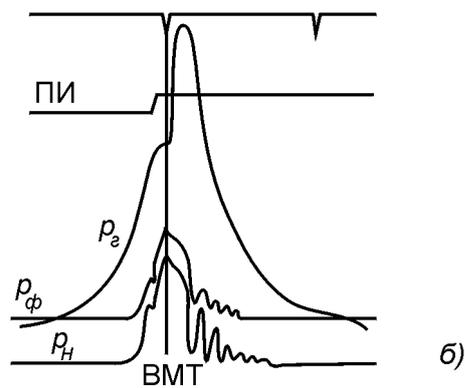
При гидравлическом запираии (цилиндр № 2, рис. 2б – 3б) на всех режимах, за исключением пуска при давлении запираия $14,7$ МПа, игла форсунки поднимается полностью и дросселирование топлива не происходит. Это вызвано, однако, не увеличением давления топлива, а недостаточным усилием запираия. Максимальное же давление топлива значительно меньше, чем при МФ и составляет $p_n = 11,8 \dots 18,2$ МПа.

Давление сжатие в момент начала видимого сгорания равны в первом цикле при пуске $2,31 \dots 3,31$ МПа и близки к величинам p'_c на холостом ходу. Однако температура заряда ниже из-за большей теплоотдачи в стенки цилиндра и поступления пускового воздуха.

Таким образом, условия смесеобразования и подготовки к самовоспламенению при пуске значительно хуже, чем при работе на нагрузочной характеристике даже в сравнении с холостым ходом на номинальном числе оборотов. Это приводит к росту в период задержки самовоспламенения и увеличению скорости нарастания давления $dp/d\phi$.



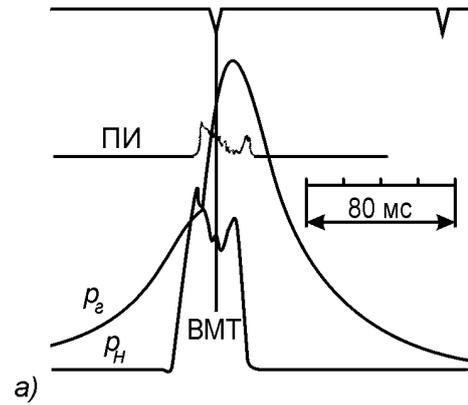
а)



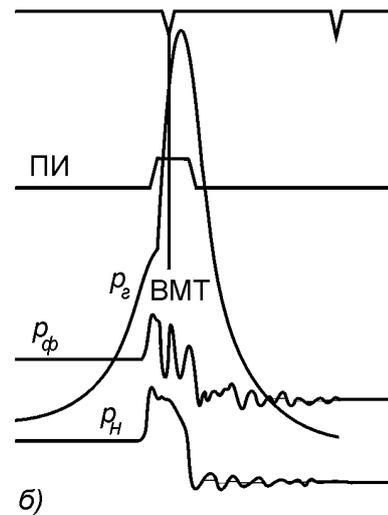
б)

Рис. 2. Осциллограммы пуска на моторном топливе:

а — цилиндр № 5 с механическим запиранием форсунки, б — цилиндр № 2 с гидрозаторной форсункой



а)



б)

Рис. 3. Осциллограммы пуска на дизельном топливе:

а — цилиндр № 5, б — цилиндр № 2

Увеличивается и степень повышения давления $\lambda = p_z / p'_c$ до 1,70...2,56 (вместо 1,2...1,5 при работе по нагрузочной характеристике).

Наибольшие давления топлива в насосе приходятся на те циклы пусковых режимов, когда скорость вращения и цикловая подача топлива достаточно велики. Максимальная величина p_H составила 50,0 МПа (режим 2) на седьмом обороте двигателя (цилиндр № 5). Поскольку при пусках "холодного" двигателя температура топлива в форсунке практически равна температуре крышки цилиндра, то вязкость первых порций топлива не зависит от температуры его в насосе. Поэтому наибольшее давление P_H получено на режиме 2, где средняя температура топлива перед насосами равнялась 56°C . Для цилиндра № 2 с ГЭФ наибольшее значение $P_H = 41,2$ МПа получено на режиме с максимальным для пусков давлением запирания (14,7 МПа).

Пуски двигателя осуществлялись из одного баллона ёмкостью 199 л. Для определения расхода воздуха замерялось его давление до и после пуска. Полученные результаты целесообразно рассматривать в относительном виде. В качестве базового принят запуск на дизельном топливе "горячего" двигателя с рабочим давлением в системе запирания ГЗФ. Расход воздуха на этом ре-

жиме равнялся 5,8 л/л (литра воздуха на литр рабочего объёма двигателя) и принят равным 100 %. Средние значения расхода воздуха по всем пускам оказались следующими: для дизельного топлива — 100 %, для моторного — 93 %.

В заключение рассмотрим особенности процесса впрыскивания при изменении условий запуска двигателя. Для анализа используем данные двух режимов, на которых имеются существенные различия в топливоподаче. На рис. 1 этим пускам соответствуют кривые 1 и 2. При этом следует отметить, что протекание топливоподачи в условиях, соответствующих зависимостям 1 и 5 (наиболее отличающимся по кривым разгона), качественно идентично.

Осциллограммы первых рабочих циклов выбранных режимов представлены на рис. 2, 3 (режимы 1 и 2). Общие данные об условиях осциллографирования и протекании рабочего процесса рассмотрены выше. Отметим ещё раз, что пуск, показанный на рис. 2, осуществлен в "холодном" состоянии двигателя на моторном топливе без подогрева. Давление запираания форсунки цилиндра № 2 при этом составляло 2,94 МПа.

Режиму 2 (рис. 3) соответствует запуск двигателя из "горячего" состояния на дизельном топливе. Давление запираания равнялось 11,8 МПа.

На осциллограммах использованы следующие обозначения:

p_z, p_n, p_f — кривые давления газов в цилиндре, давления топлива за топливным насосом высокого давления (ТНВД) и перед форсункой;

ПИ — перемещение иглы форсунки;

$\varphi_{вн}, \varphi_i$ — угол впрыскивания топлива и угол задержки самовоспламенения;

p_z, p'_c — максимальное давление сгорания и давление в момент начала видимого сгорания.

Максимальные давления топлива обозначены так же, как и соответствующие кривые.

Кроме того, на осциллограммах приведены фазовые отметки угла поворота коленчатого вала и шкала времени.

При сопоставлении осциллограмм, записанных на цилиндре № 5, не наблюдается заметных отличий в протекании рабочих процессов. Действительно, и кривые перемещения иглы форсунки, и линии давления топлива близки, а различие лежит в пределах цикловой нестабильности. Характерна в обоих случаях отмеченная ранее дробная работа форсунки с неполным подъёмом иглы.

Иначе обстоит дело в случае гидравлического запираания иглы. При пусковом давлении (рис. 2б) перед подачей топлива ТНВД игла находится на седле. На кривых давления топлива заметна малая крутизна переднего фронта, что связано с небольшой величиной остаточного давления. После подъёма до упора игла остаётся в таком положении и после отсечки до следующего рабочего цикла. Таким образом, пускового давления запираания недостаточно для посадки иглы.

Когда давление запираания существенно выше (рис. 3б), игла форсунки совершает чёткие перемещения при подъёме и посадке с полным ходом. Иной характер имеют и кривые давления топлива. Наличие остаточного давления приводит к возникновению колебательного процесса в период впрыскивания, более интенсивного у форсунки. Это, впрочем, не вызывает заметных отличий в величинах максимальных давлений топлива, т.к. они определяются в данном случае скоростью перемещения плунжера ТНВД.

Эти принципиальные отличия в протекании топливоподачи не приводят, однако, как отмечено выше, к заметной разнице в кривых разгона двигателя на рассматриваемых режимах.

Выводы

На основании анализа характеристик пуска двигателя 6ЧН25/34 в различных условиях, соответствующих его использованию в составе судовой энергетической установки, можно сделать следующие выводы

1. Пуск двигателя на моторном топливе также надежен, как и на дизельном.
2. Температура подогрева топлива, состояние двигателя, величина давления в системе гидравлического запираания игл форсунок существенного влияния на параметры пуска не оказывают.
3. Время разгона двигателя до максимального числа оборотов составляет 3...3,5 с на всех исследованных режимах.
4. Значение максимальной скорости вращения определяется предварительным затягом пружины регулятора числа оборотов, а характер кривой разгона также исходным положением тяги реек топливных насосов.
5. Величины максимального давления сгорания при пусках на 30 % меньше номинального значения. Максимальная скорость нарастания давления, наоборот, выше в 2-2,5 раза. Расход воздуха при пусках на дизельном и моторном топливе отличается незначительно.

УДК 621.431.74 –18/-19

ВЫБОР И КОНТРОЛЬ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГЛАВНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Бойко П.В.
ГДМРТУ

Изменение режимных показателей дизеля по винтовой характеристике зависит не от типа дизеля, а от его качественных показателей технического состояния, параметров окружающей среды, характеристики гребного винта и условий плавания судна.

Дизелестроительные заводы на основании проведенных стендовых испытаний по винтовой характеристике определяют номинальный режим работы

двигателя и в технической документации указывают только режим номинальной мощности, прилагая иногда результаты стендовых испытаний.

Результаты стендовых испытаний судового дизеля по винтовой характеристике нельзя переносить в эксплуатационные условия по следующим причинам: во-первых, характеристика гребного винта отличается от теоретической в связи с обрастанием корпуса судна и винта, влияния осадки судна, глубины под килем, ветра и волнения моря; во-вторых, меняются параметры состояния воздуха на всасывании в зависимости от района плавания судна и, наконец, из-за и отложения нагара в рабочей полости дизеля меняются его режимные показатели.

Не исключена также работа судна при буксировке тяжелого воя, во льдах, при мелководье, с поврежденным гребным винтом и др.

Опыт эксплуатации подтверждает, что диапазон изменения характеристики гребного винта фиксированного шага при постоянном крутящем моменте в средних условия плавания составляет 5-10 % по частоте вращения вала, а в наиболее тяжелых условиях — до 20 %.

Эксплуатационные статистические данные по судам, плавающим в различных климатических поясах, показывают, что со стандартной температурой воздуха на всасывании 20 °С и ниже дизель работает не более 12 % общего времени работы, тогда как на работу при температуре 30 °С и выше приходится примерно 30 % времени эксплуатации.

Таким образом, в эксплуатации номинальная мощность дизеля может быть достигнута при скоростном режиме и величине среднего индикаторного давления, отличающихся от полученных номинальных значений на стенде дизельного завода.

При «утяжелении» характеристики гребного винта для достижения номинальной мощности дизель будет перегружен по моменту сопротивления гребного винта, а при «облегчении» — по частоте вращения.

В большинстве случаев по судам транспортного флота сохраняется запас мощности примерно 20 %.

Однако во избежание ее недостаточного использования или перегрузки дизеля необходимо обеспечить регламентирования режимов для получения оптимальных условий его работы без перегрузки, что осуществляется посредством ограничительных характеристик.

Обычно ограничительная характеристика – это аналитическая или графическая зависимость показателей работы дизеля от частоты вращения вала, ограничивающая предел допустимых эксплуатационных нагрузок по механической и тепловой напряженности, которые не должны превышать номинальных значений.

Фиксированной на дизеле является ограничительная характеристика по топливному насосу («рейка на упоре»), обеспечивающая кратковременную работу дизеля по внешней характеристике максимальной мощности.

Скоростная ограничительная характеристика по тепловой и механической напряженности на дизеле не фиксирована и устанавливается исходя из внешних условий эксплуатации и технического состояния дизеля.

Для сохранения постоянного уровня напряженности необходимое изменение нагрузки дизеля определяется по уравнению мощности

$$N_i = K_1 Q_H \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_H \frac{p_s}{T_S} n, \quad (1)$$

где $K_1 = \frac{V_S i z}{60 R_S G_0}$; η_i — индикаторный КПД; α — коэффициент избытка воздуха; η_H — коэффициент наполнения; p_s — давление воздуха в ресивере, кПа; T_S — температура воздуха в ресивере, К; n — частота вращения вала, мин⁻¹; V_S — рабочий объем цилиндра, м³; i — число цилиндров; z — коэффициент тактности (1- двухтактные, 0,5 – четырехтактные двигатели); R_S — газовая постоянная, кДж/(кг·К); G_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг; Q_H — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

В уравнении (1) поддается воздействию только один параметр α , величина которого должна обеспечивать определенный уровень механической и тепловой напряженности дизеля и, если увязать ее с критерием теплонапряженности [1] поршня, можно получить следующую зависимость

$$K_T = K_2 (p_S n) 0,5 \left(\frac{\eta_H}{\alpha} \right)^{0,88}, \quad (2)$$

где K_2 — постоянный коэффициент.

Полагая $K_T = \text{idem}$, из зависимости (2) найдем

$$\alpha = K_3 \eta_H (p_S n)^{0,568}, \quad (3)$$

где K_3 — постоянная величина.

По опытным данным [4], скоростные характеристики, получены при постоянном значении максимальной температуры поршня и при постоянном значении α , отличаются не более чем на 2,5 %. Поэтому скоростными ограничительными характеристиками могут служить характеристики при $\alpha = \text{idem}$, обеспечивающие экономичность рабочего цикла дизеля и гарантирующие определенный уровень тепловой и механической напряженности деталей цилиндропоршневой группы, не превышающий этих параметров на режиме номинальной мощности.

Если полагать, что η_i зависит только от α , а η_H у дизелей с наддувом в скоростном режиме изменяются мало, то при $\alpha = \text{idem}$ уравнение (1) приводится к виду

$$N_{iогр} = K_4 Q_H \frac{p_S}{T_S} n, \quad (4)$$

т.е. к выражению ограничительной мощности дизеля на заданном режиме работы, определяющему наибольшее ее предельное значение, с которым допускается длительная работа двигателя при имеющихся атмосферных условиях.

Обычно в качестве основного нагрузочного нормировочного и контролирующего параметра дизеля принимается среднее индикаторное давление p_i , контроль которого, без специальных диагностических систем, в процессе эксплуатации дизеля затруднен.

В связи с этим в качестве нормировочного и контролирующего параметра целесообразно принимать индикаторную мощность N_i , оценка которой, с достаточной степенью точности, может быть произведена по частоте вращения вала и механическим потерям дизеля. Полагая в уравнении (4), в пределах эксплуатационных режимов дизеля, $K_4 = \text{const}$ и малое относительное изменение параметров воздуха перед цилиндрами дизеля в нагрузочном режиме, представим его в относительном виде

$$N_{iогр} = N_{iH} K_n \frac{Q_H}{Q_{HH}} \cdot \frac{p_S}{p_{SH}} \cdot \frac{T_{SH}}{T_S} \cdot \frac{n}{n_H}, \quad (5)$$

где индексом « $_H$ » обозначены параметры базового режима, за который может быть принят номинальный режим заводских стендовых испытаний дизеля, или режим ходовых нормировочных испытаний — при максимально достигнутых эксплуатационных параметрах дизеля; K_n — коэффициент пересчета мощности в связи с изменением параметров окружающего воздуха.

Коэффициент пересчета мощности можно определить по эмпирической зависимости [5]

$$K_n = 1 - 0,01[K_5 \Delta t + 0,1(\Delta p + \Delta \varphi)], \quad (6)$$

где K_5 — эмпирический коэффициент, который для четырехтактных дизелей без наддува равен $0,4 \div 0,5$ и четырехтактных с наддувом и двухтактных — $0,6 \div 0,7$.

$$\Delta t = t - t_H; \quad \Delta p = p_H - p; \quad \Delta \varphi = \varphi - \varphi_H.$$

Здесь t_H , p_H , φ_H — соответственно значения температуры, давления, относительной влажности окружающего воздуха при принятом базовом режиме (или при нормальных условиях $t_H=20$ °С; $p_H=760$ мм рт. ст.; $\varphi_H=70$ %); t , p , φ — соответственно те же величины, замеренные при определении $N_{iогр}$.

Мощность $N_{iH} \cdot K_n = N_{i0}$ и удельный расход топлива b_{i0} при этой мощности можно оценить, для неизменного циклового расхода топлива $b_{ц}$ по ориентировочным систематизированным справочным данным [6], представленным в табл. 1.

Таблица 1

Изменение мощности и удельного расхода топлива дизеля при изменении параметров окружающего воздуха (при $b_{\text{ц}} = \text{const}$)

Тип дизеля	При изменении t на $\pm 10^{\circ}\text{C}$		При изменении p на $\pm 10\text{ мм рт. ст.}$		При изменении φ на $\pm 10\%$	
	Изменен. $N_{io}, \%$	Изменен. $b_{io}, \%$	Изменен. $N_{io}, \%$	Изменен. $b_{io}, \%$	Изменен. $N_{io}, \%$	Изменен. $b_{io}, \%$
Четырехтактные	± 1	$\pm 1,1$	± 1	$\pm 1,5$	± 1	± 1
Двухтактные	$\pm 1,2$	$\pm 1,4$	± 1	$\pm 1,5$	± 1	± 1

При одновременном изменении всех трех (или двух) параметров окружающего воздуха их влияние на N_{io} и b_{io} по табл. 1. оценивается алгебраической суммой влияния изменений каждого параметра.

Ограничительная мощность определяется по уравнению (5) для дизелей в удовлетворительном техническом состоянии, с учетом возможности изменения рабочих характеристик отдельных агрегатов в процессе эксплуатации. Влияние износа на ограничительную мощность должно исключаться установлением норм предельного износа узлов и деталей.

При необходимости по уравнению (5) могут быть построены графики для назначения режима работы дизеля — скоростные ограничительные характеристики с учетом влияния на ограничительную мощность параметров окружающего воздуха.

В правилах технической эксплуатации судовых технических средств предельно допустимое значение мощности судового дизеля рекомендуется определять исходя из $p_i = \text{const}$ по формуле

$$N_{i\text{огр}} = \frac{N_{iH}}{2} \left(1 + \frac{n}{n_H}\right) \frac{n}{n_H}. \quad (7)$$

В книге [3] для построения ограничительной характеристики дизеля с наддувом приводится аналогичная формула Г.Н. Сиротиной и И.К. Чачхиани

$$N_{e\text{огр}} = \frac{N_{eH}}{3} \left(4 \frac{n}{n_H} - 1\right), \quad (8)$$

$$N_{i\text{огр}} = \frac{\eta_m}{\eta_{mH}} \frac{N_{iH}}{3} \left(4 \frac{n}{n_H} - 1\right). \quad (9)$$

Индикаторную мощность дизеля при любом установившемся режиме его работы можно оценить по формуле [2]

$$N_i = N_{io} \left(\frac{n}{n_H}\right)^{\beta} \frac{1 - \eta_{mo}}{1 - \eta_{mH}}, \quad (10)$$

где $\eta_{mo} = 1 - \frac{N_{iH}}{N_{io}} (1 - \eta_{mH})$;

$$\left(\frac{n}{n_H}\right)^\beta = \left(1 + 2\frac{n}{n_H}\right) \frac{n}{3n_H};$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{n_H}{n}\right)^{m-\beta} \frac{1-\eta_{mD}}{\eta_{mo}}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{n_H}{n}\right)^{2\frac{n}{n_H}} \frac{1-\eta_{mo}}{\eta_{mo}}}.$$

Для стендовой винтовой характеристики $m=3$.

Эффективная мощность дизеля определяется по известному соотношению

$$N_{eH} = N_{iH}\eta_{mH}; N_{eo} = N_{io}\eta_{mo}; N_e = N_i\eta_m.$$

В табл. 2 приведены расчеты по формуле (5) ограничительной мощности дизеля 6RD56, имеющего базовые параметры $n_H = 170$ об/мин; $\eta_{mH} = 0,883$; $p_{SH} = 184$ кПа; $T_{SH} = 305$ К; $Q_{HH} = 42705$ кДж/кг; $t_H = 20$ °С; $p_H = 760$ мм рт. ст.; $\varphi_P = 70$ % для режима нормировочных испытаний при параметрах окружающего воздуха, соответствующих базовым и $Q_H = 41643$ кДж/кг.

