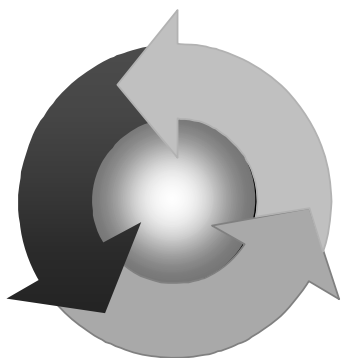


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 20

Одесса
2007

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.
Вып. 20. – Одесса: ОНМА, 2007. – 108 с.

Сборник посвящен проблемам судовой энергетики, проектирования, модернизации и эксплуатации судовых энергетических установок, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств. Сборник входит в перечень изданий, одобренных ВАК Украины по разделу технические науки.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. А.М. Берестовой, АМИ; к.т.н., проф. ОНМА Б.П. Богданов, (отв. секретарь); д.т.н., проф. Л.В. Вишневский, ОНМА; д.т.н., проф. А.А. Власенко, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, к.т.н., проф. А.А. Голиков, ОНМА; к.т.н., проф. В.К. Голубев, ОНМА; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СНТУ; к.т.н., проф. ОНМА М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. А.И. Коханский, ОНМА; д.т.н., проф. М.В. Миусов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; д.т.н., проф. П.С. Суворов, ОАО УДП; д.т.н., проф. С.М. Сурин, ОНМА; д.т.н., проф. В.В. Тарапата, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА.

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

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

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 5 от 27.12.2007

© Одесская национальная морская академия

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Кардаш В.П., Ханмамедов С.А.</i> Повышение эффективности работы судовых устройств	4
<i>Воробьева Л.А., Усов А.В.</i> Определение условий отслаивания покрытий деталей судовых технических средств	16
<i>Положаенко С.А.</i> Синтез управления судовыми энергетическими установками, характеризующимися выраженным запаздыванием	24
<i>Богач В.М., Шебанов А.Н., Сотников А.В.</i> Повышение эксплуатационной эффективности судовых технических устройств	30
<i>Истомин В.И., Кот В.П.</i> Комплексный критерий оценки эффективности систем очистки нефтесодержащих вод СЭУ	39
<i>Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В.</i> Моделирование процесса впрыскивания топлива в судовых дизелях	44
<i>Ханмамедов С.А., Задоржый А.А., Рогачева Е.В.</i> Течение смазочных материалов в лубрикаторной системе смазывания судовых дизелей	57
<i>Половинка Э.М., Юсуфи Халид, Гаук К.Д.</i> Исследование влияния условий наполнения тнвд на процессы впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле	69
<i>Харин В.М.</i> Исследование эксплуатационных характеристик и совершенствование лопастных гидравлических рулевых машин	80
<i>Холчев Е.С.</i> Способ количественного определения загрязнителей смазочного масла в картере высокооборотного дизеля	87
<i>Голиков В.А., Цюпко Ю.М., Просенюк В.В.</i> Исследование судовых систем комфортного кондиционирования воздуха с распределенными параметрами	96
<i>Лебедев Б.В.</i> Определение энергетических характеристик экзотермических стержней, используемых для подводной резки металлов	104
<i>Слободянюк Д.И., Слободянюк И.М.</i> Ремонт головок поршней судовых малооборотных дизелей методом плазменной наплавки	109
<i>Кабанов К.О., Лисин В.Г., Руденко В.И.</i> Повышение эффективности ребристых поверхностей воздухоохладителей малооборотных судовых ДВС	118
Рефераты	126
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки»	130

УДК 621.896

Кардаш В.П., Ханмамедов С.А.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СУДОВЫХ УСТРОЙСТВ

Современные суда снабжены судовыми устройствами (СУ), обеспечивающими выполнение функциональных свойств судном как транспортным средством. Судовые устройства реализуют управление движением судна, его удержание в заданном районе акватории моря или у причальной стенки, обеспечение буксировки, грузовых и спасательных операций, реализация которых позволит получить эффективное транспортное средство для сохранной перевозки людей, материальных и энергетических ресурсов. В процессе эксплуатации СУ наименее надежным элементом является исполнительный механизм (ИМ). Эффективность преобразования в механическую энергию в СУ самая низкая у выходных элементов ИМ, кроме того, этими элементами осуществляется экологически небезопасный контакт с окружающей средой. Также следует отметить, что СУ находятся вне машинного отделения и корпуса судна, где располагается обслуживающий их экипаж, и подвержены воздействию окружающей среды во всем возможном диапазоне изменения параметров воздушной и морской сред, непосредственно контактирующих с СУ.

В настоящее время все СУ оснащены мощным энергетическим оборудованием. Общим, характерным для всех СУ, является потребление электрической энергии, получаемой на борту судна, дальнейшая ее трансформация в механическую энергию с рассеиванием в виде тепловой энергии в окружающую морскую и воздушную среды.

Таким образом, в СУ химическая энергия топлива преобразуется последовательно в механическую, электрическую, гидравлическую и снова в механическую в ИМ. Энергетическая эффективность преобразования химической энергии топлива в механическую имеет невысокий суммарный к.п.д., составляющий 20-30 %. Установленная суммарная мощность энергетического оборудования СУ колеблется в широком диапазоне — от нескольких ватт до 2,5 МВт. Общее число агрегатов и машин, входящих в состав СУ, в ряде случаев достигает нескольких десятков, а затраты на ТО и ремонт достигают 5-7 % эксплуатационных судовых затрат.

К недостаткам СУ следует отнести то, что источники энергии, которыми снабжены СУ, являются мощными местными источниками шума и вибрации. Схемы компоновки и установки СУ показывают, что в основном они сгруппированы в носовой и кормовой частях судна, что

обуславливает возникновение дополнительной нагрузки на узлы СУ в зависимости от крена, дифферента и места расположения СУ относительно центра тяжести судна.

Как показал анализ эксплуатации СУ, наиболее нагруженными узлами этих механизмов, обуславливающими их долговечность, к.п.д., шумность работы являются выходные элементы СУ, такие как упорно-опорные подшипники, валы, штоки, элементы уплотнений и др.

Анализ потоков отказов этих элементов показывает, что до 50 % этого потока приходится на разрушение подшипниковых узлов. Выполненный анализ эффективности работы СУ показал, что контроль интенсивности протекания процессов на рабочих поверхностях выходных элементов и управление этими процессами в период эксплуатации позволит повысить надежность работы СУ.

В настоящей работе нами рассмотрена возможность использования нанотехнологий для повышения эффективности работы СУ путем управления триботехническими процессами в узлах СУ.

Для управления триботехническими процессами в СУ нами был выбран путь нанесения на поверхности деталей тонких пленок, выполняющих роль ориентантов молекул смазочного материала в пристенном слое. Присутствие в зоне трения ориентанта существенно влияет на поведение смазочного материала и изменяет протекающие в нем триботехнические процессы.

Согласно принятым представлениям [1-4], основным механизмом воздействия ориентанта на смазочный материал можно считать следующие:

- создается положительный градиент механических свойств по толщине пристенного слоя смазочного материала;
- сдвиг материала в пленке происходит с небольшим сопротивлением;
- изменяется характер смачивания и растекания смазочных материалов.

В работе исследовался ориентант — перфторкислота ТУ6-02-2-610-95. Это высокомолекулярное фтористое соединение, которое растворяется в хладоне-113 в концентрации от 0,005% до 0,5%. Оно имеет вязкость $\nu = 800$ сСт, плотность $1,915$ г/см³, коэффициент преломления $n = 1,3054$.

Нанесение ориентанта на предварительно обезжиренной поверхности детали происходит на рабочих поверхностях деталей узлов трения методом осаждения непосредственно путем окунания детали в раствор. По истечении 60-300 с деталь извлекалась из раствора. На поверхности детали под действием молекулярных сил удерживается тонкий слой

ориентанта толщиной 50-250 нм, зависящий от времени экспозиции, материала и типа кристаллической решетки металла детали. После чего через 10 мин на рабочую поверхность наносился базовый смазочный материал, с которым работает узел в составе системы смазывания СУ, и далее деталь поступала на сборку выходного узла СУ. Для исследования кинетики слоя ориентанта на сталях, измерения толщины пленки, осажденной на стальной поверхности, производились эллипсометрическим методом.

Для исследования кинетики процессов хемосорбции ориентанта на стальных поверхностях были приготовлены образцы из стали ШХ-15 в виде дисков диаметром 10 мм, рабочая поверхность которых доводилась до состояния «оптически» полированной поверхности. Образцы одновременно погружались в ориентант. Далее с интервалом 30 с образцы извлекались из раствора, и после сушки на воздухе толщина пленки измерялась на эллипсометрической установке. Результаты этих измерений приведены на рис. 1. Как следует из рис. 1, после выдержки в растворе в течение 180 с толщина пленки стабилизируется и составляет $h = 15 \pm 2$ нм.

Для определения энергетических характеристик поверхности металлов производилось измерение краевого угла смачивания. Методом краевого угла смачивания поверхностная энергия материала определяется по измерениям растекания капли масла с известной поверхностной энергией.

Измерительная ячейка с нанесенной на ее поверхность каплей строго дозированного объема помещалась между точечным источником света и экраном. На экране производились измерения характеристик капли — ее высота и диаметр смачиваемой поверхности. На основании этих измерений производился расчет краевого угла смачивания в предположении, что капля имеет форму правильной сферы. Это допущение справедливо при нанесении капель очень малого объема, когда силы гравитации значительно меньше сил поверхностного натяжения.

В таблице приведены результаты расчета поверхностной энергии в среде воздуха при комнатной температуре и нормальном давлении для

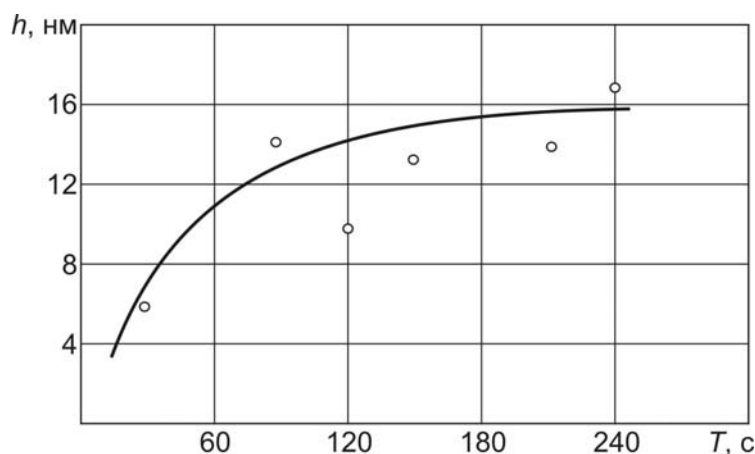


Рис. 1. Зависимость толщины пленки от времени выдержки в растворе

обезжиренной поверхности и поверхности, покрытой слоем пленки перфторкислоты толщиной 15 нм.

Таблица. Влияние пленочного покрытия перфторкислоты на поверхностную энергию стали ШХ-15

Поверхность стали	Высота капли, мм	Диаметр капли, мм	Краевой угол, град	Поверхностная энергия, Дж/м ²
Чистая	0,06	3,48	3,704	129,246
Покрытая слоем пленки толщиной 15 нм	1,14	2,29	89,873	64,684

Как следует из табл. 1, пленка перфторкислоты снимает поверхностную энергию стали ШХ-15. Выполненные исследования указывают на то, что исследуемое покрытие является эффективным барьерным покрытием, которое препятствует вытеканию смазочных материалов из зоны трения, выполненной из стальных деталей, покрытых перфторкислотой.

В связи с этим необходимо исследовать вопрос влияния на граничный смазочный слой покрытия металла тонким слоем перфторкислоты. Наличие поверхностного слоя жидкости определенной толщины обеспечивают межмолекулярные силы [1, 2]. Обычно толщина поверхностного слоя жидкости составляет несколько молекул. Чем больше межмолекулярные силы, тем на меньшее расстояние молекула может диффундировать с поверхности, тем меньше толщина поверхностного слоя.

Внутренняя граница слоя соответствует началу изменения структуры жидкости в объеме. Стремление поверхности уменьшить свою энергию обуславливает и стремление к снижению поверхностного натяжения. Твердые тела, как правило, уменьшают свою поверхностную энергию за счет этой составляющей благодаря адсорбции других веществ [1]. К этому способны и жидкости, на поверхности которых, благодаря стремлению уменьшить поверхностную энергию, происходит, кроме того, определенное ориентирование молекул [1-4]. Основными характеристиками ориентационной упорядоченности молекул в граничных слоях является толщина слоя d_s (для смектиков); вектор-директор L , определяющий преимущественную ориентацию молекул в слое, и параметр порядка S , равный

$$S = 0,5 \left[3 \left(\overline{\cos^2 \theta} - 1 \right) \right],$$

где $\overline{\cos^2 \theta}$ – среднее значение косинуса угла отклонения длинных осей молекул от вектора-директора.

Ориентированность молекул особенно характерна для веществ, имеющих несимметричные молекулы. Находясь на поверхности, они ориентируются таким образом, чтобы в сторону, например, газовой фазы была обращена та часть молекулы, которая обеспечивает меньшее поверхностное натяжение. Для обеспечения минимальной поверхностной энергии молекулы находятся на поверхности, а функциональная группа разворачивается внутрь фазы. Ориентирование поверхностных молекул, безусловно, снижает энтропийную составляющую внутренней энергии поверхностного слоя, так как обеспечивает определенную упорядоченность молекул на поверхности. Таким образом, структура поверхностного слоя формируется в результате самопроизвольного уменьшения поверхностной энергии.

Такое состояние вещества принято считать жидкокристаллическим [1-4]. Жидкие кристаллы обладают анизотропией упругости, электропроводности, диэлектрической проницаемости, оптической анизотропией, сегнетоэлектрическими и другими свойствами [1, 2].

В результате изучения поведения смазочного материала в присутствии ориентанта нами была выдвинута гипотеза о жидкокристаллическом состоянии граничных смазочных слоев смазочных материалов, находящихся на ориентанте, которая подвергалась нами экспериментальной проверке путем исследования оптической и диэлектрической анизотропии граничных смазочных слоев.

Ориентационная упорядоченность молекул граничного смазочного слоя приводит к анизотропии их физических свойств. В частности, такие упорядоченные фазы обладают оптической и диэлектрической анизотропией, величина которой определяется типом и степенью ориентационной упорядоченности молекул, смазочной среды.

Для исследования оптической и диэлектрической анизотропии граничных смазочных слоев была разработана специальная установка, в которой суть метода состоит в следующем. Линейно поляризованный свет, проходя через оптические анизотропные ориентационно упорядоченные граничные смазочные слои жидкости, становится электрически поляризованным, что приводит к возникновению сдвига фаз δ между компонентами света, поляризованными параллельно и перпендикулярно плоскости падения световых лучей. Величина сдвига фаз пропорциональна ориентационной упорядоченности исследуемого материала и может измеряться с помощью специальной установки, схема которой представлена на рис. 2.