Таблица 2

Расчет ограничительной мощности дизеля 6RD56

Результаты испытаний					Расчет N_i по ф-ле (10), кВт	Погрешность N_i , %	Расчет N_{ioep} , кВт		
Режи мы	n , об/мин	P_s кПа	T_s К	N_i , кВт			По ф-ле (5)	По ф-ле (7)	По ф-ле (9)
1	129,5	122,7	305	1892	1868	-1,24	2110	2793	3680
2	150	144,3	305	2751	2793	+1,52	2810	3457	3258
3	160,5	156	310	3371	3440	+2,04	3305	3820	3801
4	163	164	316	3664	3651	-0,36	3496	3909	3895
5	163,6	168	313	3685	3692	+0,21	3639	3931	3918
6	168	168,7	311	3802	3998	+5,10	3750	4090	4086

В эту таблицу внесены результаты расчетов ограничительной мощности по формулам (7) и (8), а также расчет индикаторной мощности по формуле (10) и его относительная погрешность.

На рис. 1 представлена ограничительная по индикаторной мощности характеристика дизеля 6RD56, полученная по результатам стендовых испытаний двигателя и нанесены по данным табл. 2 ограничительные характеристики, полученные расчетным путем по формулам (5), (7) и (9).

По результатам выполненных расчетов $N_{ioep} = f(\bar{n})$ можно судить о запасе или избытке мощности относительно ее ограничительной величины на рассматриваемом режим работы двигателя и решать вопросы выбора режима его работы.

Таким образом, общие принципы назначения режима работы главного судового дизеля в конкретных условиях плавания заключаются в следующем:

1. В качестве основного нагрузочного нормировочного и контролируемого параметра принимается индикаторная мощность дизеля N_i , позволяющая обеспечить работу дизеля при максимальном использовании на всех режимах его построечной мощности и одновременном сохранении тепловой и механической напряженности на уровне его номинального режима.

2. Устанавливается базовый режим и его параметры

$$N_{iH}, Q_{HH}, p_{SH}, T_{SH}, \eta_{mH}, n_H, t_H, p_H, \varphi_H \text{ Н};$$

3. Замеряются режимные показатели дизеля и окружающего воздуха $p_S, T_S, n, t, \rho, \varphi$.

4. По формуле (6) подсчитывается коэффициент пересчета мощности K_n (или оценивается N_{io} по табл. 1).

5. По формуле (5) определяется величина ограничительной мощности $N_{iогр}$ на рассматриваемом режиме работы дизеля.

6. По формуле (9) находится мощность дизеля N_i на рассматриваемом режиме.

7. Производится сравнение ограничительной мощности $N_{iогр}$ и мощности дизеля N_i на рассматриваемом режиме с целью ее корректирования.

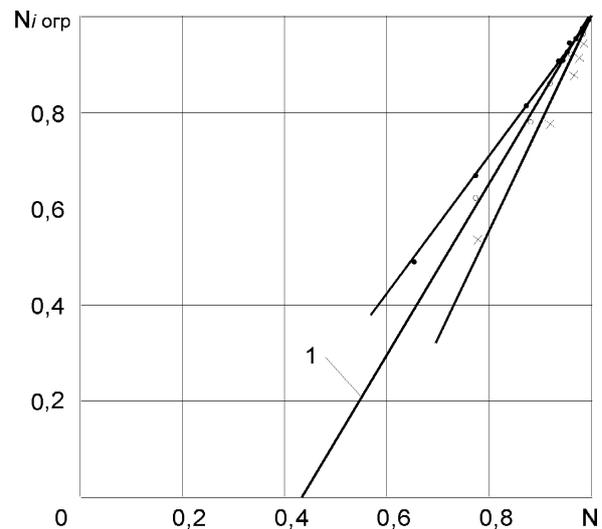


Рис 1. Экспериментальная (1) и расчетные: \times — по формуле (5); \bullet — по формуле (7) и \circ — по формуле (9). Ограничительные характеристики $N_{iогр}=f(n)$ для дизеля 6RD56.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Г.А. Давыдов, М.К. Овсянников. Температурные напряжения в деталях судовых дизелей. Л.: Судостроение, 1969.– 247 с.
23. Г.А. Конаков. Механический КПД двигателей внутреннего сгорания на частных режимах // Судовая энергетика. – 1993. – № 1. – С. 25-26.
24. Г.А. Конаков, Б.В. Васильев Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота – М.: Транспорт, 1980. – 423 с.
25. А.Н. Нилов Выбор эксплуатационного режима работы главного судового дизеля // Морской флот. – 1968. – № 1 – С. 24-25.
26. Справочник судового механика по теплотехнике / И.Ф. Кошелев, А.П. Пимошенко, Г.А. Попов, В.Я. Тарасов – Л: Судостроение, 1987. – 480 с.

27. Теоретические основы эксплуатации судовых дизелей / В.Ю. Гиттас, В.А. Бондаренко, Т.П. Ефимов, Ю.Г. Поляков, Б.М. Чурбанов — М.: Транспорт, 1965. — 375 с.

УДК 621.431.74-18/-19

Бойко П.В.
ГДМРТУ

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ СУДОВОГО ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

Судовой гидромеханический комплекс (СГМК) состоит из двигателя, передачи валопровода, движителя и корпуса судна. Состав, энергетические и экономические показатели СГМК представлены на рис. 1. Для оценки эксплуатационных технико-экономических качеств СГМК показатели качества условно можно разбить на две группы: энергетические и экономические.

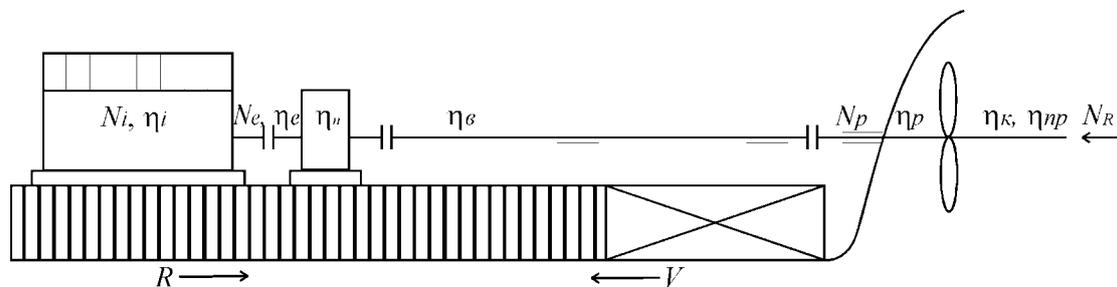


Рис. 1. Состав, энергетические и экономические показатели пропульсивной установки

За энергетические показатели качества обычно принимают мощность главной энергетической установки: индикаторную N_i , эффективную N_e , подведенную к гребному винту и движущую (буксировочную) или мощность полезной тяги N_R , а также коэффициент гидромеханического качества судового комплекса K_D .

К экономическим показателям качества относят КПД судового комплекса $\eta_{ск}$, удельный расход топлива на судовой комплекс $b_{ск}$, топливный коэффициент K_T , коэффициент режима движения судна K_p и коэффициент путевого расхода топлива K_v .

Четко выраженных показателей динамических качеств не имеется, обычно рассматривается время совершения СГМК тех или иных маневров и их результаты. Для оценки динамических качеств СГМК рекомендуется динамический критерий подобия гидромеханического комплекса $K_{кр}$.

В совокупности все рассматриваемые показатели позволяют оценить качество СГМК, сравнить его по качеству с СГМК других судов и выбрать наиболее качественный по энергетическим, динамическим и экономическим показателям СГМК или наметить пути повышения эффективности эксплуатирующихся СГМК.

Однако, как показывает дальнейший анализ, часть этих показателей дублируется и, очевидно, их количество может быть обоснованно сокращено.

Для оценки энергетических показателей величину индикаторной мощности дизеля можно получить из зависимостей

$$N_i = V_S i z \frac{n}{60} \frac{Q_H}{G_0} \frac{p_S}{R_S T_S} \eta_H \frac{\eta_i}{\alpha},$$

$$N_i = V_S i z \frac{n}{60} p_i,$$

$$N_i = \frac{B_c Q_H \eta_i}{3600},$$

$$N_i = \frac{B_c}{b_i}.$$

В этих формулах обозначено: V_S — объём цилиндра, м^3 ; i — число цилиндров; z — тактность двигателя; n — частота вращения вала, мин^{-1} ; Q_H — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг ; G_0 — теоретически необходимое количество воздуха, кг/кг ; $\frac{p_S}{R_S T_S} = \rho_S$ — плотность воздуха перед цилиндром, кг/м^3 (p_S , кПа , $T_S K$ — давление и температура воздуха перед цилиндром, $R_S, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ — газовая постоянная воздуха); η_H — коэффициент наполнения; η_i — индикаторный КПД; α — коэффициент избытка воздуха; p_i — среднее индикаторное давление, кПа ; B_c — часовой расход топлива, кг/ч ; b_i — удельный индикаторный расход топлива кг/(кВт ч) .

Эффективная мощность определяется через механический КПД η_m

$$N_e = N_i \eta_m.$$

Величина мощности, подведенной к гребному винту N_p и движущей мощности N_R зависит от компоновки главной энергетической установки, общего количества главных двигателей i_∂ , количества гребных винтов X_B и количества двигателей, работающих на один гребной винт $i_{\partial B}$.

Мощность, подведенная к гребному винту

$$N_p = \sum_1^{i_\partial} N_e \eta_n \eta_B,$$

где η_n, η_B — соответственно КПД передачи и валопровода.

Движущая мощность определяется гидродинамическими характеристиками корпуса судна, гребного винта и может быть выражена через эффективную мощность и мощность, подведенную к гребному винту зависимостью

$$N_R = R \cdot v = v \sum_1^{X_B} P_e = \sum_1^{i_0} N \eta_n \eta_B \eta_{np},$$

где R — сила сопротивления движению судна, кН; v — заданная скорость движения судна, м/с; P_e — полезная тяга гребного винта, кН.

Из этой зависимости следует, что сила сопротивления движения судна

$$R = \sum_1^{X_B} P_e.$$

Полезная тяга гребного винта определяется по формуле [1]:

$$P_e = (1 - t)P = (1 - t)k_1 q D_B^4 n_S^2,$$

где P — упор гребного винта, кН; t — коэффициент засасывания; k_1 — коэффициент упора гребного винта; q — плотность воды, т/м³; n_S — частота вращения гребного винта, с⁻¹; D_B — диаметр гребного винта, м.,

тогда

$$R = \sum_1^{X_B} (1 - t)k_1 q D_B^4 n_S^2.$$

Коэффициент засасывания t можно определить в зависимости от коэффициента попутного потока Ψ — по эмпирическим формулам Э.Э. Папмеля [1].

Для винта, расположенного в диаметральной плоскости судна ($X_B = 1$)

$$t = 0,64\Psi(1 + 0,67\Psi),$$

Для бортовых винтов ($X_B = 2$)

$$t = 0,8\Psi(1 + 0,67\Psi).$$

Коэффициент попутного потока оценивается по формуле

$$\Psi = 0,11 + \frac{0,16}{X_B} \delta^{X_B} \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D_B}},$$

где V — объемное водоизмещение судна, м³; $\delta = \frac{V}{L_{11}BT}$ — коэффициент

полноты корпуса. (L_{11} — длина между перпендикулярами, м; B — ширина корпуса, м; T — осадка, м).

Коэффициент упора гребного винта $k_1 = f(\lambda_p)$ снимается с диаграммы испытания гребного винта, имеющей соответствующие величины дискового отношения Θ и числа лопастей Z .

Относительная поступь гребного винта находится по выражению

$$\lambda_P = \frac{V_P}{n_S D_B} = \frac{0,515 v_{y3} (1 - \psi)}{n_S D_B},$$

где: V_P — осевая скорость винта относительно спокойной воды, м/с; v_{y3} — скорость движения судна в узлах.

Оценку гидромеханических качеств судна, с точки зрения его технической эффективности, в работе [2] предлагается производить по коэффициенту K_n гидромеханического качества судового комплекса

$$K_n = \frac{D^{2/3} v_S}{N_e} \rightarrow \max,$$

где D — массовое водоизмещение, т.

Коэффициент K_n оценивает ходовые качества судна, качество доковых и междоковых работ по очистке и покраске корпуса.

Чем выше коэффициент K_n , тем лучше выполнен и содержится гидромеханический комплекс.

Показателем динамического качества СГМК предлагается использовать динамический критерий подобия гидромеханического комплекса $K_{кр}$ [4].

$$K_{кр} = \frac{k_2 \cdot 1000D \cdot D_B \cdot v_H}{k_e I_{пр} \omega_B x_B},$$

где: $k_2, k_e = k_1(1-t)$ — коэффициенты момента и движущей силы, v_H — номинальная скорость движения судна, м/с; $I_{пр} = I_M + I_B + I_{BM}$ — суммарный, приведенный к валу момент инерции (I_M, I_B, I_{BM} — соответственно моменты инерции кривошипно-шатунного механизма; редуктора, гребного вала и винта, навешенных на двигатель механизмов), кг/м²; ω_B — номинальная частота вращения гребного винта, с⁻¹.

Наилучшими динамическими качествами по времени и пути выбега судна при реверсировании гребного винта обладают гидромеханические комплексы, у которых $K_{кр} > 40$. Как показывают исследования [3] для абсолютного большинства гидромеханических комплексов процесс торможения дизеля сжатым воздухом может производиться, начиная с частоты вращения вала $n_T = 0,3 \cdot n_H$, где n_H — номинальная частота вращения вала дизеля. В этом случае относительная величина тормозящего момента $M_{см} \approx 0,8$, что не создает перегрузки двигателя при торможении.

Показателем экономичности СГМК является КПД судового комплекса [4]

$$\eta_{ск} = \eta_i \eta_m \eta_n \eta_B \eta_p \eta_k = \eta_e \eta_n \eta_B \eta_{пр}, \text{ или}$$

$$\eta_{ск} = \frac{3600 N_R}{B_{чГ} Q_H} = \frac{3600 R_9}{B_{чГ} Q_H} = \frac{3600}{Q_H B_{ск}},$$

где $B_{цг}$ — суммарный расход топлива главными двигателями, кг/ч.

Известно, что индикаторный η_i — и эффективный η_e КПД главного двигателя определяются зависимостями

$$\eta_i = \frac{3600N_i}{B_{цг}Q_H} = \frac{3600}{b_i Q_H};$$

$$\eta_e = \frac{3600N_e}{B_{цг}Q_H} = \frac{3600}{b_e Q_H};$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

КПД гребного винта

$$\eta_p = \frac{P_\sigma(1-\psi)}{N_p} = \frac{k_1 \rho D_B^4 n_S^2 v(1-\psi)}{N_p} = \frac{k_1 \lambda_p}{k_2 2\pi}.$$

Коэффициент влияния корпуса

$$\eta_k = \frac{1-t}{1-\psi} = \frac{P_e}{P(1-\psi)} = \frac{R}{\sum_1^{X_B} P(1-\psi)} = \frac{R}{\sum_1^{X_B} k_1 \rho D_B^4 n_S^2 (1-\psi)}.$$

Пропульсивный коэффициент

$$\eta_{пр} = \eta_k \eta_p.$$

Удельный расход топлива на СГМК

$$b_{ск} = \frac{3600}{\eta_{ск} Q_H} \rightarrow \min.$$

Влияние состояния гидромеханического комплекса на использование топлива СГМК принято оценивать [2] топливным коэффициентом

$$K_T = \frac{D^{2/3} \sigma_S}{24 B_{цг}} = \frac{N_e}{24 B_{цг}} K_{п} = \frac{b_{er}}{24} \cdot K_{п} \rightarrow \max.$$

Чем коэффициент K_T выше, тем эффективнее используется топливо в СГМК.

Качество режима движения судна оценивается коэффициентом режима движения

$$K_p = \frac{B_{цг}}{D^{2/3} V_s} = \frac{B_{цг}}{N_e K_{п}} = \frac{b_{er}}{K_{п}} \rightarrow \min.$$

Чем меньше K_p , тем качественнее режим движения судна.

При выборе экономичной скорости хода судна за основной критерий экономичности принимают [5] путевой расход топлива

$$K_v = \frac{B_{чГ}}{v_S} = \frac{D^{2/3} b_{er}}{K_{П}} \rightarrow \min.$$

Чем меньше K_v , тем экономичней путевой расход топлива.

Для СЭУ теплохода водоизмещением $D = 5515$ т с главными двигателями БРД56 по результатам нормировочных испытаний, при которых на базовом режиме $N_i = 3802$ кВт, $n=168$ об⁻¹, топливо моторное $\rho_{20}=0,9262$ г/см³, содержание серы $S_T = 0,29$ %; гребной винт $D_6 = 4$ м; $H = 3$ м; $\Theta = 0,58$ и $Z = 4$, произведен расчет показателей качества СГМК.

Низшая теплота сгорания топлива подсчитана по эмпирической зависимости

$$Q_H = 54241 - 13809\rho_{20} - 336,555S_T + 16,34 \rho_{20}S_T + 332,4\rho_{20}^2 + 4,903S_T,$$

(где ρ_{20} — плотность топлива по сертификату, г/см³; S_T — содержание серы в топливе в %) и составила $Q_H = 41643$ кДж/кг.

Результаты расчета показателей качества на базовом режиме приведены в табл. 1.

Таблица 1

Показатели качества СГМК теплохода

Обозначения	N_i , кВт	N_e , кВт	$B_{чГ}$, кг/ч	N_p , кВт	N_R , кВт	$K_{кр}$,	$\eta_{ск}$	$b_{ск}$	$K_{П}$	K_T	K_P	K_v
Расчетные величины	3802	3346	736	3145	1805	118,2	0,212	0,408	1,320	0,012	0,166	52,01

На рис. 2 построены результаты расчета изменения эффективной мощности N_e , часового расхода топлива $B_{чГ}$, КПД судового комплекса $\eta_{ск}$, удельного расхода топлива на судовой комплекс $b_{ск}$ и показателей $K_{П}$, K_T , K_P , K_v , в зависимости от скорости v_S движения судна.

Как следует из рис. 2 группа кривых $\eta_{ск}$, $K_{П}$, K_T по характеру своего изменения в функции скорости движения судна идентична. Одинаковый характер изменения в зависимости от скорости движения судна имеют кривые $B_{чГ}$, $b_{ск}$, N_e , K_v , K_P .

Анализ показывает, что предварительная оценка эксплуатационных технико-экономических качеств СГМК может быть произведена при замерах мощности главных двигателей $N_i(N_e)$ кВт, частоты вращения вала n об⁻¹, часового расхода топлива $B_{чГ}$, кг/ч и скорости движения судна v_S , уз. по коэффициенту гидромеханических качеств судового комплекса $K_{П}$ (с учетом осадки судна T) и более глубокая и всесторонняя — по КПД судового комплекса $\eta_{ск}$, учитывающему его технические и экономические качества.

Для оценки изменения качества судового комплекса и его элементов КПД судового комплекса сопоставляется, при рассматриваемой мощности главных двигателей, с его эталонным значением, полученным по результа-

там ходовых приемо-сдаточных, или паспортных нормировочных испытаний судна.

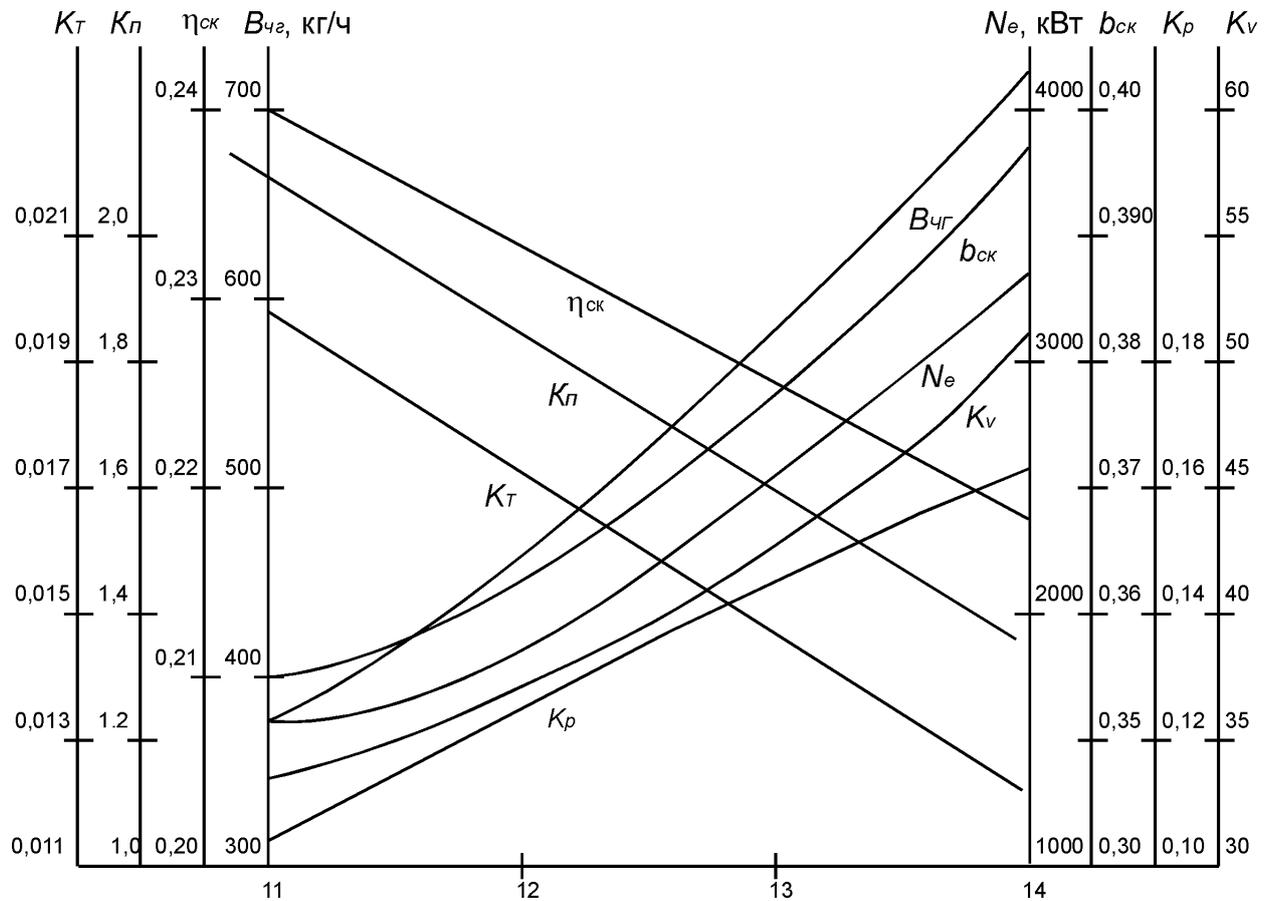


Рис. 2. Изменение показателей качества СГМК теплохода в зависимости от скорости судна

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

28. Гречин М.А. Выбор расчетного режима для проектирования гребных винтов транспортных судов. // Тр. ЦНИИМФ. – 1979. – Вып. 199. – С. 4-9.
29. Кацман Ф.М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.
30. Оценка пути и времени выбега судна при реверсировании судового комплекса / Колегаев М.А.; ОГМА. – Одесса, 1996. – 10 с. – Рус. – Деп. в в/о Мортехинформреклама, № 1302.
31. Конаков Г.А., Васильев Б.В. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – М.: Транспорт, 1980. – 423 с.
32. Кулибанов Ю.М., Малый П.А., Сахаров В.В. Экономичные режимы работы судовых энергетических установок. – М.: Транспорт, 1987. – 205 с.

УДК 627.356.2:665.61:628.315

Кобзарь В.М.
ОГМА

ОЧИСТКА МАСЕЛ ОТ ДИСПЕРГИРОВАННОЙ ВОДЫ

С развитием техники повысились требования к качеству топлив и масел, т.к. загрязнения, содержащиеся в нефтепродуктах, существенно влияют на работоспособность двигателей и агрегатов [1,2]. Кроме абразивного воздействия на детали цилиндрично-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателя, содержащиеся в масле частицы загрязнений засоряют каналы для подвода масла к местам смазки, вызывают нарушение температурного режима работы двигателя, способствуют увеличению нагара в цилиндрах двигателя и осадков в его картере. Следует отметить, что поставляемое для заправки двигателей масло содержит в 1 л до 500 тыс. частиц размером 5...100 мкм [3,4]. Примерно 85...95 % неисправностей и отказов гидравлического оборудования [5] происходит из-за недостаточной чистоты гидравлического масла (ГМ).

Наряду с механическими примесями в моторных маслах и гидравлических жидкостях всегда присутствует вода, которая попадает в них в основном из-за отпотевания поверхностей расходных цистерн и цистерн запаса или из-за неплотности трубок в охладителях и подогревателях масла. Под действием воды особенно сильно снижается качество моторных масел с присадками, что приводит к повышению износа цилиндрично-поршневой группы двигателя, усилению коррозионного воздействия масел на медь, свинец и сталь, загрязнению фильтров тонкой очистки масла продуктами окисления углеводородов, вымыванию и выпадению в осадок присадок, образованию трудноразрушимой эмульсии. При образовании масло-водяной эмульсии происходят разрывы масляной пленки в смазывающем слое между сопряженными деталями. Это явление особенно опасно в теплонапряженных узлах, где вода может испаряться, вызывая сухое трение между поверхностями деталей.

Для обезвоживания топлив и масел применяются разнообразные методы, в основе которых лежат различные процессы химического, физико-химического и физического характера. Наиболее широко используются разделяющее воздействие силовых полей либо пористых перегородок.

Процесс обезвоживания в силовых полях (гравитационных, инерционных, электрических) основан на укрупнении микрокапель воды под действием сил поля и последующем их выпадении из объема или потока нефтепродуктов. Очистка масла при гравитационном и инерционном обезвоживании осуществляется за счёт различной плотности нефтепродукта и содержащейся в ней воды, а при электрообезвоживании — в результате поляризации капель воды в электрическом поле.

В настоящее время наиболее распространенным способом очистки топлив и масел на судах является сепарация методом центрифугирования. Из

опыта эксплуатации сепарационного оборудования следует, что качество очистки нефтепродуктов в значительной степени зависит от исходного водосодержания. Так при 12 %-ном обводнении удаляется только $\frac{1}{3}$ часть воды, при 2 %-ном — 70 %. Это объясняется тем, что при одинаковом распределении капель воды по крупности содержание неудаляемой высокодисперсной фазы в абсолютном исчислении оказывается значительно большим. Особенно негативно проявляется присутствие воды в маслах с моюще-диспергирующими присадками, т.к. последние переходят во взвешенное состояние и при сепарации удаляются.

Для очистки нефтепродуктов при помощи фильтров применяются разные фильтрационные материалы, различающиеся по механическим свойствам, химическому составу, фильтрационным показателям и т.п. В ходе очистки фильтроэлемент постепенно загрязняется, в результате чего изменяются его гидравлическое сопротивление и пропускная способность.

На судах морского флота нашли применение фильтрационные установки "Винслоу", "Скаматик", эффективность которых имеет прямую зависимость от времени очистки. Так, содержание воды в топливе после монтажа нового фильтроэлемента составляет 14,5 %, а затем снижается до 8,2 % [7] и в дальнейшем не изменяется. Совсем иная картина наблюдается в установке "Софранс". В начале работы в течение часа фильтрации содержание воды снижается с 14 % до 3 %, после чего вода из топлива практически не удаляется, что свидетельствует о загрязненности элемента и необходимости его регенерации или замены. Опыт эксплуатации этих установок на различных сортах топлива показал эффективность их применения (по сравнению с использованием самоочищающихся сепараторов), однако необходимость частой замены фильтрующих элементов, срок службы которых не превышает 1500 часов, является существенным недостатком данного типа очистного оборудования.

Если обеспечить фильтрацию при постоянном минимальном перепаде давления (например, под действием капиллярных сил), то загрязнения, находящиеся на поверхности фильтрующей перегородки, не смогут проникнуть в поры и ее без труда можно отрегенерировать. Подъем жидкости в капиллярах обусловлен капиллярным давлением — разностью давлений с обеих сторон искривленной поверхности жидкости, вызванной ее поверхностным натяжением. Высота подъема жидкости в капилляре прямо пропорциональна коэффициенту поверхностного натяжения, краевому углу смачивания и обратно пропорциональна радиусу капилляра и плотности жидкости. Следует отметить, что подъем жидкости наблюдается только в случае смачиваемости ею поверхности капилляра, т.е. когда краевой угол смачивания меньше 90° .

При погружении капилляра в обводненный нефтепродукт его поверхность будет иметь отрицательный заряд. Известно, что капельки воды, находящиеся в нефтепродукте, также имеют отрицательный заряд. За счет капиллярного давления нефтепродукт будет подниматься вверх. При этом из-за наличия сил электростатического отталкивания, капли воды не будут проникать в капилляр, т.е. в устье капилляра будет происходить процесс очистки.

Если организовать удаление нефтепродукта с уровня, находящегося ниже максимально возможной высоты его подъема за счет капиллярных сил, можно создать устройство для обезвоживания нефтепродуктов. Эти предпосылки легли в основу разрабатываемого устройства для очистки нефтепродуктов от диспергированной воды.

В экспериментальном стенде (рис. 1) модуль 3 для очистки нефтепродуктов состоит из трех латунных фланцев размером $0,22 \times 0,06 \times 0,01$ м, между которыми зажаты два пакета латунной сетки с размером ячейки 140 мкм. Модуль находится в поддоне 8 и погружен в нефтепродукт нижним торцом на глубину 2...3 мм. Для поддержания в поддоне постоянного уровня обводненного нефтепродукта установлена дополнительная емкость 1. Для удаления очищенного нефтепродукта из капиллярной структуры в корпусе модуля при помощи лабораторного компрессора 9 создается разрежение, а его величина контролируется при помощи дифманометра 2. Очищенный нефтепродукт поступает из модуля в мерную емкость 7 с ценой деления 0,2 мл, из которой направляется в датчик 5 прибора 4 для определения остаточной концентрации воды с относительной погрешностью 0,1 %.

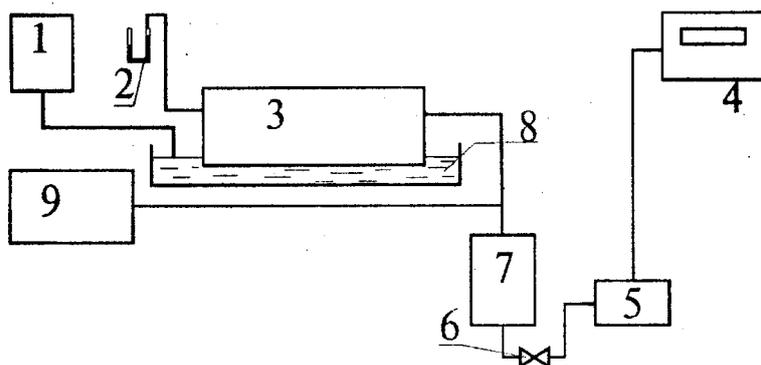


Рис. 1. Схема экспериментального стенда

Исследования проводились на модельных эмульсиях. В качестве исследуемого нефтепродукта были взяты наиболее вязкие сорта масел Дизола М3015 (кинематическая вязкость при 40°C — 115,6 сСт, при 100°C — 11,86 сСт, плотность при 15°C — 899 кг/м^3) и Дизола М4018 (кинематическая вязкость при 100°C — 15,4 сСт, плотность — 913 кг/м^3), т.к. они наиболее трудно поддаются очистке. Исходная концентрация воды в масле варьировалась от 0,5 до 6 %. Эмульсия с заданной концентрацией обводненности готовилась путем добавления в масло определенного количества воды с последующим эмульгированием в течение 5 мин при помощи мешалки с частотой вращения 1800 об/мин. При такой методике приготовления модельных эмульсий её расслоения не наблюдалось в течение 3-5 суток.

Экспериментальные исследования проводились в следующей последовательности: приготавливалась эмульсия с заданным значением содержания воды; для удаления пузырьков воздуха и крупных капель эмульсия отстаивалась 2-3 часа; определялась начальная концентрация воды в масле, после че-

го оно заливалось частично в поддон и частично в дополнительную емкость; включался компрессор и устанавливался заданный перепад давления; через 2 часа работы установки производились замеры следующих параметров: перепад давления, температуру масла, производительность, концентрацию воды в очищенном масле. Продолжительность режимов составляла 12-14 часов, температура эмульсии соответствовала температуре окружающей среды 23-26 °С.

Задачей наших исследований являлось определение очистной способности предложенного устройства — выявление зависимости конечной концентрации воды (C_k , %) в очищенном масле от режимных и технологических параметров, которыми являются: перепад давления (P , мм вод. ст.), начальная концентрация воды в масле (C_n , %) и кинематическая вязкость масла (B , сСт).

Для возможности обобщения экспериментальных данных и получения математической модели процесса исследования проводились в соответствии с теорией математических методов планирования эксперимента. При проведении полного трехфакторного эксперимента осуществлялось варьирование факторов на двух уровнях: P — 100 и 74 мм вод. ст.; C_n — 6,0 и 0,5 %; B — 400 и 220 сСт.

В результате обработки экспериментальных данных, исключения незначимых коэффициентов и проверки на адекватность уравнение регрессии в физических переменных принимает вид:

$$C_k = -0,016P - 0,208C_n + 0,003B + 0,011PC_n - 0,001C_nB. \quad (1)$$

Кроме того, получено уравнение для определения производительности Q установки от режимных параметров ее работы (перепада давления P , длительности работы установки T) и вязкости масла B .

$$Q = 23,616 + 0,041P - 1,841T - 0,044B + 0,018PT. \quad (2)$$

Из анализа экспериментальных данных следует, что увеличение начальной концентрации воды приводит к увеличению водосодержания в очищенном масле C_k , причем темп изменения водосодержания возрастает при росте перепада давления. Так, при начальной обводненности до 2 % остаточное содержание воды не превышает браковочного показателя 0,5 %. Следует отметить, что эффективность очистки масла от воды в большей степени зависит от начальной ее концентрации, чем от перепада давления.

Из анализа выражения (2) следует, что производительность установки за время ее работы снижается, причем это снижение более значительно при увеличении вязкости масла. В основном это объясняется выделением растворенного воздуха при движении масла в пористой структуре. Воздушный пузырек закупоривает пору, она становится "тупиковой" и пропускная способность очистного модуля падает. Следует отметить, что снижение производительности наблюдается также при фильтровании чистого нефтепродукта [8], что подтверждает сделанный вывод. Кроме того, как было отмечено ранее,

процесс очистки обводненного масла осуществляется в устье капиллярной структуры, т.е. в устье происходит коалесценция капелек диспергированной воды, при этом проходное сечение уменьшается.

Для восстановления первоначальной производительности установки было предложено производить регенерацию капиллярной структуры воздухом под давлением 0,02...0,05 МПа в течение 3 - 5 секунд через 1...1,5 часа работы установки. Экспериментальная проверка предложенного способа регенерации показала свою высокую эффективность, т.к. после проведения регенерации первоначальная производительность установки восстанавливалась.

Таким образом, для очистки обводненных нефтепродуктов разработан новый способ, действие которого основано на отделении капель воды в устье капиллярно — пористой структуры, составленной из полотен латунной сетки, за счет сил электростатического отталкивания. Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о его высокой эффективности, вполне достаточной для обеспечения нормированных показателей масел и топлива. Преимуществом предложенного способа является также простота конструкции очистного модуля, благодаря которой требуемая производительность установки задается количеством смонтированных очистных модулей определенного типоразмера (предположим 200 л/час), а для создания разрежения в корпусе модуля (до 100 мм вод. ст.) может быть использована система вытяжной вентиляции машинного отделения судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коваленко В.П., Ильинский А.А.. Основы техники очистки жидкостей от механических загрязнений. – М.: Химия, 1982. – 273 с.
33. Григорьев М.А., Долецкий В.А. Обеспечение надежности двигателей. Изд. стандартов, 1978. – 324 с.
34. Mc Connel G., Walker S.T. // Filtration and Separation. – Vol. 8. – 1971. – No. 5.
35. Коваленко В.П. Загрязненность нефтяных масел при транспортировании и хранении и их очистка. – М.: ЦНИИИТЭнефтехим, 1974. – 57 с.
36. Варкулевич В.К., Попов В.С., Коршунов М.А. Эксплуатационные свойства гидравлических жидкостей: Учеб. пособие. – М.: В/О "Мортехинформ-реклама", 1992. – 48 с.
37. Рыбаков К.В., Коваленко В.П., Турчанинов В.Е. Очистка нефтепродуктов от механических примесей и воды. – М.: Изд. ЦНИИИТЭнефтехим, 1974. – 80 с.
38. Большаков В.Ф., Гинзбург Л.Г. Подготовка топлив и масел в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение, 1978. – 151 с.
39. Григорьев М.А., Борисова Г.В. Очистка топлива в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1991. – 208 с.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М.
ОГМА

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ МАСЛА В ЛУБРИКАТОРЕ

В настоящее время расширяется применение малооборотных дизелей (МОД) в качестве главных двигателей судов, при этом неуклонно растет стоимость цилиндрического масла.

При широком распространении дизелей, наряду с экономичностью, существенное значение имеют вопросы повышения надежности и долговечности их работы, которые во многом зависят от совершенства организации смазывания деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

подавляющее большинство главных судовых двигателей оборудованы лубрикаторными системами, которым свойственны существенные недостатки, обусловленные малой их изученностью и отсутствием обоснованных требований к исполнению.

Значительная часть этих недостатков относится к нагнетательному тракту системы, который оказывает основное влияние на формирование процесса истечения масла в цилиндр. Вместе с тем, именно эта часть системы и по настоящее время является наименее изученной.

Практическое использование существующих теоретических методов ограничивают следующие причины:

при разработке зависимостей вводились допущения, которые приводили к искажению картины маслоподачи;

не учитывались некоторые определяющие параметры, влияющие на процесс; требуется значительное количество экспериментальных данных для получения эмпирических зависимостей, входящих в исходные уравнения;

проведенные до настоящего времени исследования имеют узкий, локальный характер, а выявленные частные эмпирические зависимости не дают оснований для получения общих закономерностей, обуславливающих этот процесс.

Целью данной работы является развитие существующих теоретических положений механизма истечения масла в цилиндры судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Теоретические исследования движения масла в лубрикаторах (масляных насосах) основаны на решении уравнений неустановившегося изотермического движения вязкой жидкости в маслопроводе с учетом граничных условий в узлах системы. Этот, так называемый гидродинамический расчет, заключается в расчете процесса маслоподачи и определении основных его параметров. Одним из таких узлов является лубрикатор (например, клапанного типа), общая схема которого приведена на рис. 1.

Уравнение сплошности потока в полости нагнетания лубрикатора согласно исследованиям [1] может быть записано в следующем виде:

$$V_H \frac{dP_H}{dt} = f_{\Pi} \frac{dh_{\Pi}}{dt} + f_{\text{кЛ}} \frac{dh_{\text{кЛ}}}{dt} + \xi_1 \mu_{\text{в}} f_{\text{в}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|P_H - P_{\text{в}}|}} + \xi_2 \mu_H f_H \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{|P_H - P'_H|}}, \quad (1)$$

где V_H, P_H — объем и давление в полости нагнетания; f_{Π}, h_{Π} — площадь и перемещение плунжера; $f_{\text{кЛ}}, h_{\text{кЛ}}$ — площадь и перемещение нагнетательного клапана; ξ_1, ξ_2 — единичные функции управления счетом:

$$\xi_1 = \begin{cases} 1, & \text{если } P_H \geq P_{\text{в}} \\ -1, & \text{если } P_H \leq P_{\text{в}} \end{cases}, \quad \xi_2 = \begin{cases} 1, & \text{если } P_H \geq P'_H \\ -1, & \text{если } P_H \leq P'_H \end{cases};$$

$\mu_{\text{в}} f_{\text{в}}$ — эффективное проходное сечение всасывающих клапанов; $\mu_H f_H$ — эффективное проходное сечение нагнетательного клапана; $P_{\text{в}}$ — давление в полости всасывания; P'_H — давление в полости переходника (штуцера) насоса.