Исследуемый смазочный материал помещается во внутреннюю полость световода, образованного двумя параллельными плоскими полированными поверхностями C_1 , C_2 (сталь ШХ-15). Ширина световода

могла варьироваться в пределах 5-100 мкм и контролировалась микроскопически. Свет от лазерного источника ($\lambda = 0,546 \text{ Нм}$), поляризовался поляризатором Π , и слабо расходящимся пучком направлялся на входной торец световода. Световые лучи, двигаясь в световоде по зигзагообразному пути, отражаясь от его стенок, последовательно проходили ориентационно упорядоченные пристенные слои и изотропную жидкость. Для исключения менисковых эффектов торцы световода прикрывались стеклами. Выходя из световода, свет попадал на компенсатор K , далее направлялся в анализатор A и в микроскоп M .

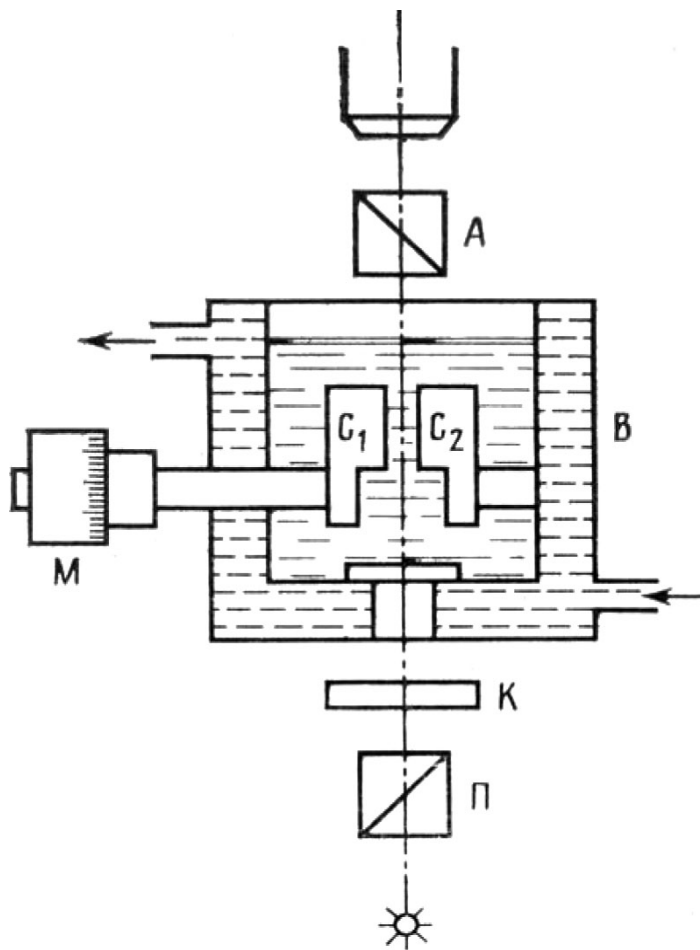


Рис. 2. Схема установки для исследования оптической и диэлектрической анизотропии

этого предварительно производилось измерение сдвига фаз δ_v для световода с воздушным заполнением. После этого измерялся сдвиг фаз для световода, заполненного исследуемой жидкостью, и вычислялось значение сдвига фаз δ_s , соответствующего оптической анизотропии пристенного слоя:

$$\delta_s = \delta - \frac{\delta_v}{h^2},$$

Для измерения сдвига фаз δ между компонентами E_p и E_s света, поляризованными параллельно и перпендикулярно плоскости падения световых лучей, для каждого фиксированного значения световода определялся азимут погасания φ (угол поворота компенсатора от исходного положения, при котором интенсивность света на выходе минимальна), и далее δ находилось по выражению

$$\delta = \text{Arctg}(2 \sin 2\varphi).$$

При определении сдвига фаз, создаваемого оптически анизотропной граничной фазой, необходимо учитывать сдвиг фаз, вносимый в полученное значение из-за отражения от металлических стенок. Для

где n — коэффициент преломления света в исследуемой среде.

При гомеотропной ориентации ассиметричных (вытянутых) молекул жидкости в пристенном слое направление вектора-директора и, соответственно, главной оптической оси анизотропного слоя, нормально боковым поверхностям световода. В этом случае при повороте световода на $\pi/2$ вокруг оси, перпендикулярной лучу, взаимная перпендикулярность световых лучей и главной оптической оси сохранится неизменной и поэтому как величина сдвига фаз δ , так и значение параметра d_s при таком вращении также изменяться не будут.

Иная картина в результате такого поворота световода в эксперименте будет наблюдаться при планарной ориентации молекул в рассматриваемом пристенном слое, при которой вектор-директор и направление главной оптической оси параллельны поверхности твердой подложки. В этом случае, при повороте световода на $\pi/2$ взаимное расположение световых лучей и главной оптической оси пристенного слоя изменятся, а, следовательно, изменится значение сдвига фаз δ . На рис. 3 приведены результаты измерения угла поворота плоскости поляризации в зависимости от зазора между стальными пластинами. Кривая 1 снята в чистом вазелине, кривая 2 получена для вазелина с 1% олеиновой кислоты, а кривая 3 для вазелина с 1% олеиновой кислоты, но при этом отдельные поверхности были покрыты перфторкислотой толщиной 15 нм.

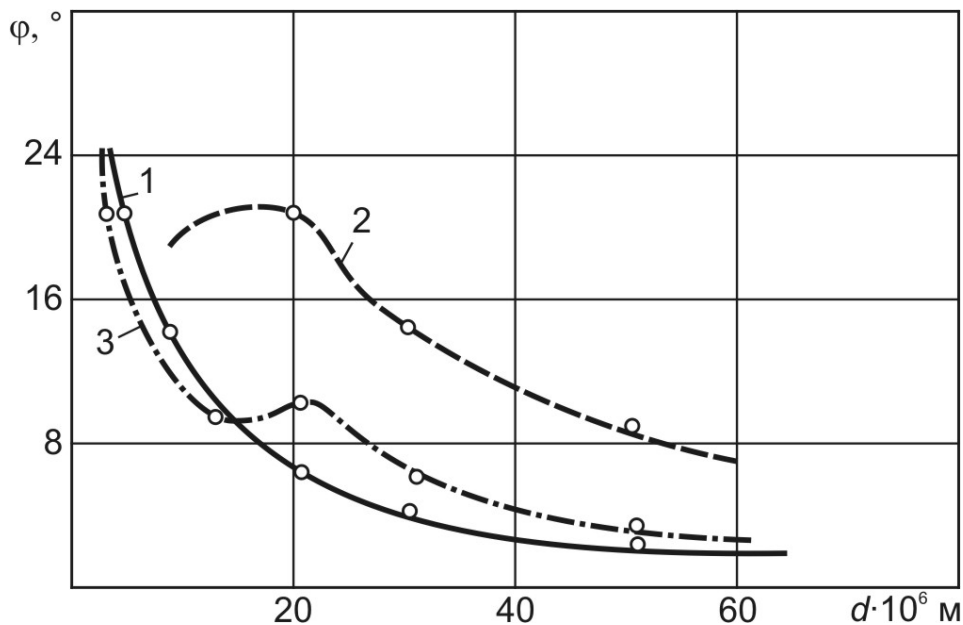


Рис. 3. Зависимость угла поворота плоскости поляризации от зазора между стальными пластинами 1-при чистом вазелиновом масле; 2-при вазелиновом масле и с 1% олеиновой кислоты; 3-при вазелиновом масле и с 1% олеиновой кислоты и пленки перфторкислоты на поверхности

Одновременно с оптическими исследованиями производились измерения диэлектрической проницаемости на частоте 1 МГц. Для этого

образцы подключались к измерительному мосту ВМ-560, с помощью которого по известной методике [6] рассчитывалось значение диэлектрической проницаемости. Результаты этих измерений приведены на рис. 4. Кривые 1-3 были получены при условиях, аналогичных принятым на рис. 3.

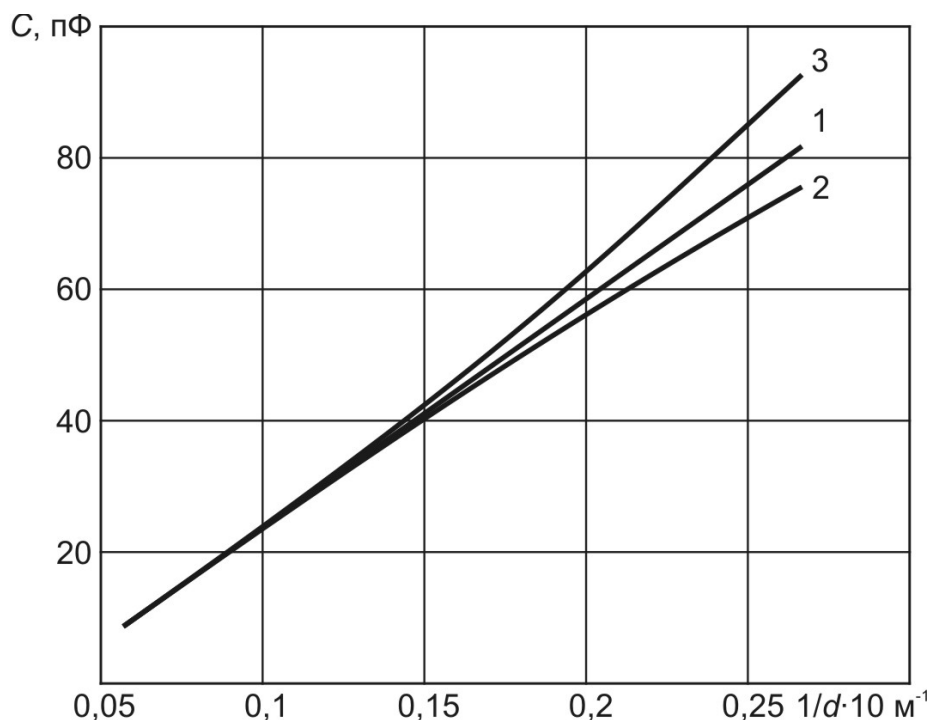


Рис. 4. Зависимость диэлектрической проницаемости от зазора между пластинами при различных компонентах жидкости: 1 — при чистом вазелиновом масле; 2 — при вазелиновом масле и с 1% олеиновой кислоты; 3 — при вазелиновом масле и с 1% олеиновой кислоты и пленки перфторкислоты на поверхности

Полученные зависимости на рис. 3 и 4 указывают на то, что в исследуемой системе наблюдается оптическая и диэлектрическая анизотропия. Указанную анизотропию свойств можно объяснить в рамках жидкокристаллического представления о слое жидкости, находящейся в зазоре между стальными поверхностями. Степень ориентационной упорядоченности увеличивается по мере уменьшения величины зазора между поверхностями. Кроме того, установлено, что в различных системах разный тип структуры. Так, очевидно, что при введении в зазор вазелинового масла с 1 % олеиновой кислоты падение диэлектрической проницаемости и повышение оптической анизотропии структура масла носит гомеотропный характер (то есть молекулы имеют преимущественно нормальную ориентацию к поверхности), при нанесении смазочного материала на ориентант происходит изменение типа структуры на планарную.

Исследования влияния типа структуры на триботехнические характеристики проводились на машине трения Т-1. Трущиеся образцы были

выполнены из стали ШХ-15. Диапазон измерения нагрузки и скорости был выбран таким, чтобы узел трения работал в режиме граничной смазки. В процессе испытаний регистрировалась сила трения $F_{тр}$ и интенсивность изнашивания I_h .

На рис. 5. приведены результаты измерения силы трения в зависимости от нормальной нагрузки при комнатной температуре и скорости изнашивания 0,4 м/с. Резкий подъем силы трения обусловлен, по нашему мнению, деструкцией граничного смазочного слоя

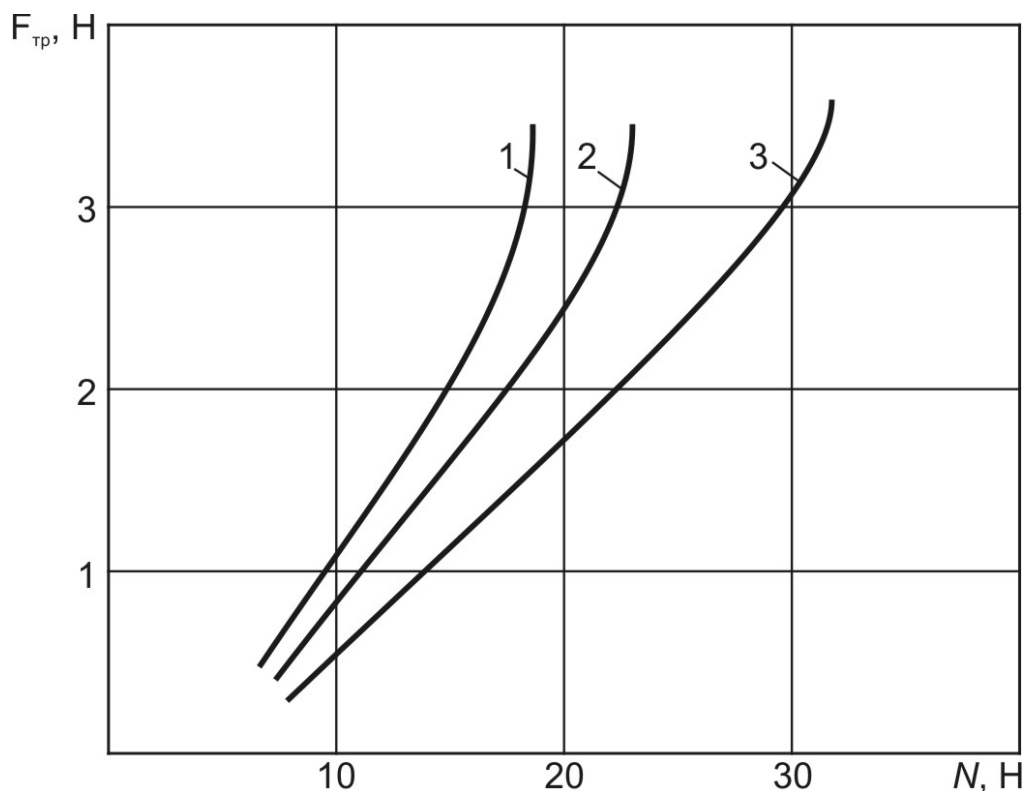


Рис. 5. Зависимость силы трения от нормальной нагрузки: 1 — при чистом вазелиновом масле; 2 — при вазелиновом масле с 1% олеиновой кислоты; 3 — при нанесенном покрытии из перфторкислоты

На рис. 6. приведены результаты измерения интенсивности изнашивания для тех же самых пар. Наличие ориентационной упорядоченной структуры позволяет повысить удельную нагрузку на пару трения и снизить интенсивность изнашивания на отдельных режимах в 10-100 раз.

Таким образом, тонкопленочные покрытия можно отнести к разряду ориентантов, которые позволяют управлять типом структуры в зоне трения.

Исследования были продолжены на реальных гидромашинах 210.06, входящих в экспериментальный стенд, моделирующий типовое судовое устройство. Исследовались выходные узлы судовых устройств, как наиболее слабый узел, о чем говорилось ранее.