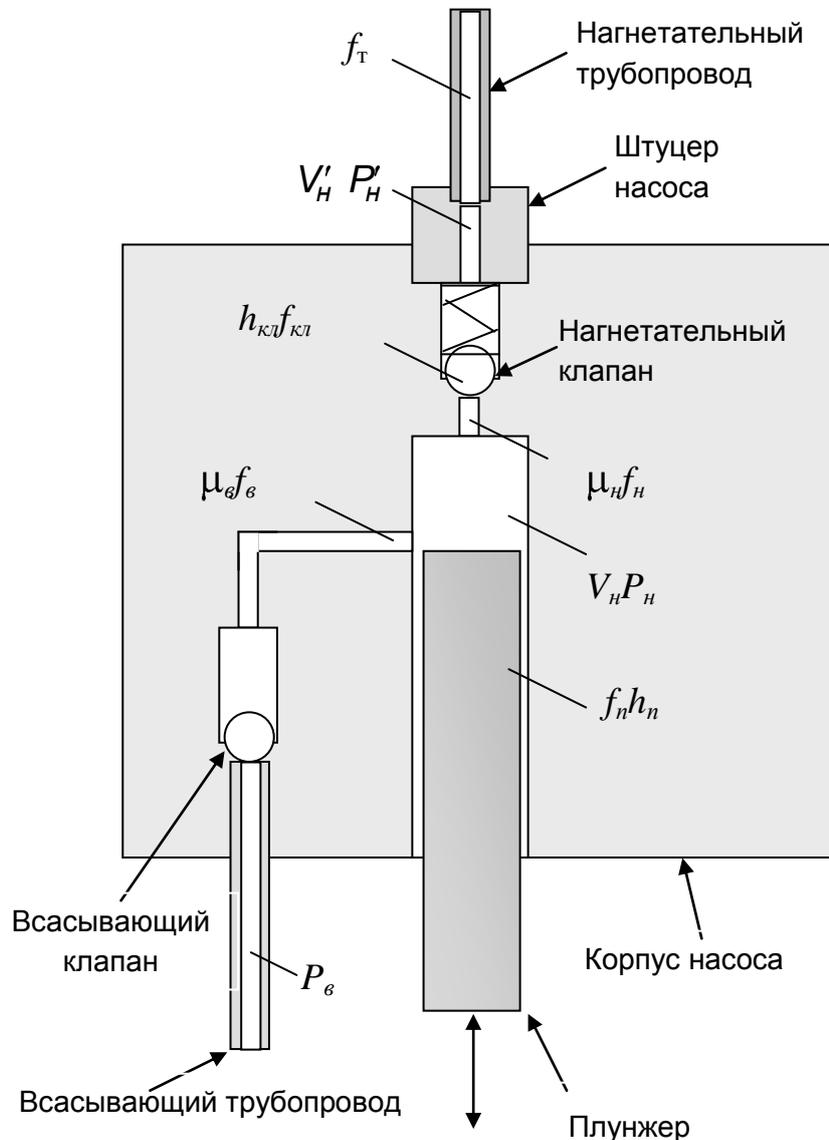


Рис. 1. Расчетная схема клапанного лубрикатора

Уравнение сплошности в переходнике (штуцере) насоса:

$$V'_H \frac{dP'_H}{dt} = f_{кл} \frac{dh_{кл}}{dt} + \mu_H f_H \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|P_H - P'_H|} - f_T U_0, \quad (2)$$

В уравнении (2) приняты следующие обозначения: V'_H — объем полости переходника; f_T — площадь проходного сечения трубопровода; U_0 — средняя скорость на выходе из переходника (на входе в трубопровод).

Уравнение движения нагнетательного клапана насосной секции лубрикатора:

$$M_{\eta_{кл}} \frac{d^2 h_{\eta_{кл}}}{dt^2} = f_{\eta_{кл}} (P_H - P'_H) - C_{\eta_{кл}} (h_0 + h_{\eta_{кл}}), \quad (3)$$

где $M_{кл}$ — масса клапана (приведенная); $C_{кл}$ — жесткость пружины клапана; $h_{кл}$ — предварительное сжатие пружины клапана.

Уравнение движения масла в трубопроводе:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = v \left(\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z}, \quad (4)$$

где r — текущее значение радиуса канала; ρ , v — плотность и вязкость масла соответственно.

В данном случае: $\frac{\partial P}{\partial z} = -\frac{\Delta P(t)}{l_1}$; (l_1 — длина нагнетательного трубопровода).

$$\Delta P(t) = P'_H - P_{ш} - P_{\eta_{кл}}. \quad (5)$$

Здесь $P_{ш}$ — давление в штуцере цилиндрической втулки.

После подстановки (5) в (4):

$$\frac{\partial V}{\partial t} = v \left(\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} \right) + \frac{\Delta P(t)}{\rho l_1}. \quad (6)$$

Уравнение (6) необходимо рассматривать со следующими начальными и граничными условиями:

$$V|_{r=0} = 0; \quad V|_{r=a} = 0,$$

где a — радиус канала; S — площадь эпюры скорости по высоте канала.

После применения к (6) интегрального преобразования Лапласа:

$$\bar{V}(r, s) = \int_0^{\infty} V(r, t) e^{-st} dt;$$

$$\frac{d^2 \bar{V}}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\bar{V}}{dr} - \frac{s}{v} \bar{V} + \frac{\Delta \bar{P}}{\rho l_1 v} = 0; \quad (7)$$

$$\bar{V}(a) = 0.$$

$\Delta\bar{P}$ — изображение функции перепада давления.

Уравнение (7) — уравнение Бесселя, и общее решение соответствующего однородного уравнения имеет вид:

$$\bar{V}_0 = C_1 J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}r\right) + C_2 K_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}r\right). \quad (8)$$

Так как при $r=0$ скорость должна быть граничной, то в (8) необходимо положить $C_2=0$.

В результате:

$$\bar{V}_0 = C_1 J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}r\right).$$

Частное решение неоднородного уравнения находится в виде:

$$\bar{V}_1 = A \frac{\Delta\bar{P}}{\rho l_1 v}, \quad \text{где } A \text{ — неизвестная константа.} \quad (9)$$

Для определения A (9) подставляется в уравнение (7):

$$-\frac{s}{v} A \frac{\Delta\bar{P}}{\rho l_1 v} + \frac{\Delta\bar{P}}{\rho l_1 v} = 0; \quad A = \frac{v}{s}.$$

Найденное значение A подставим в (9):

$$\bar{V}_1 = \frac{\Delta\bar{P}}{\rho l_1 s}.$$

Решение (7) ограниченное при $r \rightarrow 0$ имеет вид:

$$\bar{V} = C_1 J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}r\right) + \frac{\Delta\bar{P}}{\rho l_1 s}. \quad (10)$$

Постоянная C_1 определяется из граничного условия:

$$C_1 J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right) + \frac{\Delta\bar{P}}{\rho l_1 s} = 0; \quad C_1 = -\frac{\Delta\bar{P}}{\rho l_1 s J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right)}.$$

После подстановки найденного значения C_1 в (10) получим:

$$\bar{V}(r, s) = \frac{\Delta\bar{P}}{\rho l_1 s} \left(1 - \frac{J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}r\right)}{J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right)} \right). \quad (11)$$

После применения теоремы о свертке для интегрального преобразования Лапласа последнее выражение примет вид:

$$v(r, t) = \frac{1}{\rho l_1} \int_0^t K(r, t - \tau) \Delta \rho(\tau) d\tau, \quad (12)$$

где:

$$2\pi i K(r, t) = \int_{b-i\infty}^{b+i\infty} \frac{J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right) - J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}r\right)}{s J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right)} e^{st} ds$$

Последний интеграл может быть вычислен при помощи теоремы о вычетах. Подынтегральная функция имеет полюса в точках S_k , $k=1,2,\dots$, определяемых из условия:

$$J_0\left(\sqrt{\frac{S_k}{v}}a\right) = 0; \quad \sqrt{\frac{S_k}{v}}a = \pm i\alpha_k; \quad \text{или}$$

$$S_k = -\frac{\alpha_k^2 v}{a^2}; \quad \text{или} \quad J_0(\alpha_k) = 0 \quad k = 1, 2, \dots$$

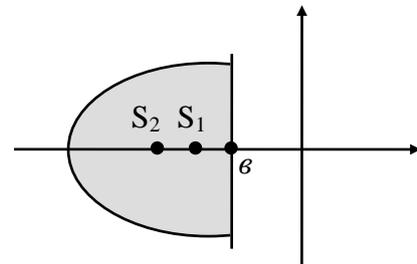


Рис. 2.

Контур интегрирования в комплексной плоскости S имеет вид как на рис. 2.

На основании теоремы о вычетах:

$$K(r, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \operatorname{Res}_{S=S_k} \left\{ e^{st} \frac{J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right) - J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}r\right)}{s J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right)} \right\} = \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ \frac{J_0\left(\sqrt{\frac{S_k}{v}}a\right) - J_0\left(\sqrt{\frac{S_k}{v}}r\right)}{\left(s J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right) \right)'} e^{st} \right\}_{S=-\frac{\alpha_k^2 v}{a^2}}$$

Для вычисления вычетов, рассмотрим функцию:

$$\psi(s) = s J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right).$$

Её производная равна:

$$\frac{d\psi}{ds} = J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right) + s \frac{d}{ds} J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right) = J_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right) + \frac{1}{2} a \sqrt{\frac{s}{v}} J_1\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right).$$

При $S=S_k$ находим:

$$\frac{d\psi}{ds}(S_k) = \frac{1}{2} \frac{a}{\sqrt{v}} \frac{i\alpha_k \sqrt{v}}{a} J_1\left(\frac{a}{\sqrt{v}} \frac{i\alpha_k \sqrt{v}}{a}\right) = \frac{1}{2} i\alpha_k J_1(i\alpha_k) = -\frac{\alpha_k}{2} J_1(\alpha_k).$$

Следовательно:

$$K(r, t) = 2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k J_1(\alpha_k)} \cdot e^{-\alpha_k^2 \frac{vt}{a^2}}.$$

Скорость масла в трубопроводе определяется формулой:

$$V(r, t) = \frac{1}{\rho l_1} \int_0^t K(r, t - \tau) \Delta p(\tau) d\tau.$$

Расход масла через любое сечение трубопровода будет равен:

$$Q(t) = 2\pi \int_0^a rV(r, t) dr = \frac{2\pi}{\rho l_1} \int_0^t \Delta p(\tau) \int_0^a rK(r, t - \tau) dr d\tau,$$

где:
$$\int_0^a rK(r, t - \tau) d\tau = 2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{e^{-\alpha_k^2 \frac{v(t-\tau)}{a^2}}}{\alpha_k J_1(\alpha_k)} \int_0^a rJ_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right) dr.$$

Внутренний интеграл равен:

$$\int_0^a rJ_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right) dr = \frac{a^2}{\alpha_k} J_1(\alpha_k);$$

$$\int_0^a rK(r, t - \tau) dt = 2 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{e^{-\alpha_k^2 \frac{v(t-\tau)}{a^2}}}{\alpha_k J_1(\alpha_k)} \cdot \frac{a^2}{\alpha_k} J_1(\alpha_k).$$

В последнем уравнении можно выполнить сокращение на величину $J_1(\alpha_k)$.

Введем обозначение:

$$F(r, t - \tau) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{e^{-\alpha_k^2 \frac{v(t-\tau)}{a^2}}}{\alpha_k^2},$$

тогда:

$$\int_0^a rK(r, t - \tau) d\tau = 2a^2 F(r, t - \tau).$$

Для расхода в любой момент времени получаем:

$$Q(t) = \frac{4\pi a^2}{\rho l_1} \int_0^t \Delta p(\tau) F(r, t - \tau) d\tau.$$

Осредненная по расходу скорость в сечении маслопровода будет равна:

$$V_0(t) = \frac{Q(t)}{\pi a^2} = \frac{4}{\rho l_1} \int_0^t \Delta \rho(\tau) F(r, t - \tau) d\tau.$$

Полученные уравнения устанавливают взаимосвязь основных параметров процесса подачи масла лубрикаторм с геометрическими характеристиками нагнетательного тракта и позволяют рассчитывать скорость и расход масла на выходе из лубрикатора, которые являются важными показателями совершенства системы смазки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Топливная аппаратура дизелей: Справочник / Ю.Я. Фомин, Г.В. Никонов, В.Г. Ивановский. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.

УДК ???

Мануилов В.П., Иванов А.И.
ОГМА

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОЙ ПЕРИОДИЧНОСТИ ОЧИСТОК КОРПУСА СУДНА ОТ ОБРАСТАНИЯ

Обрастание корпуса судна пагубно сказывается на эффективности грузоперевозок, т.к. оно вызывает существенное снижение скорости хода и повышение расхода топлива. Топливную составляющую общесудовых эксплуатационных расходов можно определить по выражению, дол/год,

$$\underline{S}_T = B_{ГД} \tau_x C_T \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

где $B_{ГД}$ — расход топлива на главный двигатель при эксплуатационной мощности, кг/ч; τ_x — ходовое время, ч/год; C_T — цена топлива, дол/т.

Если разделить выражение (1) на величину $P_e v_s \tau_x$ (P_e — полезная тяга гребного винта, кН; v_s — скорость хода судна относительно воды, м/с), то получим удельную величину топливной составляющей, дол/(кВт·ч),

$$\bar{S}_T = \frac{B_{ГД} C_T \cdot 10^{-3}}{0,515 \cdot P_e v}, \quad (2)$$

где v — скорость хода, уз.

Если с течением времени скорость хода судна вследствие обрастания падает, то приращение (перерасход) затрат на топливо составит^{*)}, дол/кВт·ч,

$$\Delta \bar{S}_T = \frac{B_{ГД} C_T \cdot 10^{-3}}{0,515 \cdot P_e v} \cdot \frac{\Delta v}{v}, \quad (3)$$

*) Предполагается, что частота вращения ГД изменяется при $N_e(B_{ГД}) = \text{const}$

где v_1, v_0 — скорость хода соответственно после и до очистки; $\frac{\Delta v}{v}$ — относительное приращение скорости судна.

Так как снижение скорости хода вследствие обрастания неизбежно, то следует определить рациональный период эксплуатации между очередными очистками корпуса судна, сопоставляя соответствующие затраты на них с перерасходом на топливо. Если обозначить стоимость очистки корпуса судна $\Delta S_{оч}$, то суммарный абсолютный перерасход затрат, вызванный обрастанием, составит, дол/год,

$$\Delta S_{обр} = \Delta S_T + \Delta S_{оч},$$

а приращение удельных затрат с учетом (3) определится по выражению, дол/(кВт·ч),

$$\Delta \bar{S}_{обр} = \frac{B_{ГД} \zeta_T \cdot 10^{-3}}{0,515 \cdot P_e v} \cdot \frac{\Delta v}{v} + \frac{\Delta S_{оч}}{0,515 \cdot P_e v_0 \tau_{оч}}.$$

Если предположить, что зависимость $\frac{\Delta v}{v} = f(\tau_{оч})$ линейная, т.е.

$\frac{\Delta v}{v} = k \tau_{оч}$, то получим

$$\Delta \bar{S}_{обр} = \frac{k \tau_{оч} B_{ГД} \zeta_T \cdot 10^{-3}}{0,515 \cdot P_e v} \cdot \frac{\Delta v}{v} + \frac{\Delta S_{оч}}{0,515 \cdot P_e v_0 \tau_{оч}}, \quad (4)$$

где k — коэффициент пропорциональности; $\tau_{оч}$ — время между очистками, ч.

Приравняв производную (4) нулю, получим оптимальное время между очистками, ч,

$$\begin{aligned} \Delta \bar{S}_{обр} &= k B_{ГД} \zeta_T \cdot 10^{-3} - \frac{\Delta S_{оч}}{\tau_{оч}^2} = 0; \\ \tau_{оч}^{opt} &= \sqrt{\frac{\Delta S_{оч} \cdot 10^3}{k B_{ГД} \zeta_T}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Таким образом, как видно из (5), решающими факторами, определяющими оптимальную периодичность очистки корпуса от обрастания, является стоимость очистки, расход и цена топлива на ГД, а также характер (кинетика) относительной потери скорости хода судна вследствие обрастания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кацман Ф.М. Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. — М.: Транспорт, 1987.
40. Мануилов В.П. и др. Взаимодействие элементов судового пропульсивного комплекса. — М.: ЦРИА "Морфлот", 1982.
41. Мануилов В.П. и др. Эксплуатационные режимы судовых энергетических установок. Уч. пособие. — Одесса: "Моряк", 1992.

УДК 629.12.001

Михайлов В.С.
КИВТ

РАЗРАБОТКА ЛОГИКО-ИНФОРМАЦИОННОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ РАДИОНАВИГАЦИОННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ НА ВСП УКРАИНЫ

Задачей разработки логико-информационной модели системы радионавигационного обеспечения безопасности плавания на ВСП является необходимость системного подхода при синтезе системы и возможность анализа влияния входящих в неё подсистем с целью обеспечить реализацию целевой функции - безопасности плавания с минимальными финансовыми затратами.

Следует выделить три основные подсистемы: судно, как объект управления; средства позиционирования, обеспечивающие внешнюю обратную связь и внутренние водные пути.

Траекторию движения судна можно рассматривать как совокупность прямолинейных и криволинейных участков, характеризуемых длиной, радиусом циркуляции и углом поворота. При этом полоса водного пути B_{xn} занимаемая судном при его движении, является функцией как собственных параметров судна:

- габаритных размеров (длина, ширина, осадка);
- линейной скорости движения;
- статической характеристикой управляемости;
- динамических характеристик управляемости;
- качества и вида управления (ручное или автоматическое),

так и внешних факторов:

- силы и курсового угла ветра;
- скорости и направления течения;
- волнения водной поверхности.

Смещение центра тяжести (ЦТ) судна с линии заданного пути (ЛЗП), вызванное погрешностями управления, дрейфом от течения и ветра, определяется величиной Y , которая зависит также от методов позиционирования. Смещение Y находится по данным от внешних источников информации, например, по смещению судна с линии линейного створа, по результатам обработки радионавигационных параметров, по данным средств хранения информации о движении судна (средств счисления). Значение ширины ходовой полосы, занимаемой судном B_{xn} и величина смещения ЦТ судна позволяет определить ширину безопасной полосы B_b водного пути, необходимую для движения судна [1]

$$B_b = 2 B_{xn} + |Y|, \quad (1)$$

С другой стороны, безопасность плавания конкретного судна определяется характеристиками водного пути, такими как:

- ширина судового хода ($2B_{cx}$);

- радиус кривизны судового хода (R_{cx});
- угол поворота (УП);
- глубина;
- характер грунта;
- характер движения (одно-, двустороннее);
- направление и скорость течения.

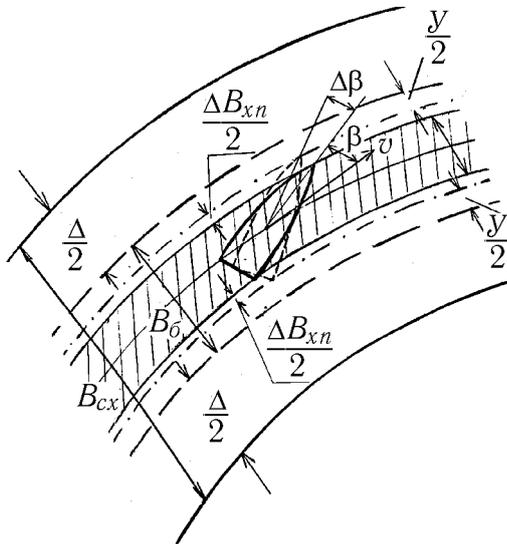


Рис. 1. Расчёт зоны навигационной безопасности

В свою очередь соотношение характеристик водного пути и судна, как объекта управления, позволяют произвести расчёт зоны навигационной безопасности Δ , исходя из следующей зависимости (рис. 1):

$$\Delta = B_{cx} - B_{\delta}, \quad (2)$$

Значение B_{xn} определяется следующим выражением:

$$B_{xn} = L_c \sin \beta + B_c \cos \beta, \quad (3)$$

где L_c — длина судна; B_c — ширина судна; β — суммарный угол дрейфа.

$$\beta = \beta_{\psi} + \beta_{\epsilon}, \quad (4)$$

где β_{ψ} — угол дрейфа судна при циркуляции; β_{ϵ} — угол ветрового дрейфа.

При расчёте ширины ходовой полосы, занимаемой судном при проводке с учётом дрейфа (ветрового и на циркуляции), принимался наиболее неблагоприятный вариант, когда судно следует в балласте, а курсовой угол кажущегося ветра таков, что вызывает максимальный ветровой дрейф β_{ϵ} , который в свою очередь совпадает по направлению с дрейфом судна на циркуляции β_{ψ} .

Расчёты ветровых углов дрейфа для различных типов судов в зависимости от курсового угла и относительной скорости кажущегося ветра, выполненные А.А. Барановым на кафедре судовождения ЛИВТа [1], показали, что для грузовых судов дрейф достигает максимума на курсовых углах 80° . Углы дрейфа судов на циркуляции в зависимости от относительного радиуса кривизны траектории движения можно рассчитать по методике А.Д. Гофмана [2]. Такие расчёты были выполнены А.А. Барановым.

Значения суммарных углов дрейфа и ширины ходовой полосы наиболее крупногабаритных судов в зависимости от кривизны судового хода приведены в табл. 1.

Принимая во внимание, что среди судов Украины имеются суда "Волго-Дон", используем характеристики судов этого типа, как занимающих наиболее широкую ходовую полосу.

Для учёта увеличения ширины ходовой полосы, вызванного погрешностями в управлении судном, рассмотрим изменение этих погрешностей от спектра частоты среза судна по управляющему воздействию.

Таблица 1

Значение суммарных углов дрейфа и ширины ходовой линии судов в зависимости от кривизны судового хода

$R_{сх}, м$	Волго-Дон пр. № 507		Волго-Балт, пр. № 2-95 А		Балтийский, пр. № 781 Э	
	β^0	$B_{хп}, м$	β^0	$B_{хп}, м$	β^0	$B_{хп}, м$
800	4,6	21,3	5,3	23,5	3,9	19,7
600	6,1	30,8	1,8	28,4	4,8	21,2
400	10,7	41,3	10,1	33,9	7,2	25,1

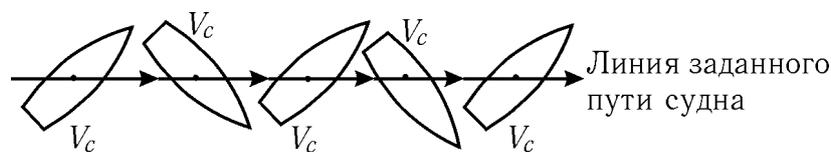


Рис. 2 Линейная составляющая пути судна

Высокочастотная составляющая погрешности управления, когда вектор скорости судна совпадает с линией заданного пути (рис. 2), приводит к увеличению угла дрейфа судна $\Delta\beta$. В этом случае допустимо принимать значение угла дрейфа равным углу рыскания судна. Наблюдения за качеством управления судном по курсоуказателю позволяют считать, что среднеквадратическая величина рыскания при волнении 2-3 балла, обычно не превышает 1,5 градусов. Дифференцируя выражение (3), получаем

$$\Delta B_{хп} = L_c \cdot \Delta\beta \cdot \sin\beta + B_c \cdot \Delta\beta \cdot \cos\beta. \quad (5)$$

Принимаем $\Delta\beta = 1,5^\circ$ находим, что увеличение ходовой полосы для судов типа "Волго-Дон" из-за высокочастотной составляющей рыскания относительно линии заданного пути равна

$$\Delta B_{хп} = 3,5 м.$$

Низкочастотная составляющая погрешности управления, когда вектор скорости судна не совпадает с линией заданного пути (рис. 3), приводит к смещению ЦТ судна на величину $У$. Таким образом, увеличение ширины ходовой полосы, вызванное погрешностями в управлении, можно рассматривать как сумму двух составляющих:

$$\Delta_{упр} = \Delta B_{хп} + У. \quad (6)$$

Для определения $\Delta_{упр}$ воспользуемся удвоенным значением среднеквадратической погрешности σ_y отклонений судна от оси судового хода ($p=0,95$), которую можно рассчитать по формулам, предложенным в [3]:

$$\sigma_y = \begin{cases} B_{cx} \left(\frac{36}{R_{cx}} + 0,076 \right) & \text{– при движении вниз по реке} \\ B_{cx} \left(\frac{32}{R_{cx}} + 0,068 \right) & \text{– при движении вверх по реке} \end{cases} \quad (7)$$

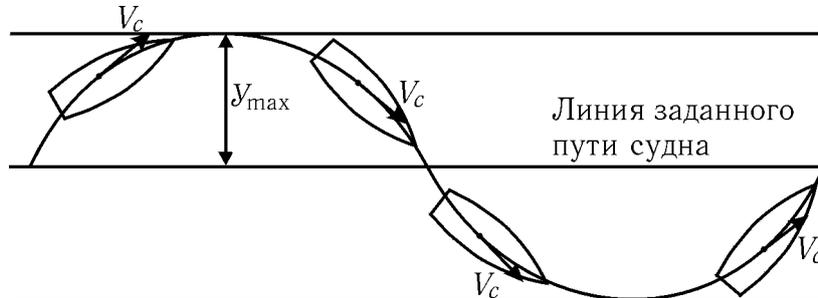


Рис. 3. Низкочастотная составляющая погрешности управления

Из анализа приведённых выше выражений можно сделать вывод, что для оценки $2\sigma_y = \Delta_{упр}$ следует рассматривать движение вниз по реке, как более неблагоприятный режим по сравнению с движением вверх по реке.

В табл. 2 приведены погрешности управления при движении судов вниз по маршруту для различных участков внутренних судоходных путей Украины, рассчитанные по выражениям (7).

Таблица 2

Погрешности управления при движении судов

№№	Участок ВСП Украины	Габариты		σ_y , м (движение вниз)	$\Delta_{упр}$, м
		R_{cx} , м	R_{cx} , м		
1.	Каневское водохранилище	80	800	9,68	19,24
2.	Днепродзержинское водохранилище и р. Ворскла от г. Кобемки до устья	80	800	9,68	19,24
3.	Днепровское водохранилище	80	800	9,68	19,24
4.	Кременчугское водохранилище	80	800	9,68	19,24
5.	Река Днепр				
5.1	Основной судовой ход (Днепровская ГЭС - Каховская ГЭС)	80	800	9,68	19,24
5.2	Пристань Запорожская ГРЭС-буй № К-2	40	600	5,44	10,88
5.3	Город Херсон селение Збурьевка	20	120	1,52	15,04

Исследования, выполненные в ЛИВТе под руководством А.М. Жухлина [4], по определению ширины полосы, занимаемой судном при движении по одному из сложнейших участков Волго-Балтийского водного пути — Кошкинскому фарватеру, методом теодолитных засечек носовой и кормовой части судна подтвердили порядок величин, полученных по выражениям (7). Сходимость результатов была также подтверждена исследованиями авторов, с использованием квантовых генераторов на Посеченском створе.

Таким образом, помимо характеристик судна, приведённые выше выражения позволяют учесть влияние ширины, радиуса кривизны судового хода, а также течения, ветровых условий и погрешностей управления на величину ходовой полосы.

Окончательно для расчёта ширины безопасной полосы водного пути используем выражение

$$B_6 = B_{хп} + \Delta B_{хп} + Y = B_{хп} + \Delta_{упр}. \quad (8)$$

В свою очередь, соотношение характеристик водного пути и судна позволяют произвести расчёт зон навигационной безопасности Δ и оценку вероятности отсутствия навигационного происшествия $p_{онп}$.

$$p_{онп} = 2\Phi_0\left(\frac{\Delta}{\sigma_1}\right), \quad (9)$$

где Φ_0 — функция Лапласа вида

$$\Phi_0(z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^z e^{-\frac{x^2}{2}} dx;$$

σ_1 — средняя квадратичная погрешность (СКП) места судна по направлению перпендикулярному оси судового хода.

Задаваясь, в соответствии с НШС-84, для фарватеров шириной 100...250 м $p_{онп}^{зад} = 0,997$, получим допустимое значение СКП

$$\sigma_1^{доп} = \frac{\Delta}{0,6721428}, \quad (10)$$

При двухстороннем движении по основным судоходным путям Украины (табл. 2) допустимая СКП для судов типа "Волго-Дон" при непрерывном позиционировании составит 3 м при самых неблагоприятных внешних условиях.

Допустимая СКП, равная 3 м, представляется в определённой степени завышенной, т.к. погрешности управления $\Delta_{упр}$, рассчитанные по (7), получены при ручном управлении судном и традиционном методе визуального ориентирования по знакам путевой обстановки.

При необходимости уточнения погрешности управления с учётом допустимой СКП места судна можно использовать уравнения движения системы автоматического управления на траектории с использованием в качестве датчика внешней обратной связи указателя скорости поворота (УСП) и информации об отклонении ЦТ судна с оси фарватера.

На рис. 4 представлена структурная схема логико-информационной модели управления с учётом инерционных характеристик судна и регулятора (T_c, τ_p, τ_3), коэффициентов передачи судна (K_c по управляющему воздей-

вию, K_p регулятора и соответственно блоков формирования закона управления K_1, K_3, K_6, K_7 . Так же можно определить необходимую точность и дискретность позиционирования, т.е. сформулировать основные требования к радионавигационным системам (СРНС).

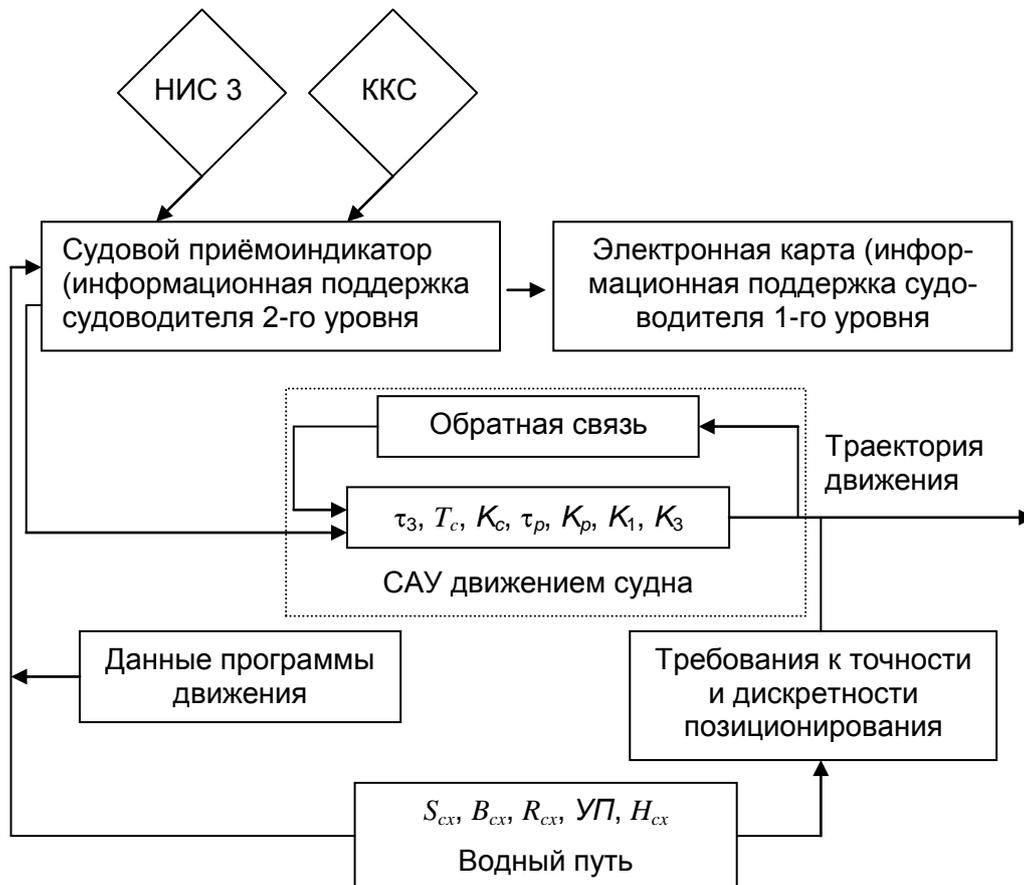


Рис. 4 Структурная схема логико-информационной модели управления движением судна

В проведённых автором исследованиях было показано, что необходимыми характеристиками, обеспечивающими безопасность плавания на ВСП обладают дифференциальные подсистемы СРНС "НАВСТАР" / "ГЛОНАСС". При развёртывании дифференциальных систем необходимо решить три следующие основные проблемы:

- обеспечить заданную точность определения координат в рабочей зоне с учётом возможного роста погрешностей в зависимости от удаления от контрольной точки для которой они были определены;
- оценить изменение поправок во временной области, что позволит сформулировать требования к «возрасту» поправок исходя из условий точности;
- обеспечить непрерывную передачу данных, включая дифференциальные поправки, информацию о целостности и другую необходимую информацию с заданной скоростью и достоверностью.

Решение указанных проблем позволит сформулировать концепцию радионавигационного обеспечения безопасности плавания судов на ВСП,

включая предложения по топологии системы контрольно-корректирующих станций (ККС).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баранов А.А. Исследование траекторий движения судов с целью повышения безопасности прохождения разводных пролётов ленинградских мостов. Сборник научных трудов. Технические средства судовождения и связи. – Л.: ЛИВТ, 1988.
42. Гофман А.Д. Двигательно-рулевой комплекс и маневрирование судна. Справочник. – Л.: ЛИВТ, 1988.
43. Шмелев Г.М. Исследование вопросов безопасности плавания судов на ВВП. Автореферат дис. ... канд. техн. наук / ГИВТ, 1969.
44. Жухлин А.М., Гудзий В.И. и др. Исследование методов и средств высокоточной проводки судов в узкостях: Отчёт о НИР / ЛИВТ; № ГР 11040366; – Л., 1980. – 113 с.

УДК 629.12.001

Михайлов В.С.
КИВТ

РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К ТОЧНОСТИ И ДИСКРЕТНОСТИ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ПОДСИСТЕМ СУДОВЫХ РАДИОНАВИГАЦИОННЫХ СИСТЕМ

При дискретных наблюдениях, когда судно движется по счислению, имеем

$$M_{сч} = \sqrt{M_o^2 + M_c^2}, \quad (1)$$

где $M_{сч}$ — радиальная среднеквадратичная погрешность (СКП) счислимого места судна на данный момент; M_o — радиальная СКП опорной обсервации; $M_c(t)$ — радиальная СКП счисления. Используемое для морского плавания выражение

$$M_c = \begin{cases} 0,7k_c & \text{при } t < 2r \\ k_c\sqrt{t} & \text{при } t \geq 2r \end{cases} \quad (2)$$

не может быть использовано при плавании на внутренних водных путях, т.к. на большинстве речных судов отсутствуют курсоуказатели, не ведётся прокладка на карте и нет достоверных данных о величине коэффициента точности счисления k_c , а также его стабильности на маршруте.

Характерной особенностью при движении речных судов в условиях ограниченной видимости, а также в системах автоматического управления курсом (речных авторулевых) является применение указателей скорости поворота (УСП). Следовательно, для плавания по счислению на ВСП исполь-

зуется информация об угловой и линейной скоростях судна. Из-за наличия в УСП зоны нечувствительности (ω_{\min}) даже при следовании на прямолинейном маршруте судно будет смещаться с оси судового хода. Время, через которое судно сместится на допустимую по условиям плавания величину $Y_{\text{доп}}$, определяется выражением

$$t_{\text{доп}} = \sqrt{\frac{2}{v\omega_{\min}}} Y_{\text{доп}}, \quad (3)$$

где v — линейная скорость судна.

При этом погрешность по пройденному расстоянию вдоль оси судового хода ΔX определяется выражением

$$\Delta X \leq \frac{v\omega_{\min}^2}{6} t_{\text{доп}}^3. \quad (4)$$

В табл. 1 приведены рассчитанные по выражению (3) значения $t_{\text{доп}}$ при использовании в качестве указателя угловой скорости УСП-200, у которого $\omega_{\min} = 5^\circ/\text{мин}$.

Для приведённых в табл. 1 значений $t_{\text{доп}}$ величина погрешности ΔX в соответствии с (4) не превысит 0,4 м и практически может не учитываться.

Из табл. 1 видно, что при $Y_{\text{доп}} = 5$ м время коррекции движения судна не должно превышать 31 с при $v = 25$ км/час и 49 с при $v = 10$ км/час. Однако, в реальных условиях, особенно при наличии сильных свальных течений может возникнуть необходимость в более частой коррекции движения. Так, при проведении натурных испытаний авторулевого "Енисей-4" частота ввода поправок курса по моим наблюдениям составила от 5 до 60 с. В навигацию 1995 г. проводились испытания макета цифрового авторулевого с интеллектуальным алгоритмом управления (разработка ВГАВТ). Наблюдаемая мною частота коррекции курса составляла от 12 до 65 с.

Таблица 1

Время в секундах, через которое судно сможет сместиться на величину $Y_{\text{доп}}$

v , км/час	$Y_{\text{доп}}$, м				
	1	2	3	5	10
10	22	31	38	49	70
15	18	25	31	41	57
20	16	22	27	35	50
25	14	20	24	31	44

На криволинейных участках судового хода, когда решается задача движения судна с заданным радиусом поворота $R_{\text{зад}}$, который снимается с карты при проработке маршрута, величина погрешности смещения с оси судового хода U будет равна погрешности ΔR , определяемой разностью между задан-

ным и действительным радиусом поворота. Величина $Y = \Delta R$ определяется выражением

$$Y = \sqrt{\left(\frac{\Delta\omega}{\omega}\right)^2 + \left(\frac{\Delta v}{v}\right)^2}. \quad (5)$$

Здесь $\Delta\omega$ и Δv — погрешность угловой скорости ω и линейной скорости v судна соответственно.

УСП-90 и УСП-200 имеют относительную погрешность измерения угловой скорости 10 %. Полагая, что и скорость судна известна с такой же относительной погрешностью получим из (5):

$$Y \leq 0,14R_{зад}.$$

Тогда, например, при $R_{зад} = R_{cx} = 800$ м величина Y сможет достигнуть 112 м. Отсюда можно сделать вывод, что, в отличие от морских условий, на ВСП при движении на криволинейных участках информация только от средств счисления не обеспечивает безопасности плавания, а также то, что аппроксимация маршрута отрезками прямых линий на ВСП недостаточна. В формат путевых точек должен закладываться радиус поворота, угол поворота и маршрутные координаты X начала поворота.

В случаях, когда поворот судна будет произведён с погрешностью по времени Δt , это приводит к смещению точки поворота вдоль оси судового хода на величину

$$\Delta X = v \cdot \Delta t. \quad (6)$$

Тогда смещение с траектории движения будет определяться выражением

$$Y \geq R_{cx} \frac{\Delta X^2}{2R_{cx}^2 - \Delta X^2} = R_{cx} \frac{v^2 \Delta t^2}{2R_{cx}^2 - v^2 \Delta t^2} \quad (7)$$

и может рассматриваться как первоначальная погрешность при повороте судна. Максимальное значение погрешность достигает при повороте на угол 90° , когда

$$Y_{\max} = \Delta X. \quad (8)$$

Таким образом, при движении на ВСП должны быть сформулированы требования не только к точности маршрутной координаты Y , определяющей смещение судна перпендикулярно оси судового хода, но и к продольной координате X . Следует отметить, что в соответствии с проведёнными исследованиями требования к точности определения координат X и Y равнозначны. Поэтому для обеспечения безопасности плавания на ВСП, за исключением особо затруднённых участков, радиальная погрешность позиционирования не должна превышать 10 м ($p = 0,95$) при дискретности обсервации 5...10 с при использовании средств счисления и 1..2 с при непосредственном управлении судном по сигналам РНС (индикаторный режим).