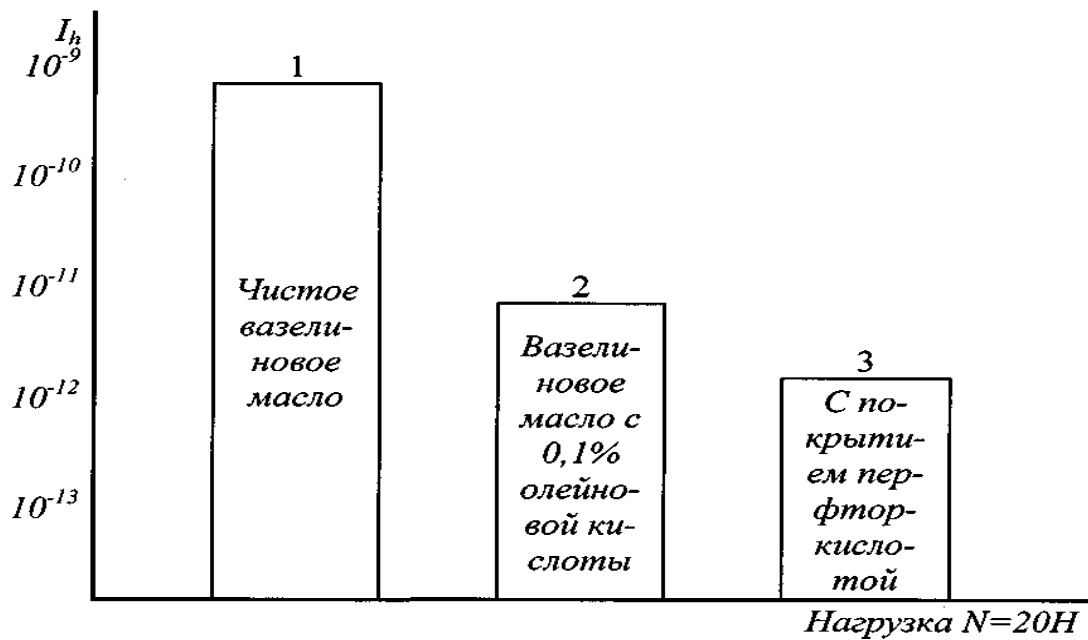


Рис. 6. Результаты измерения интенсивности изнашивания для стали ШХ-15 при смазке различными жидкостями

По результатам анализа выходных характеристик ИМ СУ нами была построена обобщенная характеристика ИМ СУ, представленная на рис. 7.

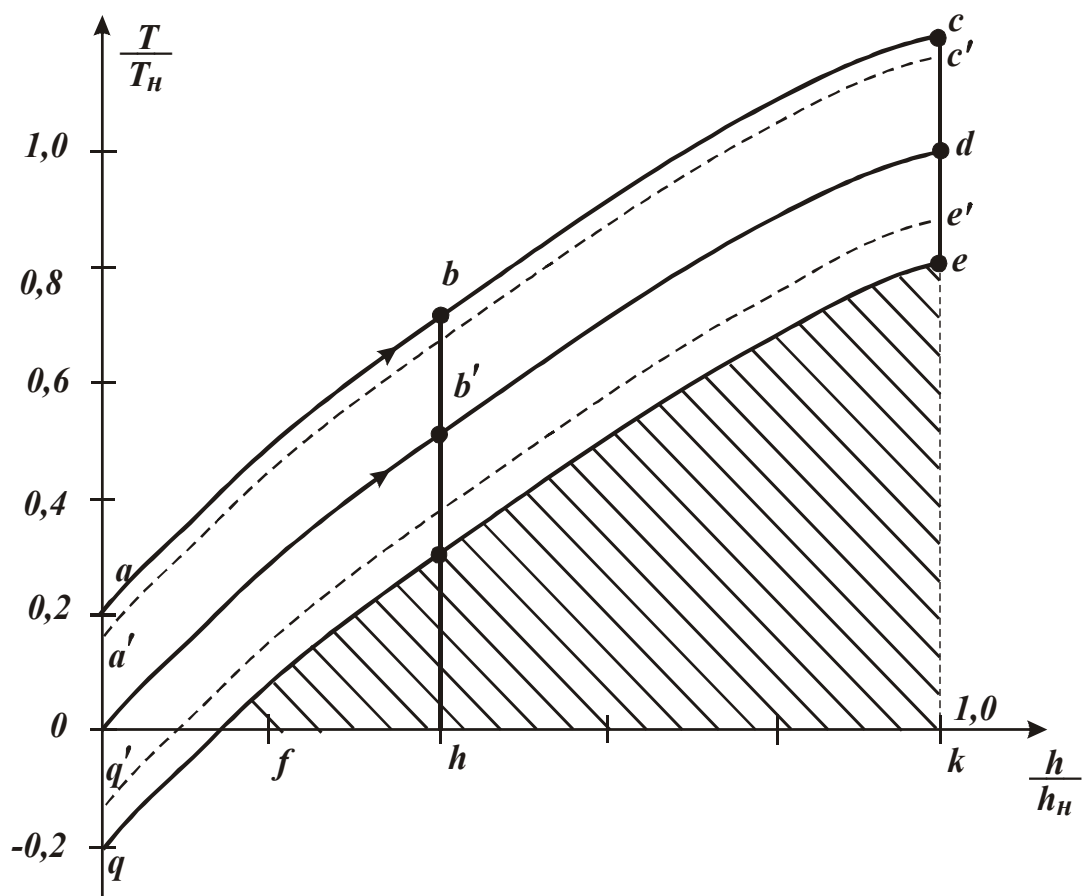


Рис. 7. Диаграмма рабочего цикла обобщённого судового устройства

Согласно проведенным исследованиям [5] S_{fek} — площадь диаграммы пропорциональная теоретически возможной энергии, которая может быть возвращена в судовую гидравлическую или электрическую сеть;

S_{qabcef} — площадь диаграммы пропорциональная необратимым потерям на трение;

$S_{a'b'c'e'q'}$ — площадь диаграммы пропорциональная потерям на трение для случая, применения нанотехнологии нанесения ориентанта на рабочие поверхности деталей СУ.

На основании проведенных исследований можно утверждать, что:

- на всех исследуемых режимах перехода выходного узла на работу в гидродинамическом режиме не наблюдается;
- интенсивность изнашивания выходных узлов, покрытых пленкой ориентанта, снизилась на порядок;
- температура выходных узлов, покрытых пленкой перфторкислоты снизилась на 15-20 °С во всем диапазоне нагрузок;
- момент трения выходных узлов, покрытых пленкой перфторкислоты, несколько выше при малых нагрузках, но с увеличением нагрузки снижается;
- время приработки выходных узлов, покрытых пленкой, сокращается примерно в 2 раза;
- зафиксировано снижение шумности работы на 2-5 дБ.
- общий к.п.д. СУ повышается на 3-5%.

Использование нанотехнологии нанесения ориентантов на рабочие поверхности деталей узлов СУ позволяет:

- сократить расход топлива;
- повысить ресурс и снизить шумность работы узла;
- снизить расход смазочных материалов;
- уменьшить затраты на обслуживание, ремонт и сменно запасные части.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Дерягин Б.В., Поповский Ю.М., Алтоиз Б.А. Исследование жидкокристаллического состояния, возникающего под действием поверхностных сил // ДАН СССР. – 1982. – Т. 262, № 4. – С. 853-855.
2. Дерягин Б. В., Поповский Ю, М. Жидкокристаллическое состояние граничных слоев некоторых полярных жидкостей // Коллоид, журн. – 1982. – Т. 44, № 5. – С. 863-870.

3. Старов В.М. Существование и устойчивость тонких неплоских слоев жидкостей // Изв. АН СССР. Сер. Механика жидкости и газа. – 1979. – №2. – С. 174-178.
4. Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86
5. Кардаш В.П., Ханмамедов С.А. Повышение эффективности эксплуатации судовых устройств // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2007. – Вып. 18. – Одесса: ОНМА. – С. 70-77.
6. Сканави Г.И. Физика диэлектриков. – М.: ГИФМЛ, 1958, – 907 с.

УДК 621.922.025

Воробьева Л.А., Усов А.В.
КТФ, ОПУ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ ОТСЛАИВАНИЯ ПОКРЫТИЙ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Для увеличения долговечности судовых деталей машин и механизмов широко используется цементация деталей или нанесение покрытий более прочными материалами.

Отсутствие исследований по влиянию наследственных отслаиваний покрытий, привнесенных на этапе их нанесения из-за несовершенства самой технологии, не позволяет в полной мере использовать имеющиеся рекомендации по обработке шлифованием деталей с покрытием. Частичное отслоение покрытия от основного материала (матрицы), являясь концентратором напряжений, способствует тому, что на окончательных операциях вследствие термомеханических напряжений происходит скол вспученных покрытий. Нарушение целостности рабочих поверхностей деталей с покрытием приводит к изменению условий их эксплуатации и несущей способности.

Рассмотрим математическую модель по определению условий отрыва отслоившегося покрытия от матрицы в зависимости от свойств материалов самого покрытия и матрицы, а также толщины покрытия. Дифференциальное уравнение изгиба покрытия, лежащего на упру-

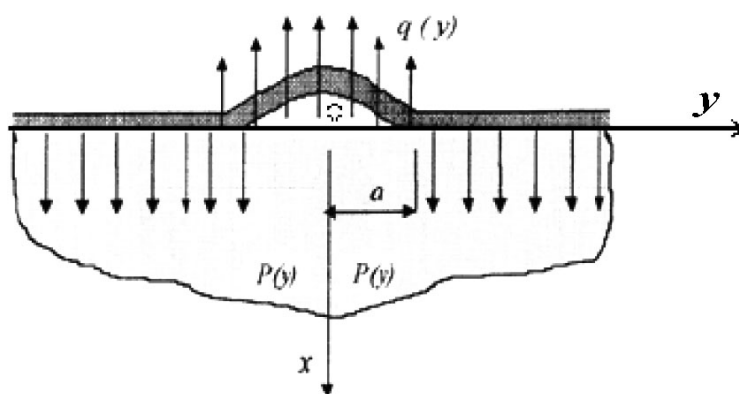


Рис. 1. Расчетная схема

гом основании при действии нагрузки $q(y)$ на покрытие толщиной h , зависит от координаты x . Пусть на границе покрытие-матрица образовалось отслоение, занимающее плоскую область Ω (рис. 1).

Задача заключается в отыскании коэффициентов интенсивности контактных напряжений в граничных точках Ω , с помощью которых можно решать вопрос о равновесном состоянии рассматриваемого дефекта, а значит получить ответ на вопрос об условиях скалывания частично отслоившегося покрытия [1].

Поэтому задачу можно сформулировать в виде дифференциального уравнения изгиба бесконечной балки, описывающего прогиб покрытия $W(y)$

$$D_1 \frac{d^4 W(y)}{dy^4} = P(y) - q(y) \quad (-\infty < y < \infty), \quad (1)$$

и интегрального соотношения, связывающего вертикальные смещения $W_2(y)$ поверхностных точек основного материала, которые согласно [2] представим в виде

$$W_2(y) = -\frac{D_2}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} K_0(\beta|y-s|)P(s)ds. \quad (2)$$

Здесь $D_1 = \frac{E_1 h}{12(1-\mu^2)}$, $D_2 = \frac{2(1-\mu_2^2)}{E_2}$ — характеристики жесткости

покрытия и основного материала; E_1, E_2 — соответствующие модули упругости, μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона; h — толщина покрытия; $P(y)$ — нормальные контактные напряжения, действующие между покрытием и основным материалом; $q(y)$ — нагрузка, отрывающая покрытие от основного материала; $K_0(\beta(y-s))$ — функция Макдональда,

обладающая свойством $\lim_{\beta \rightarrow \infty} K_0(\beta|y-s|) = \ln \frac{1}{|y-s|} + \gamma_0$, γ_0 — постоянная.

Так как контактные напряжения на участке $|y|=|s| \leq a$ отсутствуют, то имеет место условие $P(s) = 0, |s| < a$.

Неизвестный скачок функции $\chi(y)$ между прогибами покрытия $W(y)$ и вертикальными смещениями $W_2(y)$ поверхностных точек основного материала в области Ω частичного отслоения представим в виде

$$W(y) - W_2(y) = \chi(y), |y| \leq a, \chi(y) \equiv 0, |y| > a. \quad (3)$$

Решая задачу (1)–(3) с помощью интегральных преобразований Фурье, теоремы о свертке и формул обращения [3, 4], находим контактные напряжения:

$$P(y) = \frac{D_1}{\pi A} \sum_{m=0}^{\infty} \chi_m \frac{d^2}{dy^2} \int_{-1}^1 \sqrt{1-s^2} U_{2m}(sa) \times \\ \times \left[B^* \ln \frac{1}{|y-s|} - \gamma \int_0^{\infty} \frac{\cos \alpha(y-s) - e^{-\alpha}}{\alpha(\alpha^2 + \gamma)} d\alpha \right] ds + \\ + \frac{1}{2\pi A} \int_{-1}^1 q(as) \int_{-\infty}^{\infty} \frac{e^{-i\alpha|y-s|}}{\gamma + |\alpha|^3} d\alpha ds, \quad (4)$$

где A, B^*, γ — коэффициенты, характеризующие механические свойства основного материала и покрытия, $U_n(y)$ — многочлены Чебышева второго рода.

Коэффициенты интенсивности напряжений (КИН) определим из выражения (4), выделяя слагаемое при сингулярной части ядра. В силу симметрии данной задачи и пользуясь формулой (4), находим [3, 4]:

$$K_I^\pm = \frac{2D_1}{\sqrt{\pi A}} \sum_{m=0}^{\infty} \chi_m \frac{2^{2m+1} (2m+1)^2}{(-2)^{2m+2} m!}, \quad (5)$$

где коэффициенты χ_m являются решением бесконечной системы

$$\chi_m (2m+1) - \sum_{n=0}^{\infty} \chi_n \frac{\sqrt{2m+1}}{\sqrt{2n+1}} d_{mn} = f_m, \quad (m = 0, 1, 2, \dots), \quad (6)$$

а выражения для f_m и d_{mn} вычисляются по формулам:

$$f_m = \frac{(-1)^m \pi (2m+2)!}{D_1 a^2 (2m)!} \int_0^{\infty} \frac{\sin \alpha a}{\alpha^2 (\gamma + \alpha^3)} J_{1+2m}(\alpha a) d\alpha, \quad (7)$$

$$d_{mn} = \frac{\gamma \pi^2 (n+2)(2m+2)!}{(2n)!(2m)!} \int_0^{\infty} \frac{\sin \alpha a}{\alpha^2 (\gamma + \alpha^3)} J_{1+2m}(\alpha a) d\alpha. \quad (8)$$

($J_n(z)$ — функция Бесселя).