При ширине судового хода более 80...100 м достаточная с точки зрения безопасности точность позиционирования с радиальной погрешностью 10...15 м ($p = 0,95$). Тогда, при обеспечении вероятности отсутствия навигационного происшествия значительно большей 0,997, т.е. когда критерий безопасности движения выполнен, следует принимать во внимание, так называемый, экономический критерий, минимизирующий пропульсивные потери судна на участке маршрута в зависимости от точности позиционирования и методов управления.

Естественно, что на основе анализа результатов натуральных испытаний в реальных условиях плавания разработанная модель обеспечения безопасности будет уточняться и совершенствоваться.

В первую очередь следует определить эффективность информационной поддержки судоводителя при ручном управлении судна по данным X и Y судового приёмоиндикатора. Не менее важно определить значения постоянных времени и коэффициентов передачи данных регулятора по координате Y . Можно ожидать, что использование информации по Y не для непосредственного управления, а для коррекции движения судна с использованием внешних обратных связей по угловой скорости поворота и курса судна позволит получить значительное повышение качества управления судном по заданной траектории движения.

Для оптимизации качества управления необходимо располагать распределением погрешностей позиционирования в частотной области.

Успешное проведение испытаний макета авторулевого с интеллектуальным алгоритмом управления, разработанного на кафедре автоматики ВГАВТ, позволяет надеяться, что наибольший эффект может быть получен при его интегрировании с приёмоиндикатором дифференциальной подсистемы СРНС.

УДК 621.891

Сагин С.В., Ханмамедов С.А.
ОГМА

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ЗА СЧЕТ УПРАВЛЕНИЯ СТРУКТУРОЙ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ

В большинстве инженерных трудов работа трибосопряжений судовых двигателей внутреннего сгорания рассматривается с позиции классической гидродинамики, когда учитывается лишь вязкость смазочного материала, а работа самого трибоузла (в частности подшипников скольжения) происходит на масляном клине. Однако, как показали последние научные работы, ряд жидкостей в тонких пленках (в том числе смазочные материалы) обладают жидкокристаллическими свойствами. Их отличия от объемных особенно ярко проявляются вблизи твердых поверхностей, где граничные слои смазоч-

ной жидкости обладают ориентационной упорядоченностью молекул и, вследствие этого, приобретают дополнительную упругость формы.

Процессы, происходящие в узлах трения судовых двигателей внутреннего сгорания, оказывают значительное влияние на такие эксплуатационные характеристики как расход топлива и масла и ресурс работы двигателя. Управление этими процессами позволяет улучшить перечисленные характеристики и может осуществляться различными способами.

В работе [1] показано, что создание в рабочем зазоре подшипника в пристенном слое структуры с преимущественной ориентацией молекул перпендикулярно поверхности, позволяет снизить износ деталей и повысить гидравлическую плотность сопряжения. Создание в пристенном смазочном слое структуры молекул параллельной поверхностям, позволяет снизить потери на трение на 5...15 %.

Получить заданную структуру молекул в пристенном (граничном) слое масла [2] возможно несколькими способами. К их числу относятся такие, как легирование введением в поверхностный слой материала подшипников определенных металлов; нанесение регулярного микрорельефа путем специальной обработки поверхностей узлов трения; использование в качестве присадок к маслам молекул ориентантов (поверхностно активных веществ) и ряд других, менее известных и технологически трудных.

К основным характеристикам граничных слоев относят их степень упорядоченности и толщину. Ранее считалось, что их толщина лежит в пределах 0,1...1 мкм [3]. Эти утверждения прямо или косвенно связаны с ранними работами Б.В. Дерягина и его школы. При этом не учитывался тот факт, что указанные исследования проводились для ряда ароматических углеводородов (в частности молекул бензольной группы), образующих граничные слои на поверхности диэлектриков (кварц, стекло). В результате последних исследований было установлено, что смазочные материалы на металлической поверхности образуют граничные слои с толщиной 10...20 мкм.

Развитие современных двигателей внутреннего сгорания идет по пути увеличения их форсировки, приводящей к значительным динамическим нагрузкам на подшипниковые узлы. Особенно это относится к судовым среднеоборотным дизелям таких дизелестроительных фирм, как Зульцер, МАН, Бурмейстер и Вайн, Вяртсиля. При этом возникает необходимость снижения зазоров в паре трения "вал - вкладыш", величина которых для последних моделей дизелей составляет 20...40 мкм. Из указанного следует, что работа подшипников скольжения двигателей происходит в граничном режиме.

Улучшение триботехнических характеристик триады "металл - смазочный слой - металл" в настоящее время возможно производить лишь качественно воздействуя на смазочный материал, т.к. модернизация технологических процессов, связанных с легированием, нанесением регулярного микрорельефа и прочим улучшением свойств металла в настоящее время является дорогостоящей, труднодоступной и практически исчерпала себя. Из целого ряда методов по улучшению свойств смазочного материала наиболее прием-

лемым (с технологической и финансовой точки зрения) является метод использования поверхностно активных веществ. Поверхностно активные вещества воздействуют на молекулы смазочного материала, в результате чего заметно улучшаются его жидкокристаллические свойства.

Тенденция развития и совершенствования поверхностно активных присадок к маслам сводится к синтезу и использованию высокомолекулярных полярных кремнийорганических и фторорганических соединений, которые обладают высокой температурной стойкостью. В ряде случаев эффективным средством является введение в смазочный материал солей некоторых металлов (меди, олова, алюминия), из которых в процессе эксплуатации осаждается на поверхности контактирующих деталей слой металла, способствующий улучшению триботехнических характеристик узла трения.

Чтобы доказать возможность управления структурой смазочного слоя использовалось масло MXD303 фирмы Mobil, как чистое, так и с растворенной в ее объеме поверхностно активной металлоорганической присадкой Гретерин-7 (концентрация присадки варьировалась в пределах 0,05 – 1,0 % по массе).

Оптическими методами исследования было установлено, что использование указанной поверхностно активной присадки увеличивает толщину смазочного слоя с 10...12 мкм до 18...20 мкм, кроме того, при этом увеличивается степень ориентационной упорядоченности молекул граничного смазочного слоя.

Параллельно производились триботехнические испытания. Измерения производились на машине трения ДМ-29 с навешенным оборудованием (в том числе внешним источником тепла) в интервале нормальных нагрузок 15...50 МПа и температур 20...130 °С. При этом определялась величина силы трения (в условных единицах) от концентрации растворенной присадки Гретерин-7. Измерения проводилось на одном температурном режиме с погрешностью поддержания температуры ± 1 °С в диапазоне 60...100 °С. Во всех случаях добавление присадки существенно (до 3...3,5 раз) снижало силу трения. Сравнивая данные результаты с оптическими исследованиями жидкокристаллических свойств смазочного материала, был сделан вывод, что случаям, имеющим максимальное значение толщины пристенных слоев и их ориентационной упорядоченности, соответствует максимальное снижение силы трения. Таким образом, в проведенных лабораторных испытаниях была установлена оптимальная концентрация поверхностно активной металлоорганической присадки, обеспечивающей как образование структурных граничных смазочных слоев с наивысшей степенью упорядоченности молекул и наибольшей толщиной, так и позволяющей максимально снизить величину силы трения.

Работа подшипникового узла на чистом масле была возможна лишь до температур 85...90 °С. При 85 °С в узле трения возникали сильные биения, а при 90 °С происходило заклинивание подшипникового узла. Для масла с присадками устойчивая работа узла трения (без возникновения биений и за-

клиниваний) была возможна до 130 °С, (дальнейшее увеличение температуры не производилось в связи с ограниченной мощностью нагревателя).

Для оценки устойчивости граничных смазочных слоев в условиях повышенных давлений и ограниченной подачи смазки проводился следующий эксперимент. На машине ДМ-29 пара трения сталь-бронза однократно смазывалась и определялась зависимость ее устойчивой работы от нагрузки, температуры и времени. Через каждые 30 секунд работы нагрузка увеличивалась на 15 МПа. Для чистого масла устойчивая работа наблюдалась до давления 35 МПа, при этом температура в зоне контакта достигала значения 65 °С.

Для масла с присадкой Гретерин-7 (с оптимальной концентрацией) устойчивая работа была возможна до давления 75 МПа, температура в этом случае поднималась лишь до 45 °С.

Таким образом, из вышеизложенного можно сделать вывод, что использование масел с присадками, улучшающими жидкокристаллические свойства смазочных материалов, может обеспечить устойчивую работу узлов трения при ограниченной маслоподаче и повышенных нагрузках.

С целью подтверждения полученных экспериментальных результатов на практике, далее производились испытания на судовых двигателях внутреннего сгорания, в качестве которых были использованы два однотипных судовых дизеля 5ВАН22 (фирмы «Цигельский-Зульцер»), имеющих одинаковую наработку и техническое состояние. Один из них являлся "опытным", а другой "контрольным".

Управление триботехническими характеристиками масла в двигателе производилось путем введения поверхностно-активных веществ (ПАВ) для создания в пристенном слое перпендикулярной ориентации молекул.

В циркуляционную систему смазки опытного дизеля 5ВАН22 в качестве ПАВ для молекул масла вводилась методом последовательного растворения в объеме базового масла поверхностно активная присадка Гретерин-7, оптимальная концентрация которой была определена при лабораторных исследованиях.

Контролируемыми параметрами при исследовании были: температура и давление масла на входе в двигатель, расход масла, расход топлива, температура выхлопных газов и нагрузка на дизель.

Масло, использующееся в циркуляционной системе смазки данного дизеля, подавалось к узлам трения (детали ЦПГ, подшипники скольжения) с давлением 0,27 МПа и имело температуру 55 ± 1 °С.

На опытном дизеле при введении ПАВ в масло и незначительной приработке (около 1 часа) температура масла снизилась до 50 °С, а давление возросло до 0,29 МПа. При дальнейшей работе дизеля температура масла практически не повышалась (ее максимальное значение составило 51 °С), а давление незначительно возрастало.

На контрольном двигателе, в смазочное масло которого не вводилось ПАВ, таких явлений не наблюдалось. Кроме того, с течением времени про-

исходил рост температуры до величины $59\text{ }^{\circ}\text{C}$ и постепенное снижение его давления (при достижении значения $0,25\text{ МПа}$, исходя из требований Правил технической эксплуатации судовых технических средств [4], производилось принудительное увеличение давления до заданного).

Данные наблюдения производились при нагрузке на дизель-генераторы $105 \pm 5\text{ кВт}$.

При максимально допустимой нагрузке 140 кВт в циркуляционных системах рассматриваемых дизелей происходили следующие явления.

Таблица

Результаты теплотехнических исследований смазочных масел

Наименование контролируемого параметра	Опытный двигатель	Контрольный двигатель
Температура масла, $^{\circ}\text{C}$	53 ± 1	64 ± 1
Давление масла, МПа	$0,28 \pm 0,005$	$0,25 \pm 0,005$
Расход масла на угар, г/(кВт·ч)	$1,9 \pm 0,02$	$1,2 \pm 0,02$
Расход топлива, кг/(кВт·ч)	$0,218 \pm 0,01$	$0,244 \pm 0,01$
Температура выхлопных газов, $^{\circ}\text{C}$	$(320...340) \pm 5$	$(360...380) \pm 5$

На двигателе, работающем с маслом без присадки, температура масла поднималась до $64\text{ }^{\circ}\text{C}$, а его давление постоянно падало, что вызывало необходимость его принудительного увеличения. На двигателе, работающем с маслом с растворенной в нем присадкой, температура достигала значения $53\text{ }^{\circ}\text{C}$, а его давление в первоначальный период работы росло до $0,275\text{--}0,28\text{ МПа}$ (при температурах до $51\text{ }^{\circ}\text{C}$), а затем не изменялось.

Эффективный расход топлива для дизеля на указанных режимах работы составлял $0,244 \pm 0,01\text{ кг/(кВт·ч)}$. При использовании указанной выше присадки он снизился до $0,218 \pm 0,01\text{ кг/(кВт·ч)}$. Подобный эффект объясняется повышением уплотняющих свойств смазочного масла в паре трения поршень-втулка, а также снижением потерь на трение. Понижение температуры выхлопных газов у опытного дизеля указывает на факт более полного сгорания топлива, кроме того, понижался расход масла, потребляемого дизелем.

Основные теплотехнические характеристики, полученные при испытании двигателей, приведены в таблице.

Таким образом, управляя триботехническими характеристиками масла путем введения в него молекул ПАВ, возможно создать в пристенном смазочном слое заданную упорядоченную структуру молекул, что не только приведет к улучшению триботехнических характеристик узла трения, но и качественно скажется на теплотехнических показателях работы дизеля. При этом, как указано выше, повышение ориентационной упорядоченности молекул в граничном масляном слое подшипника скольжения позволяет снизить расход топлива на $0,026\text{ кг/(кВт·ч)}$ (что составляет 11 %) и расход масла на угар на $0,7\text{ г/(кВт·ч)}$ (что составляет 27 %). Сам метод введения молекул

ПАВ в базовое масло наиболее прост по технологическому исполнению и требует лишь предварительного экспериментального изучения для определения оптимальной концентрации присадки и структуры молекул пристенного смазочного слоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сагин С.В., Поповский Ю.М., Гребенюк М.Н.. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – №1. – С.102 – 104.
45. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1964. – 472 с.
46. Гаркунов Д.И. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1989. – 382 с.
47. Правила технической эксплуатации судовых технических. РД 31.21.30-83. – М.: Мортехинформреклама, 1984. – 388 с.

УДК 629.12–233.12:543.2

Н.М. Тхьонг
ОГМУ

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА О ДИНАМИКЕ СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДОВ (ОПЫТ ВЬЕТНАМА)

Основная причина повреждений судовых валопроводов судов с главными двигателями внутреннего сгорания — это поперечные и особенно крутильные колебания, приводящие к разрушениям усталостного характера. Статистические данные свидетельствуют о том, что валы и их конструкции чаще выходят из строя вследствие малых переменных и ударных нагрузок, чем по причине даже больших статических нагрузок. В эксплуатации разрушение валопроводов не является редким случаем. В качестве примера можно привести указанные случаи на судах грузоподъемностью 1000 тонн, построенных на судостроительном заводе BACH DANG-HAI PHONG. Конкретная причина этого явления до сих пор не известна. Заметим, что материалы проектных расчетов были одобрены Регистром судоходства.

В настоящее время во Вьетнаме расчет колебаний валопроводов при проектировании выполняется численными методами, при которых допускаются многие упрощения. Колебания разного рода считаются взаимно независимыми, а их уравнения линейными. Весьма возможно, что истинная картина колебаний далека от той, которая получается при рассмотрении задачи в линейно постановке.

В проектных расчетах частота поперечных колебаний определяется таким методом, как метод Релея, Ритца, Шиманского и др. По методу Релея расчет производится только для самого длинного участка, который считается свободно опирающимся на две опоры на его концах, масса участка считается

равномерно распределенной по длине, а сосредоточенной массой гребного винта и продольной силой пренебрегают. При этом делаются некоторые допущения относительно конфигурации колебательной упругой системы, а именно, предполагается, что кинетическая энергия системы определяется только смещением вала, а потенциальная – только его изгибом. Кроме того, полагают, что колебания всех точек оси вала происходят с одной частотой и имеют одинаковые фазы. Частота колебаний по методу Релея определяется из выражения баланса энергии:

$$\omega^2 = \frac{\int_0^1 EJ \left(\frac{d^2 \psi(z)}{dz^2} \right)^2 dz}{\int_0^1 m \psi(z)^2 dz} \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}, \quad (1)$$

где делимое представляет собою потенциальную энергию упругой системы, а делитель — обобщенную массу системы; E — модуль упругости материала; J — момент инерции сечения; m — масса единицы длины; $\psi(z)$ — амплитуда перемещения сечения z .

Если известна форма колебаний $\psi(z)$, то выражение (1) дает точное значение частоты. Обычно заранее задается приблизительно функция $\psi(z)$, причем делается определенное допущение относительно формы упругой линии колеблющегося стержня. Выбор этой формы равносильно введению некоторых дополнительных ограничений, с помощью которых сложная система приводится к модели, имеющей одну степень свободы. При этом отклонение жесткости модели по отношению к жесткости исходных системы может быть только в сторону увеличения, так что расчетная частота оказывается большей, чем фактическая. Более точное значение основной частоты, а также частот высших гармоник колебаний можно получить, используя метод Ритца, являющийся развитием метода Релея.

По методу Ритца, в уравнение упругой линии вводят ряд параметров, величины которых выбираются так, чтобы частота основной гармоники была минимальной. Так, например, при рассмотрении поперечных колебаний задаются функцией прогиба стержня в виде ряда

$$\psi(z) = a_1 \psi_1(z) + a_2 \psi_2(z) + \dots + a_n \psi_n(z), \quad (2)$$

каждый член которого удовлетворяет граничным условиям. Подстановка (2) в (1) позволяет убедиться, что результат зависит от конкретного выбора коэффициентов a_1, a_2, \dots, a_n (а точнее от отношений $a_2/a_1, a_3/a_1, \dots, a_n/a_1$). Согласно методу Ритца, указанные коэффициенты должны быть выбраны так, чтобы формула (1) давала наименьшее значение для частоты. Очевидно, это имеет место при выполнении условий

$$\frac{\partial}{\partial \alpha_i} \frac{\int_0^1 EJ \left(\frac{d^2 \psi}{dz^2} \right)^2 dz}{\int_0^1 m \psi^2 dz} = 0$$

или

$$\int_0^1 m \psi^2 dz \frac{\partial}{\partial \alpha_i} \int_0^1 EJ \left(\frac{d^2 \psi}{dz^2} \right)^2 dz - \int_0^1 EJ \left(\frac{d^2 \psi}{dz^2} \right)^2 dz \frac{\partial}{\partial \alpha_i} \int_0^1 m \psi^2 dz = 0.$$

Деля это уравнение на $\int_0^1 m \psi^2 dz$ и учитывая (1), получим

$$\frac{\partial}{\partial \alpha_i} \int_0^1 \left[EJ \left(\frac{d^2 \psi}{dz^2} \right)^2 - \omega^2 m \psi^2 \right] dz = 0 \quad (3)$$

Очевидно, что получится система однородных линейных уравнений относительно коэффициентов a_1, a_2, \dots, a_n . Приравняв определитель этой системы к нулю, получим частотное уравнение. Метод позволяет определить не только низшую частоту, но и значения высших частот, хотя и с меньшей точностью. Очевидно, что количество найденных частот равно количеству слагаемых, принятому в выражении (2).

Широкое распространение получил метод, разработанный Бубновым и Галеркиным для приближенного решения задач статики и динамики упругих систем. Уравнение поперечного движения сечения вала описывается в виде:

$$\frac{\partial^2}{\partial z^2} \left[EJ(z) \frac{d^2 \psi}{dz^2} \right] - m \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = 0. \quad (4)$$

Решение этого уравнения, как известно, можно получить, представляя функцию прогиба в виде произведения двух функций, одна из которых является функцией только координаты сечения, а вторая функцией только времени:

$$\Psi(z, t) = X(z) \cdot T(t)$$

Подставив это выражение в (4), получим два уравнения для определения функций X и T . Первое из них имеет вид

$$\frac{\partial^2}{\partial z^2} \left[EJ(z) \frac{d^2 X}{dz^2} \right] - m \omega^2 X = 0 \quad (5)$$

Согласно методу Бубнова-Галеркина, действительно кривую прогиба \(\) заменяют некоторой приближенно выбранной функцией \(\), удовлетворяющей граничным условиям закрепления и ортогональной к исходному дифференциальному оператору. Для этого формируют интеграл

$$\int_0^1 EJ(z)\Psi(z) - m\omega^2\psi(z) \Psi(z) dz = 0. \quad (6)$$

Если принять, что

$$\Psi(z) = a_1\Psi_1(z) + a_2\Psi_2(z) + \dots + a_n\Psi_n(z), \quad (7)$$

и рассмотреть каждое из слагаемых в (7) как возможное перемещение, то из (6) и (7) получатся соотношения, выражающие равенство нулю виртуальных работ:

$$\int_0^1 EJ(z)\Psi(z) - m\omega^2\psi(z) \Psi_j(z) dz = 0. \quad (8)$$

Каждое из уравнений здесь является однородным и содержит неизвестные коэффициенты $\Psi(z)$ в первой степени. Приравнявая к нулю определитель системы (8), получают частотное уравнение.

По этому методу достаточно точно определяется низшая частота колебаний двухопорного вала, и его обычно используют для определения в первом приближении частоты свободных поперечных колебаний валопроводов, лежащих на многих опорах.

Получил определенную популярность в применении к проектированию валопроводов также метод Шиманского. Валопровод рассматривается как многопролетных сплошной не вращающийся стержень, каждый из участков которого лежит на двух жестких опорах. Моменты на концах участков пропорциональны углу поворота оси упругой линии в этих местах, а последний участок считается консолью. Прогибы двух соседних участков балки лежат в одной плоскости, но имеют противоположные направления. Частота колебаний одного пролета определяется по формуле:

$$\omega = \frac{\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}} \mu \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1}, \quad (9)$$

где μ — коэффициент, учитывающий способ закрепления на концах пролета, могущий принимать значения от нуля до 2,88.

Коэффициент Шиманского μ определяется по эмпирической формуле, а процесс расчета выполняется методом последовательных приближений. После нахождения свободной частоты колебаний определяют коэффициент запаса:

$$K = \frac{n_k - n_p}{n_p}, \quad (10)$$

где n_i и n_p — свободная частота колебаний и рабочая частота вращения вала.

По требованиям Регистра, $K > K_{\text{РЕГ}}$. Для расчета крутильных колебаний используется метод дискретизации. Валопровод моделируется упругой системой, состоящей из сосредоточенных масс, связанных между собой упругими валами, не имеющими массы (рис. 1)

Крутильный момент между двумя массами с номерами K и $K+1$ равен

$$u_{k,k+1} = \frac{\varphi_{k+1} - \varphi_k}{e_{k,k+1}}, \quad (11)$$

где $u_{k,k+1}$ — коэффициент податливости участка между указанными массами, φ_k — амплитуда угла поворота массы с номером k .

Дифференциальное уравнение системы, содержащей n масс, имеет порядок $2n$, коэффициенты его постоянны. Свободную частоту определяют методом Толе. После ее нахождения определяют относительные амплитуды масс и форму колебаний при резонансе. Размеры валопровода выбираются так, чтобы критическая частота вращения была далека от рабочей. Задача вынужденных крутильных колебаний решается при допущении, что форма колебаний при рабочей частоте вращения не отличается от таковой при резонансе.

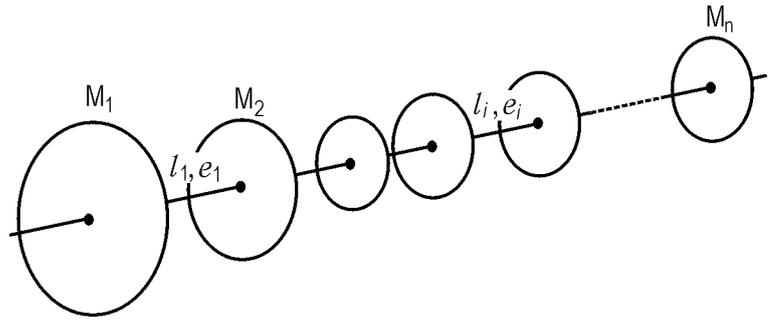


Рис. 1 Эквивалентная упругая система

В заключение следует отметить, что при расчетах каждый вид колебаний рассматривается независимо от других. Кроме того, в рассмотренных методах не учитываются такие факторы, как упругие свойства опор, и свойства слоя смазки. Исходя из этого, автор предлагает решать задачу колебаний валопроводов при учете взаимного влияния отдельных видов колебаний и при учете упругостей опор, свойств слоя смазки, инерционных свойств гребного винта и периодичности сил и моментов, действующих на валопровод со стороны гребного винта и двигателя. Предлагаемый алгоритм расчета дан автором в [3] и [4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Dang Ho. "Thiet ke thong dong luc tau thuy" – Пособие для профессиональных вузов. – 1987.
48. Г.С. Писаренко и др. Сопротивление материалов. – Киев: Вища школа, 1986.
49. Н.М. Тхыонг К проблеме расчета вынужденных колебаний судовых валопроводов методами переходных матриц // Вестник Одесского государственного морского университета № 1. – 1998.
50. Н.М. Тхыонг Расчет упругости опор скольжения с учетом масляной пленки в изучении вынужденной вибрации валопроводов. // Вестник Одесского государственного морского университета № 1. – 1998.

УДК 621.43.056

Панов С.Е.
ОГМУ**СУДОВАЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ УСТАНОВКА С ГАЗОТУРБИНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ — ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ**

По тепловой экономичности газотурбинные двигатели в настоящее время уступают ДВС, но если рассматривать установку в целом, то применение газотурбинного двигателя может оказаться более выгодным, чем применение ДВС.

Суть рабочего процесса установки (газопаротурбинная установка) в том, что выхлопные газы газотурбинного двигателя используются в котле-утилизаторе для получения пара. Пар направляется в пропульсивную паровую турбину, в турбину утилизационного турбогенератора или (и) теплофикацию [2].

Производственным Объединением «Заря» г. Николаев, выпускаются газотурбинные двигатели, которые имеют коэффициент полезного действия 36 %, работающие по простому циклу.

Газотурбинный двигатель ДН80

Номинальная мощность при нормальных условиях ГОСТ 20440-75 (ISO 2314), МВт	26,5
Коэффициент полезного действия, % при нормальных условиях ГОСТ 20440-75 (ISO 2314)	36
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	21,8
Температура газа перед турбиной, °С	1227
Температура газа на срезе выхлопного патрубка, °С	475
Расход воздуха через компрессор ГТД, кг/с	85,9
Расход газотурбинного топлива на номинальной мощности при низшей теплотворной способности топлива 39800 кДж/кг, кг/ч	7530
Удельный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,251

При установке утилизационной паровой турбины, (при ее расчетной мощности $N_e = 6600$ кВт, расчет произведен в [3]), работающей на винт:

- мощность установки — 33100 кВт;
- удельный расход топлива — 0,228 кг/(кВт·ч);
- коэффициент полезного действия — 0,397.

Сравнивая полученные данные с показателями топливной экономичности современных дизелей (табл. 1), можно сказать, что по расходу топлива турбинная установка уступает ДВС.

Построечная стоимость турбинной установки состоит из стоимостей:

- газотурбинного двигателя;
- паротурбинной установки (паровая турбина, утилизационный котел, конденсационная установка и обслуживающие устройства и системы ТУК);

- редуктора и его систем;
- винта регулируемого шага.

Таблица 1

Сравнение затрат на горюче-смазочные материалы различных типов СЭУ

Наименование показателя	Газопаротурбинная установка	ДВС L80MC (12 ДКРН 80/260)
Мощность, кВт	33100	32880
Марка топлива	ТГВК	Мазут
Удельный расход топлива, кг/(кВт·ч)	0,228	0,187
Теплотворная способность топлива, кДж/кг	39800	39800
Цена топлива, \$/т	126	107
Ресурс, установленный предприятием изготовителем, ч	100000	100000
Затраты на топливо, млн. долл.	94,878	65,790
Безвозвратные потери масла:		
в ГТД, кг/ч	0,3	-
в ПТУ и редукторе, кг/ч	1	-
циркуляционное масло SAE30, кг/(цикл-сут.)	-	12
цилиндровое масло SAE50, г/(кВт·ч)	-	1,4
Стоимость масла, \$/т	400	SAE30 — 800; SAE50 — 1500
Затраты на масло, млн. долл.	0,052	7,385
Общие затраты на топливо и масло, млн. долл.	94,930	73,175

По расчетам [3] и данным изготовителя (с дополнительным газогенератором) величина построечной стоимости составляет 5,713 млн. долл., а построечная стоимость дизеля — 4,603 млн. долл.

Однако расходы на техническое обслуживание ГПТУ и ДВС распределяются несколько иначе. Затраты на техническое обслуживание за весь срок эксплуатации при стоимости одного часа 12,5 долл. составляют:

- на ГПТУ — 0,5 млн. долл.;
- на ДВС — 2,5 млн. долл.

Еще одной значительной составляющей затрат на функционирование СЭУ являются затраты на ремонт элементов установки. Некоторые элементы ГПТУ - камеры сгорания, рабочие и сопловые лопатки, детали топливной аппаратуры, масляной системы, опоры роторов имеют ограниченный ресурс. По выработке этого ресурса требуется частичная разборка газотурбинного двигателя и замена таких элементов. Высокая ремонтпригодность ГТД позволяет значительно снизить время на проведение подобных работ. Так, на ролкере «Капитан Смирнов» два человека могут произвести замену всех жаровых труб за 10 часов, комплекта топливных форсунок за 4 часа. Замена

любого агрегата, приводящегося во вращение от ГТД, осуществляется за 1-2 часа [5].

При необходимости крупного ремонта ГТД целесообразнее заменить вышедший из строя генератор газа или силовую турбину целиком и произвести связанные с этим работы на ремонтной базе. Это обусловлено тем, что выполнение большого объёма работ непосредственно на борту может вызвать длительную задержку судна в порту. Следует учесть, что современные транспортные суда работают по расписаниям, предусматривающим кратковременные стоянки в порту, а задержка судна в порту влечёт за собой значительные материальные потери.

Возможность демонтажа и монтажа без разборки предусмотрена для всех выносных и навесных агрегатов и приборов. Их конструктивная связь с ГТД очень проста, что обеспечивает быструю замену агрегата или прибора силами сравнительно неквалифицированного персонала судна. Блочная конструкция позволяет уменьшить количество связей ГТД с судовыми системами и электроцепями, причём эти связи выполнены быстроразъёмными [4].

По произведённым расчётам стоимость ремонта газо-паротурбинной установки составляет за весь ресурс 5 млн. долл., а стоимость ремонта ДВС — 46,030 млн. долл. Суммарные затраты на каждую из типов СЭУ составляют:

- для ГПТУ — 106,143 млн. долл.;
- для ДВС — 126,308 млн. долл.

Отметим, что цены на нефть в настоящее время падают, а стоимость труда персонала возрастает. Заметную роль при внедрении ГТУ играет традиционность и психологический барьер.

Изложенное, а также то обстоятельство, что Украина обладает хорошей научно-производственной базой по газотурбостроению, позволяет считать перспективным развитие на Украине этой отрасли морского двигателестроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артемов Г.А. Совершенствование судовых газотурбинных установок. — Л.: Судостроение, 1984. — 240 с.
2. Курзон А.Г., Маслов Л.А. Судовые турбинные установки. — Л.: Судостроение, 1991. — 192 с.
3. Панов С.Е. Перспективная морская газотурбинная установка. — Дипломная работа. — Одесса: ОГМУ, 1998. — 184 с.
4. Трофимович Г.К., Речистер В.Д., Гильмутдинов А.Г. Справочник по ремонту судовых газотурбинных двигателей. — Л.: Судостроение, 1980. — 144 с.
5. Баженов Г., Романов В., Лисов В. Судовая газотурбинная установка М-25. //Морской флот. — 1976. — № 9.

УДК 621.431.74.12.03

Конаков Г.А.
ОГМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Индикаторная мощность дизеля определяется путем снятия индикаторных диаграмм с цилиндров и оценки по ним среднего индикаторного давления. Для снятия нормальных, индикаторных диаграмм необходимы датчик давлений (индикатор) и индикаторный привод которым, в настоящее время, большинство судовых дизелей не оборудуются. Обработка нормальных индикаторных диаграмм дает погрешность в оценке индикаторной мощности 1...2 %. Эта погрешность возрастет до 3...5 % при определении мощности дизеля путем её оценки в одном цилиндре и умножении результата на число цилиндров.

При отсутствии индикаторного привода с цилиндров дизеля снимается и обрабатывается развернутая индикаторная диаграмма. Погрешность оценки среднего индикаторного давления, а следовательно и индикаторной мощности, в этом случае может быть более значительной.

Известно, что при смещении верхней мертвой точки на 1 градус поворота коленчатого вала от истинного положения ошибка в определении среднего индикаторного давления по развернутой индикаторной диаграмме достигает 8...10 %.

Для определения эффективной мощности по индикаторной необходимо знание механического КПД дизеля на рассматриваемом режиме его работы. Эффективная мощность дизеля на стенде определяется путем изменения момента крутящего гидравлическим или электрическим тормозом. При этом погрешность измерений лежит в пределах 2...3 %. В условиях эксплуатации дизеля для определения эффективной мощности крутящий момент замеряют торсиомером, погрешность замера которым, в зависимости от его типа, составляет от 2 до 5 %. Использование торсиомера для определения мощности судовых дизелей широкого распространения не получило. Индикаторную мощность, при этом определяют с учетом механического КПД дизеля на рассматриваемом режиме.

В ряде случаев используются, так называемые, "косвенные методы" оценки мощности дизеля по замеряемым частоте вращения вала n , часовому расходу топлива V_v и, полученной при стендовых испытаниях дизеля, зависимости среднего эффективного давления P_c от отношения V_v/n . При этом делаются допущения, которые приводят к погрешностям оценки эффективной и индикаторной мощности дизеля, достигающей до 3...5 %.

Многочисленные результаты исследований режимов работы судовых дизелей представляют возможность разработать общий метод определения, с достаточной степенью точности, их мощности в эксплуатации при ограниченном количестве режимных показателей.

Обобщение экспериментальных материалов по винтовым характеристикам позволяют представить их в виде степенной зависимости

$$N_e = C_1 \cdot n^m, \quad (1)$$

где m — показатель степени, характеризующей кривизну характеристики нагрузки; C_1 — коэффициент (принимаемый постоянным).

Особенность винтовых характеристик судов различных типов, использующих в качестве главного двигателя один и тот же тип дизеля, состоит в том, что базовой (основой) для них является номинальная стендовая мощность или расчетная мощность, принятая при подборе гребного винта для номинальной частоты вращения и меняющаяся с её изменением. В связи с этим удобно принимать за базовую номинальную мощность главного двигателя N_{en} и соответствующую ей частоту вращения n_n .

В относительных единицах выражение эффективной мощности, с учетом окружающих условий, будет иметь вид

$$\frac{N_i}{N_{ei}} = K_N \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right)^m, \quad (2)$$

где K_N — коэффициент изменения мощности, учитывающий различие окружающих атмосферных условий (давления B_0 , температуры t_0 и влажности φ_0 окружающего воздуха) при измерении номинальной и текущей мощности.

Номинальная мощность обычно соответствует нормальным атмосферным условиям (барометрическое давление $B_0 = 1013$ гПа — 762 мм рт. ст., температура наружного воздуха $t_0 = 20$ °С, относительная влажность ($\varphi_0 = 70$ %). При их отклонении происходит изменение массового заряда воздуха цилиндра, который снижается с повышением температуры, относительной влажности и уменьшением барометрического давления атмосферного воздуха, что влечет за собой снижение мощности и увеличение удельного расхода топлива дизелем.

Таблица 1

Изменение N_i и b_i в зависимости от изменения параметров окружающего воздуха

Тип дизеля	Изменение на ± 10 мм рт.ст. B_0		Изменение на $\pm 10^\circ t_0$		Изменение влажности воздуха на $\pm 10\% \varphi_0$	
	Изменение N_i на x %	Изменение b_i на y %	Изменение N_i на x %	Изменение b_i на y %	Изменение N_i на x %	Изменение b_i на y %
Четырехтактный	± 1	$\pm 1,5$	± 1	$\pm 1,1$	± 1	± 1
Двухтактный	± 1	$\pm 1,5$	$\pm 1,5$	$\pm 1,4$	± 1	± 1

В табл. 1 приведены систематизированные ориентировочные справочные данные [1], которыми можно пользоваться в эксплуатации для определения коэффициента изменения мощности K_N , а также коэффициента изменения удельного эффективного расхода топлива K_b четырехтактных и двухтактных дизелей при изменении давления, температуры и влажности окружающего воздуха.

Коэффициент изменения мощности подсчитывается по формуле

$$K_N = \left(1 \pm \frac{x}{100}\right) \quad (3)$$

и коэффициент изменения удельного эффективного расхода топлива

$$K_b = \left(1 \pm \frac{y}{100}\right). \quad (4)$$

При одинаковом изменении всех трех (или двух) параметров окружающего воздуха коэффициенты влияния K_N и K_b оцениваются алгебраической суммой x или y изменений каждого параметра. На рис. 1 представлена зависимость относительной мощности дизеля от температуры окружающего воздуха при различной его влажности.

Аналогично выражению (2) степенной зависимостью можно представить относительную величину мощности механических потерь N_m дизеля от относительной частоты вращения вала.

$$\frac{N_m}{N_{mH}} = \left(\frac{n}{n_H}\right)^\beta, \quad (5)$$

где N_{mH} — мощность механических потерь на базовом (номинальном) режиме; β — показатель степени, характеризующий кривую характеристики механических потерь.

В общем случае характеристику механических потерь можно аппроксимировать выражением

$$\left(\frac{n}{n_H}\right)^\beta = \left(1 + 2\frac{n}{n_H}\right) \frac{n}{3n_H}, \quad (6)$$

которое для абсолютного большинства дизелей дает погрешность расчета не более 0,5 %.

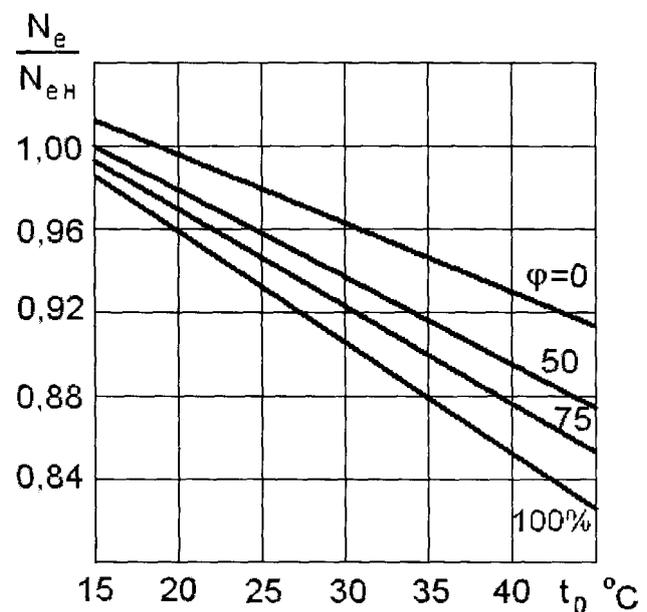


Рис. 1. Зависимость относительной мощности дизеля от температуры окружающего воздуха при различной влажности

Несложно представить механический КПД дизеля на любом режиме его работы, зависимостью

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{n}{n_H}\right)^{m-\beta} \frac{1-\eta_{mH}}{\eta_{mH}}}. \quad (7)$$

Если в формуле (7) положить

$$m - \beta = 2 \frac{n}{n_H}, \quad (8)$$

то получим выражение механического КПД вида [2]

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \left(\frac{n_H}{n}\right)^{2\frac{n}{n_H}} \frac{1-\eta_{mH}}{\eta_{mH}}}. \quad (9)$$

Оценка по которому η_m на частных режимах тридцати двух дизелей дала погрешность не превышающую 1,5 %.

Если равенство (8) решить относительно m и результат подставить в формулу (2), то после преобразований, с учетом зависимости (6), получим эмпирическую формулу для определения эффективной мощности дизеля, работающего по винтовой характеристике, в зависимости от базовой ее величины и относительной частоты вращения вала

$$N_e = \frac{K_N N_{eH}}{3} \left(1 + 2 \frac{n}{n_H}\right) \cdot \left(\frac{n}{n_H}\right)^{1+2\frac{n}{n_H}}. \quad (10)$$

Таким образом, для определения мощности дизеля на рассматриваемом установившемся режиме его работы по винтовой характеристике достаточно замерить частоту вращения вала n и параметры окружающего воздуха.