Анализ зависимости КИН от отношения h/a при различных значениях параметра $\beta = D_1/D_2$ ($\mu_1 = \mu_2 = 0,3$) (рис. 2) показывает, что при подборе покрытий для основного материала следует руководствоваться соответствием физико-механических свойств покрытий и материала матрицы ($\beta=1$), а также условиями нанесения их на поверхность изделий. Длина a участков частичного несхватывания покрытия с матрицей не должна превышать $1/3$ толщины нано-

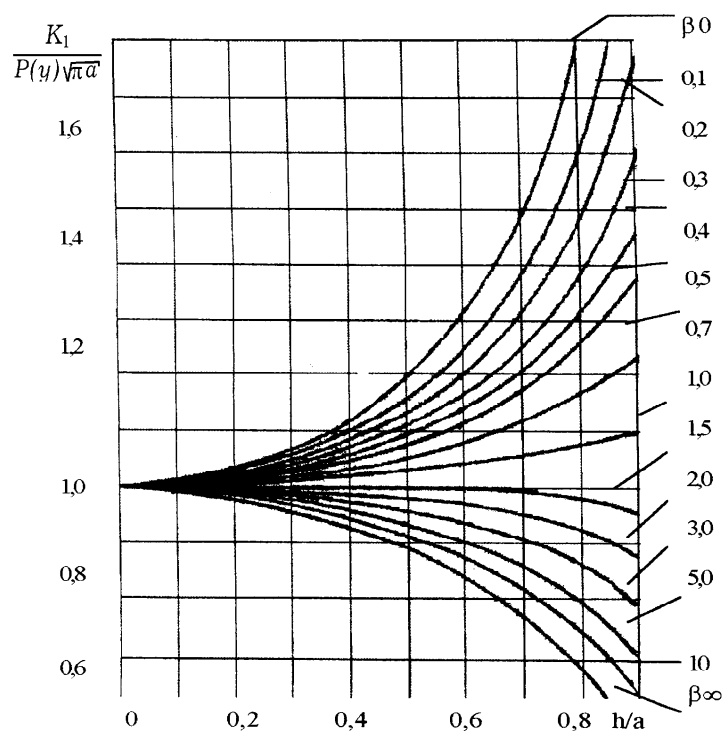


Рис. 2. Зависимость $K_I/P(y)\sqrt{\pi a}$ от отношения h/a при различных значениях параметра β

симого покрытия. В противном случае значения КИН начинают резко возрастать, что свидетельствует о возможном отрыве покрытия на указанном участке при обработке шлифованием.

Для установления расчетных зависимостей между технологическими параметрами обработки и явлением отрыва покрытий при условии их недостаточно прочного сцепления предлагается следующая математическая модель.

Система уравнений, определяющих тепловое и напряженно-деформированное состояние изделия с покрытием при механической обработке, содержит уравнение нестационарной теплопроводности [2]

$$\frac{\partial T_k}{\partial \tau} = a_k^2 \left(\frac{\partial^2 T_k}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_k}{\partial y^2} \right), \quad \tau > 0, \quad -\infty < y < \infty, \quad \begin{cases} 0 \leq x \leq h, & (k = 1) \\ h \leq x \leq \infty, & (k = 2) \end{cases} \quad (9)$$

и уравнение упругости Ламе в перемещениях

$$\frac{\partial \theta_k}{\partial x} \frac{1}{1 - 2\mu_k} + \Delta \tilde{U}_k = b_k^T \frac{\partial T_k}{\partial x}; \quad \tilde{U}_k(x, y) = \frac{U_k}{2G_k}, \quad \tilde{V}_k(x, y) = \frac{V_k}{2G_k}, \quad (k = 1, 2) \quad (10)$$

$$\frac{\partial \theta_k}{\partial x} \frac{1}{1 - 2\mu_k} + \Delta \tilde{V}_k = b_k^T \frac{\partial T_k}{\partial y}; \quad b_k^T = \frac{4G_k(1 - \mu_k)}{1 - 2\mu_k} \alpha_t^{(k)}; \quad \Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}, \quad (11)$$

где $T_k(x, y, \tau)$ — температура в точке с координатами (x, y) и в любой момент времени τ (при $k=1$ — в покрытии, при $k=2$ — в основном материале); a_k — температуропроводность материала; α_t — температурный коэффициент линейного расширения; μ_k, G_k — постоянные Ламе; U_k, V_k — компоненты вектора перемещений точки (x, y) ;

$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$ — оператор Лапласа.

Начальные условия для данной задачи можно взять в виде

$$T_k(x, y, 0) = 0.$$

Граничные условия для температурных полей и полей напряжений, учитывающие теплообмен с поверхности вне зоны контакта круга с деталью и интенсивного тепловыделения в зоне обработки, имеют вид [2, 3]:

$$\frac{\partial T_1}{\partial x} = -\frac{q_1(y, \tau)}{\lambda_1}, \quad |y| < l; \quad -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} + \gamma_1 T_1 = 0, \quad |y| > l; \quad (12)$$

$$\sigma_x^1(x, y, \tau)|_{x=0} = \sigma_x^2(x, y, \tau)|_{x=0},$$

где $q(y, \tau)$ — интенсивность теплового потока, выделяемого в зоне контакта инструмента с обрабатываемой поверхностью; λ_1 — коэффициент теплопроводности шлифуемого материала; l — длина зоны контакта круга с обрабатываемой поверхностью; γ_1 — коэффициент теплообмена с окружающей средой; σ_x^1, σ_x^2 — нормальные напряжения, соответственно в покрытии и матрице.

Условия сопряжения покрытия с основным материалом:

- для температурных полей

$$T_1(h-0, y, \tau) = T_2(h+0, y, \tau), \lambda_1 \frac{\partial T}{\partial x}(h-0, y, \tau) = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x}(h+0, y, \tau), \quad (13)$$

- для деформационных полей и полей напряжения

$$U_1(h-0, y) = U_2(h+0, y); \quad V_1(h-0, y) = V_2(h+0, y); \quad (14)$$

$$\sigma_x^1(h-0, y) - \sigma_x^2(h+0, y) = \langle \sigma_x \rangle, \quad |y| < a.$$

Решение уравнений (9) – (11) с условиями (12) – (14) позволило получить в явном виде выражения для расчета температуры как в покрытии так и в основном материале в виде [2]:

$$T_1(x, y, \tau) = \frac{cV_{kp}}{\pi\lambda_1 l \sqrt{Vg}} \int_0^\tau \int_{-l}^l e^{-\frac{(x-\eta)^2 + (y-\eta)^2}{4a_1^2(\tau-t)^2}} \times \quad 0 < x < h. \quad (15)$$

$$\times \left\{ \frac{1}{\sqrt{\pi(\tau-t)}} + \gamma e^{\gamma^2(\tau-t)} \left[1 + \Phi(\gamma\sqrt{\tau-t}) \right] \right\} d\eta dt,$$

$$T_2(x, y, \tau) = \frac{cV_{kp}}{\pi\lambda_2 l \sqrt{Vg}} \int_0^\tau \int_{-l}^l \frac{\sqrt{x^2 + (y-\eta)^2} e^{-\frac{Vg(y-\eta)}{2a_2}}}{2\sqrt{\pi(\tau-t)}} \times \quad (16)$$

$$\times K_{1/2} \left(\frac{Vg}{2a_2} \sqrt{(y-\eta)^2 + x^2} \right) d\eta dt, \quad x > h.$$

($\Phi(x)$, $K_{1/2}(x)$ — функции Лапласа и Бесселя).

Температурные напряжения определяются формулами

$$\sigma_x^{(1)} = \sigma_y^{(1)} = -\frac{\alpha_\Phi^{(1)} E_1}{1-\mu_1} T_1(x, y, \tau) + b_1^* \frac{x}{h} + b_0^*, \quad (17)$$

$$\sigma_x^{(2)} = \sigma_y^{(2)} = -\frac{\alpha_\Phi^{(2)} E_2}{1-\mu_2} T_2(x, y, \tau) + m_1^{-1} \left(m_h b_1^* \frac{x}{h} + b_0^* \right), \quad (18)$$

$$b_0^* = \frac{2m_1}{N_0^*} \left[2(m_1 + m_h^3) N_1^* - 3(m_h^2 - m_1) N_2^* \right],$$

$$b_1^* = \frac{6m_1}{N_0^*} \left[2(m_1 + m_h) N_2^* - (m_h^2 - m_1) N_1^* \right],$$

$$N_1^* = \frac{1}{h} \left[\frac{\alpha_\Phi^{(1)} E_1}{1 - \mu_1} \int_0^{+h} T_1(x, y, \tau) dx + \frac{\alpha_\Phi^{(2)} E_2}{1 - \mu_2} \int_h^\delta T_2(x, y, \tau) dx \right],$$

$$N_2^* = \frac{1}{h^3} \left[\frac{\alpha_\Phi^{(1)} E_1}{1 - \mu_1} \int_0^{+h} T_1(x, y, \tau) dx + \frac{\alpha_\Phi^{(2)} E_2}{1 - \mu_2} \int_h^\delta T_2(x, y, \tau) dx \right],$$

$$N_0^* = 4(m_1 + m_h)(m_1 + m_h^3) - 3(m_h^2 - m_1)^2; \quad m_1 = \frac{1 - \mu_2}{1 - \mu_1} \frac{E_1}{E_2}; \quad m_h = \frac{\delta}{h},$$

где V_{kp} , V_δ — технологические параметры, λ_1 , λ_2 , a_1 , a_2 , $\alpha_\Phi^{(1)}$, $\alpha_\Phi^{(2)}$ — теплофизические характеристики материалов покрытия и основного материала.

Полученные зависимости (15) - (18) позволяют моделировать процесс шлифования деталей с покрытием с учетом прогнозирования качества обработанных поверхностей.

Так, для устранения структурных превращений в исследуемом слое необходимо с помощью управляющих технологических параметров обеспечить выполнение условия

$$T_{\max}(x, y, \tau, \lambda, a, \gamma, V_{kp}, V_\delta, \Phi) \leq T_{c.n.}, \quad (19)$$

т.е., чтобы максимальная температура шлифования в точке $M \in \Omega$, принадлежащей обрабатываемой поверхности, не превышала $T_{c.n.}$ — температуры структурных превращений.

Трещин на обрабатываемой поверхности не будет в случае, если текущие значения напряжений (18) – (19) не превысят предельно-допустимых значений для материалов покрытие — основной материал

$$\sigma_x^{(1)}(x, y, \tau, \alpha_\Phi^1 E_1, \mu_1) \leq [\sigma]_p, \quad (20)$$

$$\sigma_y^{(1)}(x, y, \tau, \alpha_\Phi^1 E_1, \mu_1) \leq [\sigma]_-, \quad (21)$$

где $[\sigma]_p$, $[\sigma]_{сц}$ — предельные значения напряжений растяжения и сцепления с основным материалом.

Сетка трещин на обрабатываемой поверхности будет появляться при нарушении неравенства

$$\max(\sigma_y, \sigma_x) < [\sigma]_{nr} . \quad (22)$$

Здесь $[\sigma]_{nr}$ — допустимое значение прочности материала покрытия.

Приведенные критериальные соотношения (21) - (22) приемлемы при условии полного сцепления покрытия с основным материалом. Так как технологически обеспечить такое покрытие на практике невозможно, следует рассматривать дополнительно требование

$$K_1(a, \sigma_x(y), h) \leq K_{1c}, \quad (23)$$

т.е. при наличии частичного отслоения покрытия на участке a от основного материала интенсивность напряжений в устье дефекта не должна превышать коэффициент трещиностойкости K_{1c} покрытия.

Комплекс критериальных соотношений (19) - (23), в котором технологические параметры представлены через температуру шлифования и интенсивность теплового потока $q(y)$, позволяет управлять обработкой изделий с покрытием с обеспечением требуемого качества даже при наличии дефектов типа частичного отслоения, которые на практике всегда имеют место.

Возможность повышения эффективности шлифования по рассмотренной модели проверялась на образцах из стали 38ХМЮА с различными покрытиями. Пластины из указанной стали подвергались покрытию борид-железом Fe_2B , молибденом, а также наплавлению порошковыми проволоками. Толщина покрытия для всех видов обеспечивалась одинаковой. В качестве смазочно-охлаждающей среды выбирался 3 % содовый раствор ($\gamma=1,03$). Постоянным инструментом при испытаниях был круг ПП 250×20×76 24А40СМ16К6.

Экспериментальные результаты показали хорошее совпадение с аналитическими расчетами.

Выводы: В работе построена математическая модель по определению условий отрыва отслоившегося покрытия в зависимости от свойств материалов. Получены критериальные соотношения, связывающие температуру шлифования и интенсивность теплового потока, позволяющие управлять обработкой изделий с покрытием.

Результаты работы могут быть применены не только в судовом машиностроении или судоремонте, но и в общем машиностроении.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Маталин А.А. Технологические методы повышения долговечности деталей машин. – К.: Техника, 1971.
2. Усов А.В., Дубров Д.Н., Дмитришин Д.В. Моделирование систем с распределенными параметрами. – Одесса: Астропринт, 2003.

3. Попов Г.Я. Концентрация упругих напряжений возле штампов, разрезов, тонких включений и подкреплений. – М.: Наука, 1982.
4. Снеддон И. Преобразования Фурье. – М.: ИЛ, 1955.

УДК 62.50

Положаенко С.А.
ОНПУ**СИНТЕЗ УПРАВЛЕНИЯ СУДОВЫМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ УСТАНОВКАМИ,
ХАРАКТЕРИЗУЮЩИМИСЯ ВЫРАЖЕННЫМ ЗАПАЗДЫВАНИЕМ**

Значительный класс судовых механизмов, машин и установок можно характеризовать как объекты с выраженным запаздыванием. К таким объектам, в частности, можно отнести: рулевую машину, гидросистемы, энергетические установки (главный двигатель, дизель-генераторы, утиль-котел), лебедки и т.д. Удельный вес и значимость данного класса объектов велик, поэтому важным вопросом является управление этими объектами.

Как указано, основной отличительной особенностью рассматриваемых объектов является их повышенная инерционность, которая проявляется в наличии запаздываний. При этом, с точки зрения теории управления, запаздывания следует рассматривать двух видов: запаздывания на переменные состояния и запаздывания на управление. Ввиду специфики конструкции (значительные геометрические размеры) или физики протекающих процессов (тепловые процессы в энергетических установках), данные объекты должны рассматриваться как объекты с распределенными параметрами. Негативными проявлениями влияния запаздываний на процесс управления в данном случае, можно отметить затягивание переходного процесса, возможная потеря устойчивости и, как следствие, необходимое снижение коэффициента усиления системы управления. Последнее обстоятельство приводит также к увеличению статической ошибки регулирования. Принимая во внимание также, что для большинства из указанных выше судовых объектов управляющая величина имеет значительные энергетические уровни, то решение задачи эффективного управления для класса объектов с выраженным запаздыванием является актуальной задачей.

Целью предлагаемой работы рассматривается синтез конструктивных законов управления объектами с выраженными запаздываниями, учитывающими пространственно-распределенный характер протекающих в них процессов.

При синтезе стратегий управления используем стандартную векторно-матричную форму представления задач управления [1, 2], которая в дискретной форме для объектов с распределенными параметрами может быть представлена следующим образом:

$$\bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}} = \bar{A}[\bar{v} - \bar{\Psi}]_{m+\frac{l-1}{3}-\alpha_{di}} + \bar{G}\bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} + \bar{X}\bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}}, \quad (1)$$

$$\bar{\Psi}_{y_m}^k = \bar{\Phi} \bar{\Psi}_{m-\alpha_{di}}^k; k = \overline{1, K_1}, \quad (2)$$

$$\bar{\Psi}(0) = \bar{\Psi}_0; \bar{\Psi}_0 = [\Psi_{0,0} \Psi_{0,1} \dots \Psi_{0,N}]^T; N = WR, \quad (3)$$

где $\bar{\Psi}_m$ — вектор состояний, \bar{u}_m — вектор пространства пробных функций, \bar{U}_m — вектор управлений, $\bar{\Psi}_{y_m}^k$ — вектор выходных величин, F_m — вектор внешних возмущающих воздействий; $\bar{A}, \bar{G}, \bar{X}$ — матрицы коэффициентов модели исследуемого процесса, $\bar{\Phi}$ — матрица коэффициентов измерительной системы; α_{di} и β_{di} — соответственно величины запаздываний по состояниям и по управлению (для простоты дальнейших рассуждений будем исходить из предположения, что запаздывания α_{di} и β_{di} являются величинами постоянными во времени); W, R — максимальные значения пространственных координат, определяющих геометрию объекта (рассматривается двумерный случай); m, l — индексы для обозначения шагов дискретизации математической модели (ММ) по времени.

Эффективность решения задачи управления во многом определяется принятым критерием качества ее решения. Определим в виде критерия качества для решаемой задачи такой, который дает возможность учесть как степень приближения полученной траектории движения системы к желаемой, так и возможность определения стратегии изменения управляющего воздействия. Иными словами: критерий качества должен обладать аддитивными свойствами, т.е. одновременно давать оценку решения по пространству состояния и по управлению.

С точки зрения точности получаемого решения задачи управления близость получаемого и желаемого решения наилучшим образом можно определить на основе квадратичного критерия. Это обусловлено тем, что квадратичные критерии приводят к аналитическим решениям (т.е. дифференцируемы), обеспечивают монотонность управляющих воздействий по отношению к искомым функциям состояния (что особо важно исходя из физики решаемых задач) и формализуются в виде простых матричных выражений для определения настроек регуляторов.

Вышеизложенное позволяет сделать вывод о том, что как критерий качества следует выбрать из класса аддитивных квадратичных критериев, который в матричном виде представим следующим образом

$$J = \sum_{m=0}^M \left[\bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}}^T S \bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}} + \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}}^T R \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} \right], \quad (4)$$

где $\bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}}$ — векторы, элементы которых представляют собой приращения функции состояния относительно некоторых номинальных значений (т.е. на изменение критерия влияют точки дискретизации, в которых предполагается изменение состояния); \bar{S} — положительно определенная симметричная матрица, отражающая особенности учета состояний; \bar{R} — положительно определенная матрица настройки коэффициентов регуляторов, представляющая собой “штраф” на управление.

Синтез законов управления будем реализовывать на основе принципа максимума. Данный выбор обусловлен тем, что принцип максимума дает однопроходные процедуры синтеза и тем самым обеспечивает минимум вычислительных затрат.

Следуя принципу максимума, составим функцию Гамильтона:

$$\begin{aligned} \bar{H}_{m+\frac{l-1}{3}} = & \left[\bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}}^T \bar{S} \bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}} + \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}}^T \bar{R} \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} \right] + \\ & + \bar{p}_{m+\frac{1}{3}}^T \left\{ \bar{A}[\bar{v} - \bar{\Psi}]_{m+\frac{l-1}{3}-\alpha_{di}} + \bar{G} \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} + \bar{X} \bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}} \right\}. \end{aligned} \quad (5)$$

Необходимым и достаточным условием минимизации (4) будет служить

$$\frac{\partial \bar{H}_{m+\frac{l-1}{3}}}{\partial \bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}}} = \bar{p}_{m+\frac{1}{3}} = \bar{S} \bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}} + \bar{A}^T \bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}}, \quad (6)$$

$$\frac{\partial \bar{H}_{m+\frac{l-1}{3}}}{\partial \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}}} = \bar{0} = \bar{R} \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} + \bar{G}^T \bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}}. \quad (7)$$

Из (7) получим

$$\bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} = -\bar{R}^{-1} \bar{G}^T \bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}}. \quad (8)$$

Подставим (8) в (1)

$$\bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}} = \bar{A}[\bar{v} - \bar{\Psi}]_{m+\frac{1}{3}-\alpha_{di}} - \bar{G} \bar{R}^{-1} \bar{G}^T \bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}} + \bar{X} \bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}}. \quad (9)$$

Введем линейное преобразование

$$\bar{p}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} = \bar{\Lambda} \bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}}, \quad (10)$$

где $\bar{\Lambda}$ — квадратная матрица размерности $(N \times N)$;

$\bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}}$ — вектор размерности $(N \times 1)$.

Используя (10), запишем (9) в виде

$$\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} = \bar{A}[\bar{v} - \bar{\psi}]_{m+\frac{l-1}{3}-\alpha_{di}} - \bar{G}\bar{R}^{-1}\bar{G}^T \left[\bar{\Lambda}\bar{\psi}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} \right] + \bar{X}\bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}}. \quad (11)$$

Преобразуем (6) с учетом (10)

$$\bar{S}\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} + \bar{A} \left[\bar{\Lambda}\bar{\psi}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} \right] = \bar{\Lambda}\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}}. \quad (12)$$

Преобразовав (12), получим

$$\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} = \bar{T}\bar{A}\bar{\psi}_{m+\frac{l-1}{3}} + \bar{T}\bar{G}\bar{R}^{-1}\bar{G}^T\bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} + \bar{T}\bar{X}\bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}}, \quad (13)$$

где $\bar{T} = [\bar{I} + \bar{G}\bar{R}^{-1}\bar{G}^T\bar{\Lambda}^{-1}]$.

Подставляя (13) в (1), получим следующий результат

$$\begin{aligned} \bar{\Lambda}\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} &= \bar{S}\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} + \bar{A}^T\bar{\Lambda}\bar{T}\bar{A}\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} + \\ &+ \bar{A}\bar{\Lambda}\bar{T}\bar{G}\bar{R}^{-1}\bar{G}^T\bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} + \bar{A}^T\bar{\Lambda}\bar{X}\bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}}\bar{T} - \bar{A}^T\bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Предположим, что выполняется равенство

$$\bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} = -\bar{A}^T \left[\bar{\Lambda}\bar{T}\bar{G}\bar{R}^{-1}\bar{G}^T\bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} \right] + \bar{A}^T\bar{\Lambda}\bar{T}\bar{X}\bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}} = \bar{0}. \quad (15)$$

Тогда приходим к очевидному результату

$$\bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} = \bar{A}^T \left[\bar{\Lambda}\bar{T}\bar{G}\bar{R}^{-1}\bar{G}^T\bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} + \bar{\Lambda}\bar{T}\bar{X}\bar{F}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} \right], \quad \bar{\lambda}(0) = \bar{0}. \quad (16)$$

Система (16) определяет дискретное представление сопряженной задачи по отношению к модели динамики (1).

Учитывая (15) система (14) принимает вид

$$\bar{\Lambda}\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} = \bar{S}\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} + \bar{A}^T\bar{\Lambda}\bar{T}\bar{A}\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}}. \quad (17)$$

Система (17) справедлива для всех $\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}}$, следовательно

$$\begin{aligned} \bar{\Lambda} &= \bar{S} + \bar{A}^T\bar{T}\bar{A}, \\ \bar{\Lambda}(0) &= \bar{\phi}, \text{ т.к. } \bar{p}(0) = \bar{0}, \bar{\lambda}(0) = \bar{0}. \end{aligned} \quad (18)$$

С учетом (10) перепишем (8)

$$\bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} = -\bar{R}^{-1}\bar{G}^T \left[\bar{\Lambda}\bar{\psi}_{m+\frac{1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} \right]. \quad (19)$$

Из системы (12) получаем

$$\bar{\Lambda}\bar{\Psi}_{m+\frac{1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}} = \bar{A}^T \left[\bar{\Lambda}\bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{S}\bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} \right]. \quad (20)$$

Подставляя (20) в (19) запишем соотношения для закона управления с обратной связью

$$\bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} = -\bar{R}^{-1}\bar{G}^T\bar{A}^T \left\{ [\bar{\Lambda} - \bar{S}] \right\} \bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}} - \bar{\lambda}_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}} \quad (21)$$

или

$$\bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} = -\bar{K}\bar{\Phi}\bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}} + \bar{R}^{-1}\bar{G}^T\bar{A}^{-T}\lambda_{m+\frac{l-1}{3}-\beta_{di}}, \quad (22)$$

где

$$\bar{K} = \bar{R}^{-1}\bar{G}^T\bar{A}^T \left\{ [\bar{\Lambda} - \bar{S}] \right\} \quad (\text{или } \bar{K} = \Theta \left\{ [\bar{\Lambda} - \bar{S}] \right\}, \Theta = \bar{R}^{-1}\bar{G}^T\bar{A}^T) \quad (23)$$

представляет собой оператор обратной связи по управлению.

Чтобы иметь возможность использовать законы управления вида (21) или (22), необходимо определить алгоритм расчета матрицы штрафа на управление \bar{R} . Матрица \bar{R} была указана как положительно определенная, а компоненты вектора не могут выйти по физическим соображениям за пределы ограничений \bar{U}_{\max} и \bar{U}_{\min} . Тогда очевидно, что в качестве элементов диагональной матрицы \bar{R} целесообразно выбрать следующие аддитивные величины

$$r_{i_{m+\frac{l-1}{3}}} = \max_r \begin{cases} r_v = U_{\max} - U_{m+\frac{l-1}{3}} \\ r_n = U_{m+\frac{l-1}{3}} - U_{\min} \end{cases} \quad i = \overline{1, N} \quad (24)$$

или же нормированные значения

$$\rho_{i_{m+\frac{l-1}{3}}} = \max_{\rho} \begin{cases} \rho_v = \frac{U_{\max} - U_{m+\frac{l-1}{3}}}{(U_{\max} - U_{\min})} \\ \rho_n = \frac{U_{m+\frac{l-1}{3}} - U_{\min}}{(U_{\max} - U_{\min})} \end{cases} \quad i = \overline{1, N}. \quad (25)$$

Подставив $U_{m+\frac{l-1}{3}}$ из (21), например, в (25), получим (без учета возмущений)

$$\left(\bar{U}_{\max} - \bar{U}_{\min} \right) \left(\bar{\rho} - \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}} \right) = -\bar{G}^T\bar{A}^T \left\{ [\bar{\Lambda} - \bar{S}] \right\} \bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}}.$$

Введя обозначения

$$\begin{aligned}(\bar{U}_{\max} - \bar{U}_{\min}) (\bar{\rho} - \bar{U}_{m+\frac{l-1}{3}}) &= \bar{\varepsilon}, \\ -\bar{G}^T \bar{A}^T \{[\bar{\Lambda} - \bar{S}]\} \bar{\Psi}_{m+\frac{l-1}{3}} &= \bar{\gamma},\end{aligned}$$

приходим к равенству

$$\bar{R} \bar{\varepsilon} = \bar{\gamma},$$

откуда очевидно, что

$$\bar{R} = \bar{\varepsilon}^{-1} \bar{\gamma}. \quad (26)$$

Таким образом, в работе решена задача синтеза законов управления пространственно-распределенными объектами с явно выраженными запаздываниями по компонентам векторов состояния и управления, к числу которых принадлежит значительная часть судовых энергетических установок. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании систем управления структурно-сложными объектами, обеспечивающими учет характера протекающих в них физических процессов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Рей У. Методы управления технологическими процессами. – М.: Мир, 1983. – 367 с.
2. Сейдж Э.П., Уайт Ч.С. Оптимальное управление системами. – М.: Радио и связь, 1982. – 391 с.

УДК 621.431.74.03-57

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

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Ведущие дизелестроительные фирмы отказались от использования двигателей больших размерностей, что вызвано возможностью обеспечения потребных мощностей путем форсировки наддувом двигателей относительно небольшой размерности. Как показывает практика эксплуатации, форсирование судовых дизелей за счет применения газотурбинного наддува остается основным направлением увеличения их цилиндровой мощности.

Энергетический кризис вынудил фирмы перейти к созданию двигателей с большим отношением хода поршня к диаметру цилиндра (S/D). Увеличение хода поршня компенсировало снижение частоты вращения и позволило сохранить на прежнем уровне цилиндровую мощность.

Малоразмерные крейцкопфные дизели имеют хорошие перспективы по сравнению со среднеоборотными тронковыми дизелями благодаря повышенной способности работать на низкосортных тяжелых и вязких топливах, меньшим затратам на обслуживание (за счет увеличения цилиндровой мощности), меньшей шумности и большим моторесурсам.



Рис. 1. Характерные нагарообразования на головках поршней (а) и в окнах (б)

Испытания дизелей показали, что при длинноходовом исполнении повышается индикаторный к.п.д., так как более полно используется работа расширения газов. В связи с новыми показателями отношения хода поршня к диаметру цилиндра у двигателей новых типоразмеров значительно увеличилась длина смазываемой части цилиндровой втулки, что требует особого внимания к вопросам эффективности работы лубрикативных систем этих дизелей.

Как показывает эксплуатация длинноходовых двигателей, применение новых систем смазывания не исчерпывает все возможности улучшения распределения и эффективности использования масел. В действительности имеют место повышенные износы деталей ЦПГ, интенсивные нагарообразования на поршнях и в окнах (рис.1 а,б) натиры на втулках, поломка поршневых колец, засорение маслораспределительных канавок (рис. 2а), несмотря на использование даже нескольких рядов таких канавок (рис. 2б).

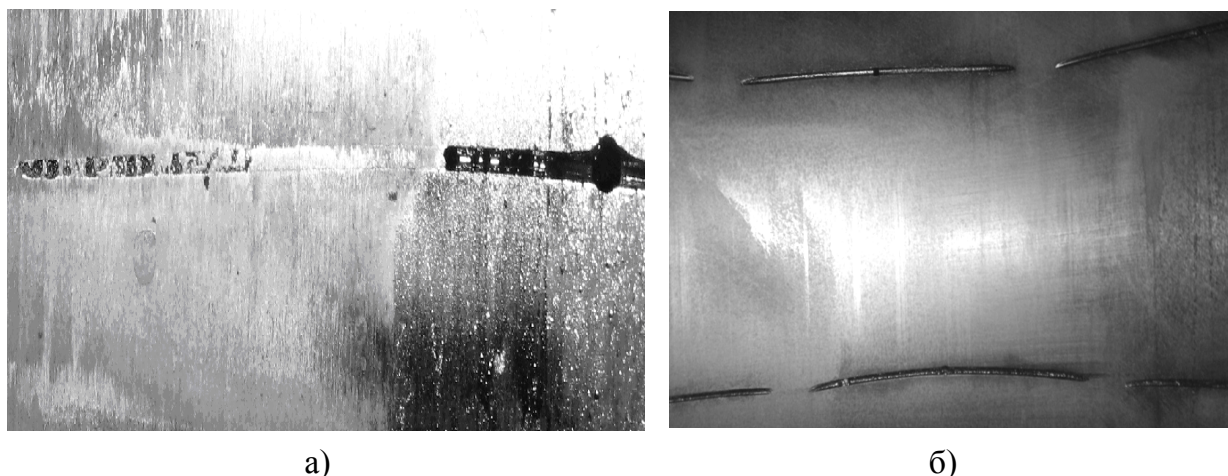


Рис. 2. Маслораспределительные канавки на поверхности цилиндровой втулки

Дальнейшее форсирование ДВС и применение тяжелых сортов топлив с повышенным содержанием серы ухудшают условия работы его деталей, что значительно повышает требования к системам смазывания.