Для стендовой винтовой характеристики в показателе степени и сомножителе формулы (10) следует принять $n = n_H$, тогда эта формула при $K_H=1$ преобразуется в выражение (2).

Индикаторная мощность дизеля определяется через механический КПД, который подсчитываем по формуле (9)

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m}. \quad (11)$$

Если на рассматриваемом режиме замеряется частота вращения вала n и часовой расход топлива B_v , то кроме мощности дизеля определяются его экономические показатели: эффективный и индикаторный КПД η_e , η_i , соответствующие удельные расходы топлива b_1 , и b_i :

$$\eta_i = \frac{3600N_i}{B_v Q_i}. \quad (12)$$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i Q_H}. \quad (13)$$

$$\eta_e = \frac{\eta_i}{\eta_m}; \quad b_e = b_i \eta_m. \quad (14)$$

В формулах (12), (13) Q_H — низшая теплота сгорания топлива.

При замеренных B_v , n и параметрах окружающей среды мощность можно определить по зависимости

$$N_i = \frac{B_r \eta_m}{b_H \bar{b}_i} = \frac{B_r \eta_m}{b_{eH} \bar{b}_i \eta_{mH}}, \quad (15)$$

где, по результатам исследований [3] относительную величину удельного индикаторного расхода топлива b_i в зависимости от способа регулирования подачи топлива, заложенной в конструкцию топливного насоса, можно представить в функции относительной частоты вращения вала, с учетом изменения окружающих атмосферных условий, эмпирическими выражениями при регулировании по началу подачи

$$\bar{b}_i = \frac{b_i}{b_H} = K_b \left(0,96 + 0,04 \frac{n}{n_H} \right) \quad (16)$$

и при регулировании по концу подачи

$$\bar{b}_i = \frac{b_i}{b_H} = K_b \left[0,991 + 0,446 \frac{n}{n_H} + 0,455 \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right]. \quad (17)$$

В результате выполненных нами исследований с достаточной степенью точности, относительную величину удельного индикаторного расхода топлива можно рассматривать как степенную зависимость от относительной частоты вращения вала.

$$\bar{b}_i = \frac{b_i}{b_H} = K_b \left(\frac{n}{n_H} \right)^a, \quad (18)$$

где $a = 0,035$ — при регулировании насоса по началу подачи; $a = 0,35$ — при регулировании насоса по концу подачи.

Индикаторная мощность определяется по формуле (11).

Расчет эффективной мощности по частоте вращения n и базовой ее величине n_H , используя формулу (10), или часовому B_v и удельному b_i расходу топлива, по формуле (15) дает погрешность, относительно результатов измерений, выполненных теплопартиями, не более 1 %.

В связи с этим предлагаемые методы оценки мощности судового дизеля могут быть рекомендованы, для любого режима его работы, при теплотехническом контроле и разработке режимной карты судового гидромеханического комплекса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гиттне В.Ю., Бондаренко В.А. и др. Теоретические основы эксплуатации судовых дизелей. – М.: "Транспорт", 1965. – 375 с.
2. Конаков Г.А. Механический КПД двигателей внутреннего сгорания на частичных режимах. // Судовая энергетика. – Одесса: ОГМА. – № 1. – 1993. – С. 25-26.
3. Фомин Ю.Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. – М.: Транспорт, 1968. – 304 с.

УДК

Аболешкин С.Е., Мохамад Мохамад
ОГМА

ЭТАЛОНИРОВАНИЕ ВИНТОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ КАК ЭЛЕМЕНТА ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА

Каждый малооборотный дизель, являясь элементом пропульсивного комплекса (ПК), имеет индивидуальные винтовые характеристики, определяемые характеристиками корпуса судна и гребного винта (ГВ), а также их техническим состоянием и условиями эксплуатации. Состояние нового ПК (обычно на момент проведения паспортных нормировочных испытаний (ПНИ)) принимается за эталон, относительно которого для фактических условий работы комплекса оценивается отклонение технического состояния его элементов.

Винтовая характеристика главного судового дизеля (ГД) записывается в виде

$$N_e = C_N n^b. \quad (1)$$

Наибольшую трудность в эталонировании винтовых характеристик ГД представляет определение постоянной C_N и показателя степени b , так как на большинстве судов отсутствуют средства замера эффективной мощности.

При выполнении практических расчетов для конкретного судна часто показатель степени b принимается постоянным, а утяжеление или облегчение винтовой характеристики моделируется изменением постоянной C_N [1, 2].

В общем случае эффективная мощность N_e главного двигателя может быть выражена через буксировочное сопротивление R и скорость судна v .

$$N_e = \frac{Rv}{\eta_b \eta_p \eta_K}, \quad (2)$$

где η_b, η_p, η_K — КПД валопровода, КПД гребного винта, коэффициент влияния корпуса.

Выражение (2), используя известные зависимости теории гидромеханики судна и гребного винта [3], после преобразования можно записать в виде

$$N_e = \pi \rho \Omega \frac{K_Q}{K_T} D_e \frac{v^2}{n^2} \frac{1}{1-t} \frac{\xi n^3}{\eta_b}$$

или

$$N_e = \pi \rho \Omega D_e \frac{K_Q}{K_T} S_n^2 \frac{1}{1-t} \frac{\xi_0}{\eta_{b0}} \frac{\xi \overline{\nu, T}}{\bar{\eta}_b} n^3 \quad (3)$$

где ρ — плотность забортной воды; Ω — смоченная поверхность корпуса; D_e — диаметр гребного винта; K_Q, K_T — соответственно, коэффициенты момента и упора ГВ; $S_n = v/n$ — путь, проходимый судном за один оборот ГВ относительно воды; t — коэффициент засасывания; ξ_0 — коэффициент полного сопротивления корпуса при осадке в грузу T_0 и номинальной скорости в грузу v_0 ; $\xi \overline{\nu, T}$ — относительная величина полного сопротивления для эксплуатационного режима работы ПК (ξ — текущий коэффициент полного сопротивления); n — частота вращения ГВ; η_{b0} — номинальный КПД валопровода; $\bar{\eta}_b$ — относительный КПД валопровода (η_b — текущий КПД валопровода).

Если для одной винтовой характеристики принять, что $K_Q/K_T = \text{const}$, $S_n = \text{const}$, $t = \text{const}$ становится очевидным, что отклонение показателя степени b от $b = 3$ определяется частным $\xi \overline{\nu, T} / \bar{\eta}_b \overline{\nu, T}$ при $v = \text{var}$. То есть для каждого малооборотного дизеля в составе ПК существует семейство кривых вида (1), причем каждая винтовая характеристика имеет свои значения коэффициента C_N и показателя степени b .

С другой стороны, эффективная мощность двигателя может быть определена через индикаторную мощность N_i и механический КПД η_m :

$$N_e = N_i \cdot \eta_m.$$

Допускаем, что мощность механических потерь дизеля N_m при его работе по нагрузочной характеристике ($n = \text{const}$) является величиной постоянной $N_m = \text{const}$ [2,4] и для каждого двигателя известен характер изменения мощности механических N_m потерь при его работе по стендовой винтовой характеристике

$$N_m = N_{m_0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^{\beta_m}, \quad (4)$$

где n_0 — номинальные параметры двигателя; β_m — показатель степени, характеризующий кривизну мощности механических потерь дизеля при работе по стендовой винтовой характеристике.

Тогда, исходя из общего определения механического КПД дизеля

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i}$$

можно записать формулу для его определения на любом режиме работы дизеля [6].

$$\eta_m = 1 - \left(\frac{n}{n_0} \right)^{\beta_m} \frac{N_{i_0}}{N_i} = 1 - \eta_{m_0}. \quad (5)$$

По данным авторов [2] показатель степени β_m для малооборотных дизелей можно принимать в пределах 1,0...1,6, авторами [4] рекомендуется принимать $\beta_m = 1,6...2,2$. Однако статистическая обработка кривых механических КПД дизелей позволила установить, что показатель степени β_m лежит в более широких пределах: $1,0 \leq \beta_m < 3,2$. Также можно сделать вывод, что большие значения β_m характерны для дизелей, использующих подпоршневые полости в системе наддува для повышения давления в ресивере продувочного воздуха.

Таким образом, для каждого режима паспортных нормировочных испытаний, используя уравнения механического КПД (5), можно рассчитать значение элективной мощности дизеля N_e . Аппроксимируя полученные расчетные точки уравнением (1) методом наименьших квадратов можно получить коэффициенты C_N и показатель степени b для осадок в грузу и в балласте. Аппроксимацию целесообразно осуществлять с использованием известных алгоритмов или по формулам

$$b = \frac{\sum_{k=1}^m \ln \bar{P}_{ek} / \ln \bar{n}_k}{m-1}; \quad C_N = \frac{\sum_{k=1}^m P_{ek} / \bar{n}_k^b}{m-1},$$

где m — количество режимов ПНИ на данной осадке; $\bar{P}_{ek} = P_{ek} / P_e$ — относительная эффективная мощность дизеля для текущей пониженной частоты вращения n_k (N_{en} — эффективная мощность дизеля на данной осадке судна на номинальной частоте вращения n_0); $\bar{n}_k = n_k / n_0$ — относительная частота вращения на текущем режиме ПНИ.

Выполненные по изложенной методике расчеты констант C_N и b для более чем пятидесяти судов показали, что для транспортных водоизмещающих судов при варьировании осадки судна в диапазоне $(0,7...1,0)T_0$ (T_0 — осадка

судна в грузу) показатель степени b изменяется в пределах 8...15 %. Причем при ходе судна в грузу показатель степени меньше. На рис. 1 представлена зависимость показателя степени b для дизеля Зульцер 6RND76 т/х "Георгий Леонидзе" при различных значениях шага гребного винта H_g , полученная путем обработки результатов ПНИ.

Если положить, что эталонный показатель степени b^* в зависимости от осадки судна изменяется по линейному закону, при известных его значениях в грузу b_g^* и в балласте b_0^* , для текущей осадки T он будет равен

$$b^* = \frac{T - T_0}{T_g - T_0} (b_g^* - b_0^*) + b_0^*, \quad (6)$$

где T_0 — осадка судна в балласте при проведении ПНИ.

Эталонная постоянная винтовой характеристики для промежуточной осадки может быть найдена в предположении, что увеличение мощности на номинальной частоте вращения пропорционально увеличению осадки, то есть

$$C_N^* = \left[\frac{T - T_0}{T_g - T_0} (P_{енб} - P_{енг}) + P_{енг} \right] n_0^{-b^*},$$

где $P_{енб}$, $P_{енг}$ — эффективная мощность дизеля, соответственно, в балласте и в грузу при проведении ПНИ на номинальной частоте вращения.

Используя результаты паспортных нормировочных испытаний, достаточно просто можно рассчитать для любой промежуточной осадки эталонную винтовую характеристику. С ее помощью, основываясь на методике, изложенной авторами [1], можно оценить утяжеление винтовой характеристики по относительному увеличению константы C_N , если по формуле (6) для эксплуатационной осадки T рассчитать показатель степени b^* . Тогда относительное утяжеление винтовой характеристики

$$\bar{C}_N = \frac{C_N}{C_N^*} = \frac{P_i \eta_m}{\left[\frac{T - T_0}{T_g - T_0} (P_{енб} - P_{енг}) + P_{енг} \right]} \left(\frac{n_0}{n} \right)^{b^*},$$

где P_i — эксплуатационная индикаторная мощность главного двигателя при частоте вращения n ; η_m — механический КПД, рассчитанный по формуле (5).

Изложенный алгоритм относительно сложнее предложенного ранее [1], однако использование переменного показателя степени b^* позволяет уменьшить разброс оценочного показателя \bar{C}_N и упростить статистическую обработку результатов наблюдений за изменением технического состояния системы "корпус судна - гребной винт".

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кацман Ф.М., Дитятев С.Г., Дубенецкий Л.А. Анализ эксплуатации комплекса "главный двигатель - корпус судна - гребной винт" // Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация. В/О "Мортехинформреклама", – 1984. – Вып. 10 582 – С. 17-26.
2. Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
3. Справочник по теории корабля. В 3-х томах / Под ред. Я.И.Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. Т. I: Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. – 763 с.
4. Брук М.А., Рихтер А.А. Режимы работы судовых дизелей. – Л.: Судпромгиз, 1963. – 482 с.
5. Определение основных эксплуатационных параметров судовых малооборотных дизелей при работе по винтовой характеристике / Фомин Ю.Я. /Морской транспорт. Сер. Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация/ В/О "Мортехинформреклама". – 1987. – Вып. 8 652. – С. 4-9.
6. Разработка методики оценки эффективности эксплуатации судового пропульсивного комплекса с дизельной энергетической установкой: Отчет о НИР (заключит.) / ОВИМУ; № Г.Р. 01860047301, Инв. № 028900047160. – Одесса, 1987. – 90 с.

РЕФЕРАТЫ

УДК 627.386.6

Скрипник В.Н., Чура Н.Н. Влияние характеристик низконапорных гидроциклонов на устойчивость к дроблению извлекаемых из воды капель нефти // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 3-6.

Рассмотрена возможность использования низконапорных гидроциклонов в качестве устройств разделения грубодисперсных водонефтяных эмульсий. Предложена расчетная зависимость предельного диаметра капли, не поддающейся воздействию разрушающих сил. Показана корректность использования зависимости в качестве эталона при формировании режима работы гидроциклонов в конкретных условиях.

Список лит.: 3 назв.

УДК ???

Капустин В.В., Клименко А.Г. Снижение вредного влияния отработавших газов дизелей при испарительном охлаждении наддувочного воздуха // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 6-10.

???

Табл. 1. Ил. 4. Список лит.: 5 назв.

УДК 621.431.74.038

Меркт А.Р., Колесов И.В. Обобщенный метод расчета пуска судового дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 10-16.

???

Ил. 1. Список лит.: 8 назв.

УДК 621.431.74-18/ - 19

Конаков Г.А., Бойко П.В. Интегральные показатели эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 16-24.

???

Табл. 1. Список лит.: 4 назв.

УДК 621.182.44

Абрамов В.А., Павленко Б.А. Исследование растворимости карбоната кальция в растворах сульфаминовой кислоты при повышенных давлениях CO_2 // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 24-28.

Проведены экспериментальные исследования по изучению растворимости карбоната кальция, как одного из основных компонентов накипных отложений, в растворах сульфаминовой кислоты малых концентраций при повышенных давлениях CO_2 . Полученные данные могут использоваться при проведении эксплуатационных очисток теплообменников от накипи.

Табл. 1. Ил. 3. Список лит.: 6 назв.

УДК 621.896:621.829

Логвиненко В.В., Коханский А.И. Алехин Н.Б. Анализ энергозатрат производственной холодильной установкой судна типа "горизонт" // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 28-35.

???

Ил. 7. Список лит.: 1 назв.

УДК 621.896:621.829

Бордан Д.Ф., Поповский Ю.М. Методика экспрессной оценки противозносной характеристики смазочного слоя по значению его электрической прочности // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 35-37.

Изложены результаты изучения корреляционной взаимосвязи между электрической прочностью и противоизносными свойствами граничных смазочных слоев. Показано, что повышение электрической прочности граничного смазочного слоя приводит к ухудшению его противоизносных характеристик. Изложена методика определения электрической прочности и износа в режиме граничного трения.

Табл. 1. Ил. 2. Список лит.: 1 назв.

УДК 621.896:621.829

Поповский Ю.М., Сагин С.В. Гребенюк М.Н. Противоизносные свойства граничных смазочных слоев // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 37-42.

Рассмотрены вопросы повышения эффективности механической обработки узлов судовых энергетических установок за счет применения смазочно-охлаждающих жидкостей, имеющих ярко выраженные жидкокристаллические свойства.

Табл. 1. Ил. 1. Список лит.: 5 назв.

УДК 629.123.066

Тарапата В.В. Структурно-частотный анализ пар трения скольжения судовых машин и механизмов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 42-46.

Рассмотрены и систематизированы пары трения скольжения основных машин и механизмов современных морских судов. Приведены данные частотного анализа по характеру трения и сочетаниям используемых в них материалов. Обобщена информация по условиям работы трибоперехватов, рабочим зазорам в парах. Намечены пути повышения работоспособности пар.

Табл. 1. Ил. 2. Список лит.: 9 назв.

УДК ???

Половинка Э.М., Черныш И.И., Орлов Д.И. Пуск судового среднеоборотного дизеля на различных сортах топлива // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 46-54.

???

Ил. 3.

УДК 621.431.74 –18/ -19

Бойко П.В. Выбор и контроль эксплуатационных режимов работы главных судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 54-60.

???

Табл. 2. Ил. 1. Список лит.: 6 назв.

УДК 621.431.74 –18/ -19

Бойко П.В. Оценка эксплуатационных технико-экономических качеств судового гидромеханического комплекса // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 60-66.

???

Табл. 1. Ил. 2. Список лит.: 5 назв.

УДК 627.356.2:665.61:628.315

Кобзарь В.М. Очистка масел от диспергированной воды // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 67-71.

Предложен новый способ очистки обводненных масел и представлены результаты экспериментальных исследований.

Ил. 1. Список лит.: 8 назв.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М. Математическое описание процесса движения масла в лубрикаторе // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 72-78.

Развиваются существующие теоретические положения механизма истечения масла в цилиндры судовых ДВС, основанные на решении уравнений неустановившегося изотермического движения вязкой жидкости в маслопроводе с учетом граничных условий в узлах системы смазки.

Ил. 2. Список лит.: 1 назв.

УДК ???

Мануилов В.П., Иванов А.И. Техничко-экономическое обоснование выбора оптимальной периодичности очисток корпуса судна от обрастания // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 78-79.

???

Список лит.: 3 назв.

УДК 629.12.001

Михайлов В.С. Разработка логико-информационной модели системы радионавигационного обеспечения безопасности плавания на ВСП Украины // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 80-86.

???

Табл. 2. Ил. 4. Список лит.: 4 назв.

УДК 629.12.001

Михайлов В.С. Разработка требований к точности и дискретности позиционирования дифференциальных подсистем судовых радионавигационных систем // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 86-89.

???

Табл. 1.

УДК 621.891

Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей за счет управления структурой смазочного слоя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 89-94.

Приведены результаты оптических и триботехнических испытаний масел, применяемых для смазки СДВС. Лабораторные исследования проводились на машине трения ДМ-29, натурные – на судовом дизеле 5ВАН22, фирмы «Цигельский-Зульцер». Показана взаимосвязь жидкокристаллических и триботехнических характеристик смазочных материалов.

Табл. 1. Список лит.: 4 назв.

УДК 629.12–233.12:543.2

Н.М. Тхьонг Современное состояние вопроса о динамике судовых валопроводов (опыт Вьетнама) // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 94-98.

На основании анализа методов расчета судовых валопроводов и опыта проектирования и эксплуатации последних во Вьетнаме обосновывается необходимость уточнения методов путем учета взаимного влияния отдельных видов колебаний, упругостей опор, свойств слоя смазки и периодичности сил и моментов, действующих на валопровод со стороны гребного винта и двигателя. Приводятся ссылки на публикации разработок, выполненных автором в этом направлении.

Ил. 1. Список лит.: 4 назв.

УДК 621.43.056

Панов С.Е. Судовая энергетическая установка с газотурбинным двигателем - экономические аспекты использования // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 99-101.

Рассматриваются экономические аспекты применения газотурбинной установки с повышенными параметрами рабочего тела в качестве главного двигателя транспортных судов.

Табл. 1. Список лит.: 5 назв.

УДК 621.431.74.12.03

Конаков Г.А. Определение мощности судового дизеля в эксплуатации. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 102-107.

Предложены методы определения мощности главного судового дизеля в эксплуатации, при теплотехнических испытаниях и разработке режимных карт.

Табл. 1. Ил. 1 Список лит.: 3 назв.

УДК

Аболешкин С.Е., Мохамад Мохамад Эталонирование винтовых характеристик малооборотного дизеля как элемента пропульсивного комплекса // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 107-111.

???

Ил. 1. Список лит.: 6 назв.