Для выяснения причин неудовлетворительной работы существующих систем смазывания цилиндров длинноходовых дизелей нами проведены лабораторные испытания на примере системы двигателей RTA Sulzer.

Анализ конструкции новой системы показывает незначительные изменения маслоподводящих штуцеров по сравнению с двигателями RND (рис. 3). Новым является то, что в штуцер 11 установлен стержень 12, который имеет продолжение в канал цилиндровой втулки 10. В результате этого клапан 13 перемещен от зеркала цилиндровой втулки в начало штуцера (как в более ранних, менее совершенных конструкциях двигателей RD). Применяемый, как и ранее, аккумулятор 6 не претерпел никаких изменений, несмотря на существующие в его конструкции недостатки [1, 2].

Лубрикаторы оборудованы блоками автоматического изменения цикловой подачи масла в цилиндры дизеля в зависимости от его нагрузки.

Испытания систем маслоподдачи выполнялись на универсальном стенде имитирующем условия работы системы аналогичных реально-

му двигателю. При испытаниях регистрировались: давление газов, действующих в область маслоподводящего канала p_G , ход плунжера лубрикатора $X_{П}$, ход клапана штуцера $X_{КЛ}$, верхняя мертвая точка (ВМТ), момент выхода масла из маслоподводящего канала M_B .

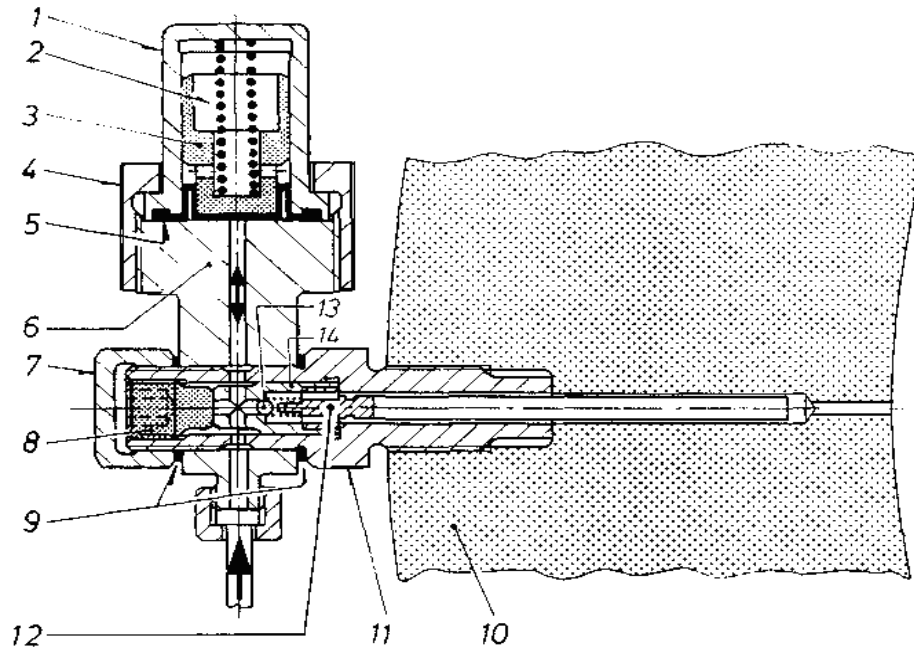


Рис. 3. Конструкция маслоподводящего устройства двигателя RTA Sulzer: 1 — крышка аккумулятора; 2 — пружина; 3 — поршень; 4 — накидная гайка; 5 — мембрана; 6 — корпус аккумулятора; 7 — гайка штуцера; 8 — болт; 9 — шайбы; 10 — цилиндрическая втулка; 11 — штуцер; 12 — стержень; 13 — клапан; 14 — корпус клапана

Кроме того, в процессе эксперимента производилось задание и измерение температуры масла в лубрикаторе, температуры штуцера, числа оборотов, фаз формирования импульсов давлений и частоты вращения валика лубрикатора. Одновременно с этим велось визуальное наблюдение с кинорегистрацией процесса истечения масла при помощи скоростной кинокамеры.

Испытания системы показали, что на установившемся режиме работы двигателя весь маслоподводящий канал практически постоянно заполнен маслом. Это объясняется аккумуляцией порции масла и поступлением ее в штуцер в течение всего периода между нагнетательными ходами плунжера лубрикатора, а также геометрией заклапанной полости. На установившемся режиме работы двигателя в результате заполненности всего канала маслом выход его за срез отверстия происходит без явления «выброса», т.е. струйное истечение в полость цилиндра с отрывом от зеркала отсутствовало.

Масло поступает на зеркало, минуя маслораспределительные канавки регулярно, дважды на каждом обороте двигателя. Однако в течение

первых оборотов, следующих за нагнетательным ходом плунжера, подача масла осуществляется относительно крупными порциями, возвышающимися над зеркалом цилиндра на 4-5 мм (рис. 4).

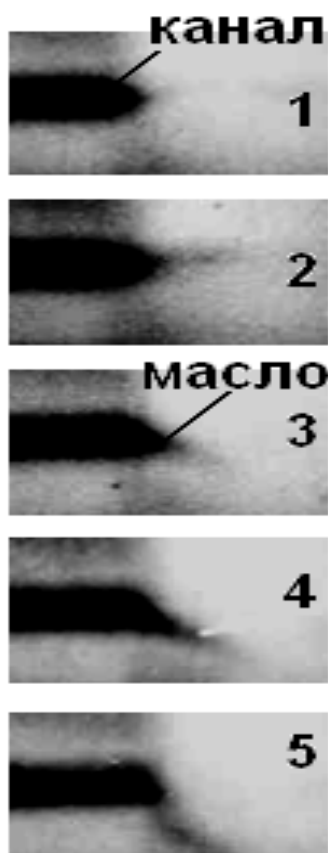


Рис. 4. Кинокадры истечения масла за пределы канала

На последующих оборотах до очередного рабочего хода плунжера лубрикатора величина порции и высота масляного валика существенно уменьшается.

Пример осциллограммы этого процесса на установленном режиме работы двигателя при частоте вращения коленчатого вала 108 мин^{-1} ходе плунжера 5 мм, температуре масла в штуцере 80°C приведен на рис. 5. Из осциллограммы следует, что заполнение аккумулирующей полости происходит одновременно с нагнетательным ходом плунжера лубрикатора $X_{\text{пл}}$, а разгрузка аккумулятора осуществляется в течение всего периода времени до очередного рабочего хода плунжера.

Периоды выхода смазки на зеркало цилиндра совпадают с периодами открытия обратного клапана штуцера $X_{\text{кл}}$, что объясняется более совершенной конструкцией заклапанной полости.

Истечение смазки из аккумулятора в штуцер и поступление ее на зеркало цилиндра происходит регулярно, дважды на каждом обороте двигателя уменьшающимися порциями.

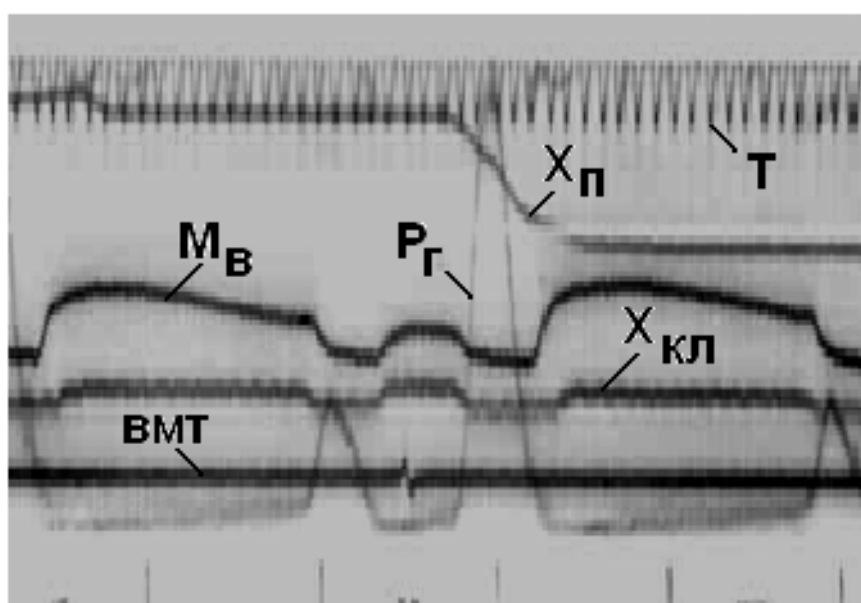


Рис. 5. Осциллограмма процесса маслоподачи

Наложение кривой движения поршня на осциллограмму позволяет определить в какие периоды и на какие поверхности происходит истечение смазки.

Установлено, что выход смазки происходит как после импульса P_1 (I фаза), так и после импульса P_2 (II фаза). В первой фазе истечение осуществляется, когда нижнее поршневое кольцо находится выше маслоподводящих отверстий, примерно с 325° п.к.в. до 50° п.к.в., а во второй фазе — когда поршень находится ниже линии расположения смазочных отверстий с 85° п.к.в. до 280° п.к.в. Данный процесс повторяется на всех 11-ти оборотах двигателя, составляющих период между двумя нагнетательными ходами плунжера лубрикатора, за счет постоянной разгрузки аккумулятора.

Вместе с тем, распределение порции масла как по одноименным фазам, так и по оборотам характеризуется значительной неравномерностью. Измерением расхода смазки на различных режимах работы двигателя было установлено, что в первой из рассматриваемых фаз осуществляется подача до 35% масла, а во второй — 65%, т.е. при движении поршня ниже маслоподводящих отверстий поступает в 2-3 раза больше смазки, чем под кольца. Следует предполагать, что при восходящем ходе поршня эта часть порции подхватывается кольцами и распределяется преимущественно в районе отверстий и верхней части втулки.

Подача оставшихся 30-35% смазки осуществляется в конце сжатия и приходится на район тронка, что предопределяет его распределение по поверхности втулки, находящейся ниже пояса маслоподводящих отверстий, которая составляет 70% площади всего зеркала.

Такое распределение расхода смазки по фазам остается практически неизменным на всех режимах работы двигателя, так как определяется постоянной продолжительностью периода между импульсами давления газов P_1 и P_2 , а также постоянной величиной их соотношения, что обуславливается уровнем расположения пояса смазочных отверстий.

Следовательно, перераспределение порции смазки по фазам для двигателей RTA Sulzer может быть достигнуто только путем изменения высоты смазочного пояса, что в условиях дизелей, находящихся в эксплуатации, осуществить практически невозможно.

Оценка неравномерности расхода в течение одного цикла маслоподдачи определялась разностью между количеством смазки, поступающим в цилиндр на первых пяти и последних пяти оборотах двигателя, Величина расхода на шестом обороте исключалась из рассмотрения. В результате было определено, что на первую половину цикла после нагнетательного хода плунжера лубрикатора приходилось 65-75% цикловой подачи, а на вторую — 25-35%, т.е. неравномерность достигала

50%. Более того, значительная часть смазки расходовалась на первых трех оборотах и составляла 40-45% от всей подачи, а оставшиеся 55-60% приходились на последующие восемь оборотов.

Выход смазки за срез канала концентрированными порциями при восходящем движении поршня даже без явления "выброса", приводит к встрече ее с боковой поверхностью головки поршня, температура которой превышает 400 °С, и образованию на ней дорожек нагара. Локализация нагара на боковой поверхности поршня напротив точек смазывания сопровождается, как правило, последующим заполнением зазора между головкой и зеркалом, что приводит к разрушению масляной пленки и повышенному или интенсивному износу втулки в вертикальных направлениях, проходящих через точки смазывания.

Кроме того, при ходе поршня вверх дорожки нагара, приобретающие форму клина, ориентируют течение смазки по их боковым сторонам, что увеличивает путь и время движения масла по горячей поверхности поршня. При завышенных дозировках это может приводить к полному закоксовыванию зазора над первым компрессионным кольцом, а также значительной интенсификации общего процесса нагарообразования и износа в цилиндре.

После прохождения последним поршневым кольцом маслоподводящих отверстий выходящий из канала валик масла может заполнять зазор между тронком и зеркалом цилиндра. Учитывая значительную длину тронка и геометрию его поверхности ("зехру"), можно считать, что одна часть этой порции будет использоваться по назначению, а другая стекать по зеркалу цилиндра в направлении окон. Это будет длиться до перекрытия нижним кольцом (при нисходящем движении поршня) маслоподводящих отверстий. При этом значительная часть масла, стекающая вниз, будет несомненно сбрасываться кольцами в окна, подпоршневую полость и попадать в ресивер продувочного воздуха.

Следовательно, поступление смазки в цилиндр сосредоточенными порциями на первых оборотах двигателя после нагнетательного хода плунжера лубрикатора приводит не только к ее нерациональному использованию, но и к ухудшению состояния деталей ЦПГ.

На последних оборотах цикла маслоподдачи количество поступающего в двигатель цилиндрического масла будет минимальным, и, вероятнее всего, недостаточным для обеспечения нормальных условий работы пары трения "кольцо-втулка". В большей мере это будет проявляться в нижней части втулки, если учитывать также перераспределение смазки по фазам.

Локализация натиров на нижней части зеркала цилиндра над окнами и нижней части тронка является признаком, указывающим на не-

достаток смазки этих поверхностей. Вероятно, поэтому в последнее время на двигателях RTA Sulzer применяют дополнительные точки смазывания.

Установленную в результате исследований неравномерность подачи по оборотам можно объяснить следующим образом: в существующей конструкции системы аккумулярующая полость подключена к нагнетательному тракту параллельно и связана со штуцером посредством канала, имеющего относительно большое проходное сечение. То есть, поступление масла из нагнетательного тракта в штуцер и в аккумулятор происходит одновременно. Поскольку нагнетательный ход плунжера начинается в момент роста импульса противодействия P_r , когда обратный клапан закрыт, а пружина мембраны аккумулятора находится практически в свободном состоянии, то масло, поступая в ограниченный объем между обратным клапаном и мембраной, будет заполнять аккумулярующую полость.

При падении давления со стороны цилиндра примерно до 0,25 МПа открывается обратный клапан и начинается истечение масла из штуцера. Однако, учитывая малое "время-сечение" клапана и продолжающееся перемещение плунжера, можно предполагать, что произойдет разделение потока смазки на две составляющие. Одна часть порции будет поступать в аккумулятор, а другая — на зеркало цилиндра. Таким образом, при совершении плунжером нагнетательного хода вначале происходит аккумулярование некоторого количества масла под мембраной, а затем, при падении давления газов, одновременное поступление одной части порции масла в аккумулярующую полость, а другой — в цилиндр, минуя аккумулятор.

Выход масла из штуцера под действием нагнетательного хода плунжера лубрикатора обуславливает поступление его за срез маслоподводящего канала концентрированной порцией.

При завершении плунжером нагнетания пружина мембраны будет сжата на максимальную, зависящую от значения противодействия газов величину, и значительная часть цикловой порции масла заполнит аккумулятор. Вследствие достаточно большого проходного сечения канала, связывающего аккумулярующую полость со штуцером, во всем объеме между мембраной и обратным клапаном будет поддерживаться некоторое давление, определяющееся усилием сжатия пружины аккумулятора. На последующих оборотах, при падении давления со стороны цилиндра до величины меньшей, чем давление масла в штуцере (аккумуляторе), то есть, за счет образования перепада давления, будет происходить открытие обратного клапана, истечение масла в цилиндр и частичная разгрузка аккумулярующей полости.

Следует отметить, что наибольшее перемещение мембраны аккумулятора, а следовательно, и большой расход смазки происходит на первых трех-четырех оборотах цикла, что объясняется максимальным усилием сжатия пружины в этот период времени и беспрепятственным поступлением масла из аккумулирующей полости в штуцер с последующим выходом на зеркало.

По мере ослабления усилия сжатия пружины (от оборота к обороту) величина перемещения мембраны уменьшается. Соответственно будет уменьшаться и количество вытесняемого аккумулятором масла. В результате на последних оборотах цикла маслоподдачи расход смазки достигнет минимальных значений, а аккумулирующая полость окажется разгруженной.

При совершении плунжером очередного нагнетательного хода процесс заполнения и разгрузки аккумулятора повторится.

На режимах снижения мощности отмечалось струйное истечение смазки (рис. 6) за пределы маслоподводящего отверстия с траекторией, достигающей нескольких десятков миллиметров, и обуславливающее его заброс на головку поршня. Такой характер истечения является следствием уменьшения противодействия газов со стороны цилиндра и происходящей при этом резкой разгрузкой аккумулятора. «Выброс», как правило, происходит в течение 2-3 оборотов коленчатого вала, между рабочими ходами плунжера лубрикатора. Скорость истечения масла в цилиндр достигает 4 м/с (рис. 7). При этом масло удаляется от зеркала на расстояние до 50 мм и более.

Повышение мощности двигателя и соответствующее этому увеличение давления газов противодействующих истечению масла в цилиндр, сопровождалось появлением периодов пополнения аккумулирующей полости, в течение которых наблюдались перерывы в подаче смазки.

Особенно резко они проявляются на маневренных режимах, сопровождающихся частыми пусками и остановками двигателей, при этом происходит такое же частое чередование наполнения и опустошения аккумуляторов, за которыми следуют длительные (достигающие нескольких десятков оборотов) перерывы в подаче масла в цилиндр, что может являться одной из причин возникновения неудовлетворительного состояния цилиндров.

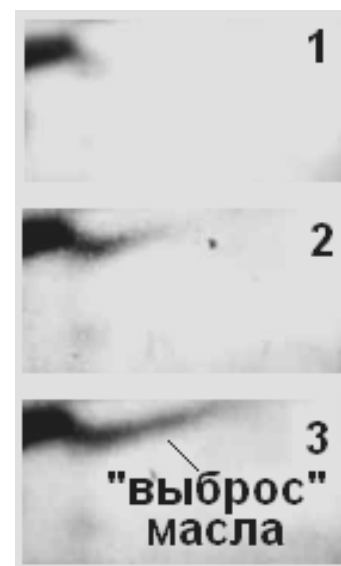


Рис. 6. Кинокадры «выброса» масла за пределы канала

Выполненные экспериментальные исследования аккумуляторной системы смазывания двигателей Sulzer позволили установить ее основные недостатки, к которым относятся:

- значительная, достигающая 50% неравномерность расхода масла по оборотам в течение всего периода маслоподдачи на установившемся режиме работы двигателя;
- "выброс" масла в полость цилиндра на переходном режиме снижения мощности двигателя;
- перерывы в подаче масла на зеркало цилиндра при повышении мощности двигателя;
- неудовлетворительное распределение смазки по окружности цилиндровой втулки, вследствие поступления мимо маслораспределительных канавок.

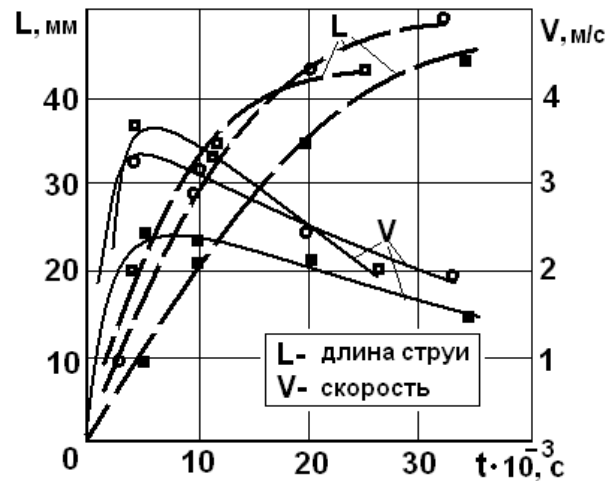


Рис. 7. Характеристики процесса истечения масла

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Богач В.М., Пилюгин А.С., Довиденко Ю.Н. Характеристики маслоподдачи аккумуляторной системы двигателей RND "Зульцер" // Двигатели внутреннего сгорания: ЭИ. – М.: ЦНИИТЭИ-ТЯЖМАШ, 1988. – 4-88-2. – С. 2-8.
2. Задорожный А.А. Повышение эффективности систем смазывания цилиндров судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 79-91.

УДК 629.12.03:628.05

Истомин В.И., Кот В.П.
СевНТУ, ОАО «Югрефтрансфлот»

КОМПЛЕКСНЫЙ КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ОЧИСТКИ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД СЭУ

Общая постановка проблемы ее связь с научно-техническими задачами. Актуальность темы обусловлена тем, что наибольший экологический ущерб при эксплуатации судов наносится вследствие загрязнения моря нефтью. Особенно остро стоит проблема глубокой очистки судовых нефтесодержащих вод, что связано с необходимостью выполнения требований Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов MARPOL-73/78, согласно которым содержание нефтепродуктов в очищенных нефтесодержащих водах, сбрасываемых с судов не должно превышать 15млн^{-1} [1, 2].

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Судовые системы очистки НСВ представляют собой совокупность различных функционально связанных элементов, подсистем, емкостей, насосов, теплообменных аппаратов, фильтров, арматуры, приборов управления, сигнализации, другого оборудования, которые образуют сложную структуру и обеспечивают выполнение широкого спектра функций. Рассмотрение судовых систем очистки нефтесодержащих вод СЭУ в целом и отдельных её элементов во взаимодействии между собой и оборудованием СЭУ представляет системный подход к ее изучению. Это позволит повысить экологическую безопасность судов, эффективность очистки при минимальной стоимости и энергопотреблении [3].

В настоящее время отсутствует комплексная концепция совершенствования судовых систем очистки НСВ, основанная на системном подходе и повышении эффективности массопереноса в процессе очистки путем уменьшения внутренней энергии полидисперсной неоднородной двухкомпонентной среды — нефтеводяной эмульсии на всех стадиях очистки в многокаскадных судовых системах.

С точки зрения оптимизации процесса очистки НСВ до настоящего времени не разработаны обобщенные критерии эффективности систем очистки, позволяющие комплексно оценить оптимальность системы в целом по основным эксплуатационным показателям: степени очистки, стоимости, пропускной способности.

Цель исследований. Разработать комплексный критерий оценки эффективности систем очистки нефтесодержащих вод СЭУ, позволяющий оценить систему в целом по основным эксплуатационным показателям: степени очистки, стоимости, пропускной способности.

Результаты исследований. Существующие судовые системы очистки НСВ обладают следующими функциональными свойствами:

1. Сбор и накопление нефтесодержащих вод;
2. Подача нефтесодержащих вод к фильтрующему оборудованию на очистку;
3. Очистка НСВ до заданной концентрации нефтепродуктов в очищенной воде;
4. Контроль концентрации нефтепродуктов в очищенной воде;
5. Автоматическое прекращение слива за борт при превышении концентрации нефтепродуктов в очищенной воде более 15 млн^{-1} .

Для повышения эффективности очистки нефтесодержащих вод и, следовательно, экологической безопасности СЭУ современные судовые системы, как показывает опыт эксплуатации и предварительные исследования, должны обладать более широким диапазоном функциональных свойств, а именно:

1. Обеспечивать предварительную гравитационную очистку нефтесодержащих вод;
2. Производить промежуточное удаление отстоявшихся нефтепродуктов;
3. Обеспечивать высокое качество на каждой ступени очистки нефтесодержащих вод;
4. Иметь минимальную стоимость и энергопотребление;
5. Работать длительное время без разборки и замены фильтроэлементов;
6. Обеспечивать возможность регенерация фильтроэлементов;
7. Иметь минимальное гидравлическое сопротивление;
8. Обладать минимальной эмульгирующей способностью;
9. Сохранять требуемую степень очистки даже при аварийных протечках воды и нефтепродуктов;
10. Обладать простотой конструкции и эксплуатации;
11. Иметь рациональную пропускную способность.

В связи с тем, что главной задачей является совершенствование функциональных свойств судовых систем очистки нефтесодержащих вод, снижение их стоимости и эксплуатационных расходов, то оптимизационная задача в этом случае должна предусматривать минимизацию затрат на очистку воды с обязательным достижением заданного полезного эффекта.

До настоящего времени не существовало комплексного критерия оценки эффективности систем очистки нефтесодержащих вод. Системы оценивались по отдельным показателям, в основном по степени очистки, малогабаритным показателям. Однако такой подход является одно-

боким и не позволяет оценить всесторонне ее оптимальность по всем основным эксплуатационным показателям. Например, система с высокой степенью очистки может иметь завышенную стоимость или недостаточную пропускную способность. Поэтому чтобы оценить систему всесторонне, необходим комплексный критерий оценки.

Проведем анализ основных факторов, которые должны входить в состав комплексного критерия.

Безусловно, основным параметром оценки эффективности системы является ее очистная способность (концентрация нефтепродуктов в очищенной воде на выходе системы — $K_{\text{вых}}$), поэтому система должна в первую очередь обеспечивать требуемую степень очистки.

Обеспечивая заданную степень очистки, наиболее эффективная система должна иметь минимальную стоимость, малогабаритные показатели и эксплуатационные расходы. Все вышперечисленные показатели составляют приведенные капитальные и эксплуатационные затраты на очистку воды, которые равны

$$C = e_n K + \mathcal{E}, \quad (1)$$

где $e_n = 0,15$ — нормативный коэффициент экономической эффективности капитальных вложений; K — капитальные расходы; \mathcal{E} — эксплуатационные расходы.

Таким образом, вторым показателем, который должен войти в комплексный критерий оценки эффективности систем является C — приведенные капитальные и эксплуатационные затраты на очистку воды.

Кроме необходимой степени очистки при минимальной стоимости наиболее эффективная система должна иметь оптимальную пропускную способность.

Система с завышенной пропускной способностью используется неэффективно, имеет увеличенные массогабаритные характеристики и стоимость, а установки, имеющие заниженную пропускную способность, могут не обеспечить удаление и качественную очистку нефтесодержащих вод при ремонтах судовых систем и в случае аварийных протечек.

При выборе рациональной пропускной способности систем для очистки нефтесодержащих вод (НСВ) необходимо знать суточный объем накопления $V_{\text{сут}}$ нефтесодержащих вод СЭУ, который зависит от мощности главной энергетической установки и конструктивных особенностей судна. В настоящее время $V_{\text{сут}}$ определяется согласно рекомендациям отраслевого стандарта Украины СОУ МПП 47.020-65:2005 «Суда морские. Предотвращение загрязнения моря нефтью. Нормы суточного накопления нефтесодержащих вод машинных помещений судов и методика расчета пропускной способности систем очистки» [4].

Поэтому для комплексной оценки эффективности систем очистки нефтесодержащих вод вводится новый обобщенный критерий C_o .

$$C_o = \frac{K_{\text{вых}} \cdot C}{Q}, \quad (2)$$

где $K_{\text{вых}}$ — концентрация нефтепродуктов в очищенной воде, млн⁻¹; C — приведенные капитальные и эксплуатационные затраты на очистку воды, дол. США; Q — фактическая пропускная способность системы, м³/ч;

Для учета правильного выбора пропускной способности системы с учетом характеристик судна вводится коэффициент $(1+Q/Q_0)$, тогда формула (2) будет выглядеть следующим образом:

$$C_o = \frac{K_{\text{вых}} \cdot C}{2Q} \left(1 + \frac{Q}{Q_0}\right) \rightarrow \min, \quad (3)$$

где $K_{\text{вых}}$ — концентрация нефтепродуктов в очищенной воде, млн⁻¹; C — приведенные капитальные и эксплуатационные затраты на очистку воды, дол. США; Q — фактическая пропускная способность системы, м³/ч; Q_0 — нормативная пропускная способность системы, определяемая по новым нормам с учетом характеристик судна, м³/ч.

Сущность обобщенного критерия оценки эффективности системы очистки НСВ заключается в том, что система при высокой степени очистки должна иметь минимальную стоимость и оптимальную пропускную способность, определяемую с учетом характеристик судна. Более совершенные и эффективные системы имеют меньшее значение C_o .

С уменьшением $K_{\text{вых}}$ повышаются стоимость системы и расходы на ее эксплуатацию. Для того чтобы система была более совершенной и эффективной, повышение степени очистки должно опережать увеличение ее стоимости.

Кроме требуемой степени очистки система должна иметь оптимальную пропускную способность, которая определяется исходя из существующих норм суточного объема $V_{\text{сут}}$ накопления НСВ. Как установлено в ходе исследований, существующие нормативы для определения $V_{\text{сут}}$ сильно завышены (в 5 – 10 раз), поэтому системы очистки НСВ работают далеко не в оптимальных условиях. Отношение фактической пропускной способности Q к ее нормативному значению Q_0 , определяемому по новым нормам $V_{\text{сут}}$ с учетом характеристик судна позволяет оценить оптимальность системы с точки зрения пропускной способности.

При правильном выборе пропускной способности формула (3) преобразуется в формулу (2).

Перспективы дальнейших исследований. Полученные результаты могут быть использованы для повышения эффективности очистки нефтесодержащих вод промышленных предприятий.

Выводы. Таким образом, предложенный новый обобщенный критерий эффективности S_0 позволяет всесторонне оценить оптимальность и совершенство системы очистки НСВ по следующим основным эксплуатационным показателям: степени очистки; стоимости; пропускной способности, определяемой с учетом характеристик судна.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 года и Протокол 1978 года. – М.: ЦРИА «Морфлот», 1980. – 364 с.
2. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря судами. – М.: Транспорт, 1979. – 336 с.
3. Истомин В.И. Комплексная очистка судовых нефтесодержащих вод. – Севастополь: СевНТУ, 2004. – 202 с.
4. Отраслевой стандарт Украины СОУ МПП 47.020-65:2005 «Суда морские. Предотвращение загрязнения моря нефтью. Нормы суточного накопления нефтесодержащих вод машинных помещений судов и методика расчета пропускной способности систем очистки». – Севастополь: СевНТУ, 2006. – 15 с.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В.
ОНМА**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ**

Одним из ответственных этапов создания дизеля является проектирование топливной аппаратуры. Оценка параметров процесса топливоподачи необходима и при решении эксплуатационных задач.

Современное состояние теории ДВС позволяет во многих случаях решать указанные задачи на базе моделей процессов впрыскивания топлива. Однако выбор математического аппарата, уровень физической детерминированности остаются предметом исследований.

В качестве одного из подходов для описания процесса топливоподачи можно рассматривать нестационарное движение жидкости в длинном канале. При двумерной постановке он может быть представлен [1] следующей системой уравнений движения несжимаемой жидкости с постоянной плотностью:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial \Phi} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right) & (1a) \\ \frac{\partial u_y}{\partial \Phi} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right) & (1б) \\ \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} &= 0 & (1в) \end{aligned} \right\} (1)$$

где x , y — продольная и поперечная координаты (ось x расположена вдоль длинного канала (трубопровода), ось y — поперек, причем $x \gg y$); u_x , u_y — продольная и поперечная компоненты вектора скорости; p — давление; ρ — плотность жидкости, ν — кинематический коэффициент вязкости.

Уравнения (1а, 1б) являются уравнениями движения по координатам x и y , а уравнение (1в) — уравнением сплошности.

Для анализа приведенной модели жидкость принимают несжимаемой, а движение её считается изотермическим неустановившемся, т.е. $\rho = \text{const}$ и $\nu = \text{const}$. Однако и в этом случае отсутствует аналитическое решение системы (1). С целью её упрощения можно оценить порядок величин в (1а) и (1б).

В результате оценки порядка величин, входящих в (1), система сводится к уравнению

$$\frac{\partial u_x}{\partial \Phi} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}. \quad (3)$$

Учитывая, что в реальных условиях течение неізотермическое, уравнение (3) следует дополнить уравнением энергии

$$\frac{\partial T}{\partial \Phi} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\nu}{c_p} \Phi. \quad (4)$$

Здесь T — температура жидкости (топлива); $\frac{\partial T}{\partial x}$, $\frac{\partial T}{\partial y}$ — продольный и поперечный градиенты температур; $a = \lambda/\rho c_p$ — коэффициент температуропроводности жидкости (топлива); c_p — теплоемкость жидкости; Φ — диссипативная функция Релея.

В результате оценки порядка величин в уравнении (4), получают:

$$\frac{\partial T}{\partial \Phi} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\nu}{c_p} \Phi. \quad (5)$$

В случае плоского движения диссипативная функция Релея принимает вид $(\partial u_x/\partial y)^2$.

Таким образом, для принятых допущений (плоское нестационарное неізотермическое движение несжимаемой жидкости (топлива) в длинном канале) имеем

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial \Phi} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \\ \frac{\partial T}{\partial \Phi} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} &= \frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\nu}{c_p} \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Для дальнейшего анализа целесообразно записать систему (6) в цилиндрической осесимметричной системе координат:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial \Phi} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right) \\ \rho c_p \frac{\partial T}{\partial \Phi} + \rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где x — продольная координата; r — радиальная координата; μ — динамический коэффициент вязкости топлива; u — продольная компонента вектора скорости.

Диссипативные явления, повышающие температуру потока, зависят как от поля скоростей по поперечному сечению потока, так и от вязкости жидкости, которая в существенной степени зависит от температуры, т. е. от результата действия диссипативных эффектов.. Установлено, что наибольшие значения температуры в слое с координатой y_m могут быть от нескольких градусов до нескольких десятков градусов.

Проведенный анализ условий протекания процесса впрыскивания топлива в дизелях носит преимущественно качественный характер. Детальное моделирование осуществляется на основе динамических или статических методов расчёта [2]. В первом случае решаются уравнения неустановившегося движения жидкости в топливопроводе высокого давления с учетом граничных условий в узлах топливной системы высокого давления (в ТНВД, форсунке, в узлах разветвления, золотниковых распределителях и т. п.).

Во втором случае методика расчета построена на решении уравнений сжимаемости топлива в топливопроводе и примыкающих к нему объемах с учетом уравнений движения плунжера, клапанов, иглы форсунки. Волновые явления в топливопроводе не рассматривают.

Статический метод обеспечивает необходимую точность расчета впрыскивания топлива лишь в системах с коротким топливопроводом высокого давления или при его отсутствии. Поэтому процесс впрыскивания топлива в дизелях в основном рассчитывают гидродинамическим методом.

Наиболее полно процессы впрыскивания представлены в гидродинамическом методе расчета Ю.Я. Фомина [2, 3]. При выводе уравнений движения топлива в трубопроводе высокого давления поток топлива принимается одномерным, его состояние изотермическим, а характеристики топлива усредненными (для малых интервалов времени и длины топливопровода). Основанием для этих допущений является большая по отношению к диаметру длина трубопровода, незначительное увеличение температуры топлива при повышении давления. Влияние давления на характеристики топлива учитывается при переходе к очередному интервалу расчёта.

С учётом указанных допущений движение топлива в нагнетательном трубопроводе описывается системой гиперболических уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial \Phi} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= -2Ku \\ \frac{\partial p}{\partial \Phi} + u \frac{\partial p}{\partial x} + a^2 \rho \frac{\partial u}{\partial x} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где u — скорость движения топлива; p — давление топлива; x — координата длины топливопровода ($x=0$ у насоса); Φ — время; ρ — плот-

ность топлива; a — скорость распространения волны давления в топливе; K — фактор гидравлического сопротивления, равный:

Если в уравнениях (8) пренебречь конвективными членами $u \partial u / \partial x$ и $u \partial p / \partial x$, то они сводятся к телеграфному

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - a^{-2} \frac{\partial^2 u}{\partial \Phi^2} - 2Ka^{-2} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0, \quad (9)$$

которое также может быть решено методом характеристик или методом затухающих волн.

Расчёт заключается в совместном решении уравнений движения топлива в топливопроводе высокого давления с уравнениями граничных условий, которые описывают процессы, происходящие в насосе высокого давления и форсунке. Уравнение (9) решается разностным методом.

Для топливных насосов золотникового и клапанного типа, имеющих нагнетательный клапан (рис. 1) [3] граничные условия описываются следующими дифференциальными уравнениями:

- сплошности потока в полости нагнетания

$$\alpha V_H \frac{dp_H}{d\Phi} = f_{\Pi} \frac{dh}{d\Phi} - f_K \frac{dy}{d\Phi} - Q_{y.H} - \mu_{o.B} f_{o.B} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_H - p_B|} - \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_H - p'_B|}; \quad (10)$$

- сплошности потока в штуцере насоса

$$\alpha V'_H \frac{dp'_H}{d\Phi} = f_K \frac{dy}{d\Phi} + \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_H - p'_B|} - f_T u_0; \quad (11)$$

- движения нагнетательного клапана

$$M \frac{d^2 y}{d\Phi^2} = f_K (p_H - p'_B) - c_K (y_0 + y), \quad (12)$$

где p_H, p'_H, p_B — давление топлива в полостях соответственно нагнетания, штуцера и всасывания (отсечки); V_H, V'_H — объёмы камер нагнетания и штуцера насоса; f_{Π} и f_K — площади поперечного сечения плунжера и нагнетательного клапана; $f_{o.B.}$ и $f_{ш}$ — проходное сечение всасывающего (отсечного) окна и нагнетательного клапана; $\mu_{o.B.}$ и $\mu_{ш}$ — коэффициенты расхода указанных элементов; h и y — перемещение плунжера и нагнетательного клапана; u_0 — скорость топлива во входном сечении нагнетательного трубопровода; $Q_{y.H}$ — утечка топлива через плунжерную пару насоса; M_K — масса клапана и движущихся с ним деталей; c_K и c_0 — соответственно жесткость и предварительное сжатие пружины.

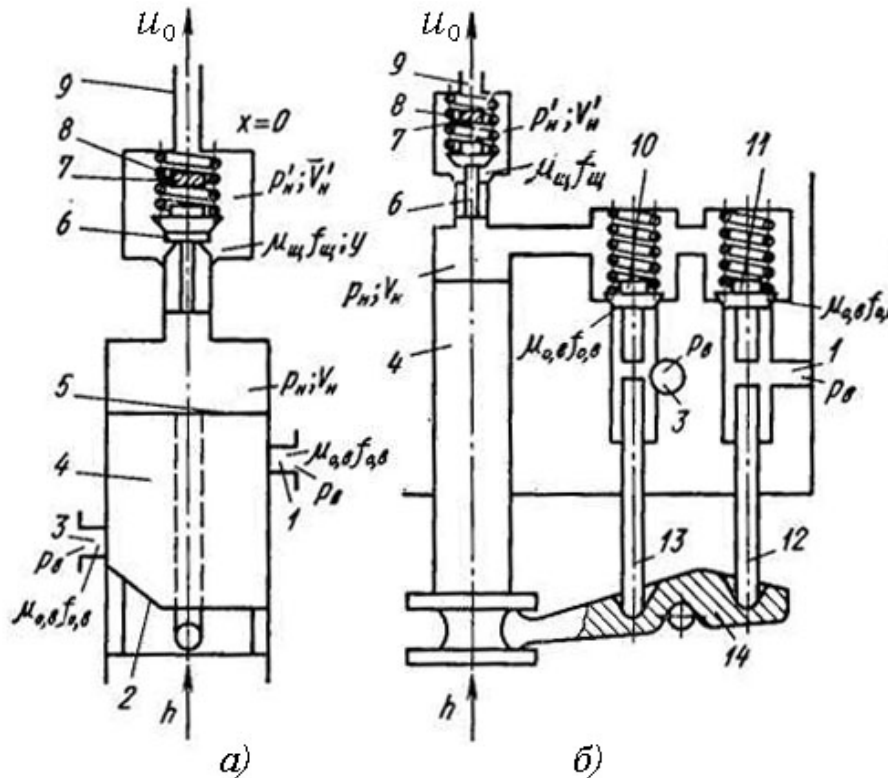


Рис. 1. Схема топливных насосов: а и б — соответственно золотникового и клапанного типа; 1 — всасывающее окно; 2 — отсечная кромка плунжера; 3 — отсечное окно; 4 — плунжер; 5 — всасывающая кромка плунжера; 6 — нагнетательный клапан; 7 — упор, ограничивающий подъем клапана; 8 — пружина; 9 — нагнетательный трубопровод; 10, 11 — отсечной и всасывающий клапаны; 12, 13 — толкатели всасывающего и отсечного клапана; 14 — рычаг привода толкателей

Процессы подачи топлива в форсунке (рис. 2) можно описать следующими дифференциальными уравнениями:

- сплошности потока топлива в полости перед иглой

$$\alpha V_{\phi} \frac{dp_{\phi}}{dM} = f_{\Gamma} u_L - f_{\text{и}} \frac{dz}{d\Phi} - Q_{\text{у.}\phi} - \mu_{f_{\Gamma}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_{\phi} - p_a|}; \quad (13)$$

- сплошности потока топлива в полости под иглой

$$\alpha V_a \frac{dp_a}{dM} = \mu_{f_{\Gamma}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_{\phi} - p_a|} - \mu_{f_{\Gamma}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_a - p_{\text{ц}}|} - \frac{dV_{\text{осв}}}{d\Phi}; \quad (14)$$

- движения иглы форсунки

$$M_{\text{и}} \frac{d^2 z}{d\Phi^2} = p_a f_{\text{и}}'' - p_{\phi} f_{\text{и}}' - c_{\text{и}} (z_0 + z), \quad (15)$$

где p_{ϕ} , p_a — давление топлива в камерах распылителя у иглы и перед сопловыми отверстиями; $p_{\text{ц}}$ — давление газов в цилиндре; V_{ϕ} , V_a —

объем камер распылителя; $V_{осв}$ — объем, освобождаемый конусом иглы при её подъёме; $f_{и}$ — площадь поперечного сечения иглы; $f_{и}'$ — дифференциальная площадь иглы; $f_{и}''=f_{и} - f_{и}'$; $\mu f_{г}$ и $\mu f_{с}$ — эффективные сечения в седле иглы и сопловых отверстий; z — подъём иглы; u_L — скорость топлива в выходном сечении нагнетательного трубопровода; $Q_{уи}$ — утечка топлива по игле; $M_{и}$ — масса иглы и движущихся с ней деталей; $c_{и}$ и z_0 — жесткость и предварительное сжатие пружины форсунки.

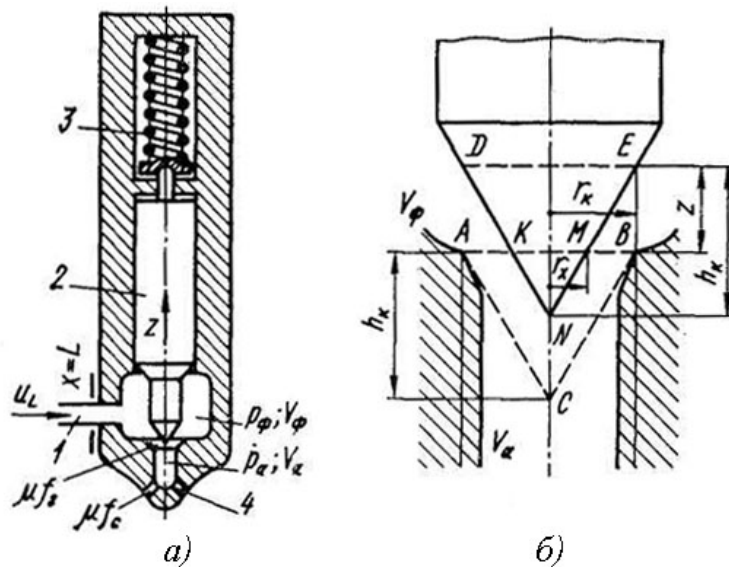


Рис. 2. Схема форсунки закрытого типа: 1 — нагнетательный трубопровод; 2 — игла; 3 — пружина; 4 — сопловые отверстия

Системы уравнений граничных условий у насоса и форсунки решают разностными методами, учитывая связь давлений и скорости в начальном и конечном сечениях трубопровода. Расчёт ведётся последовательными приближениями.

Наряду с феноменологическим описанием процессов впрыскивания топлива в ряде случаев (в частности, при обработке и дальнейшем использовании опытных данных) рациональным является применение аппарата статистического моделирования.

Весьма эффективным при таком подходе оказывается регрессионный анализ. Достаточно развитая теоретическая база и многочисленные реализации в форме пакетов для ЭВМ позволяют оперативно получать зависимости параметров топливоподачи от конструктивных и эксплуатационных факторов, учитываемых в опытах.

Следует указать и на ограниченность возможностей статистических методов анализа. Формальный подход неизбежный для таких моделей не всегда обеспечивает результаты, соответствующие феноменологической картине явления.

Далее представлены результаты обработки экспериментальных данных по параметрам топливоподачи системой впрыскивания судового среднеоборотного дизеля. Использована методика множественной линейной регрессии.

Опыты выполнены на безмоторном стенде. Топливная аппаратура двигателя ЧН25/34 была укомплектована золотниковым топливным насосом высокого давления (ТНВД) и форсункой с механическим (пружинным) запирающим иглы. Подробно параметры системы приведены в [4].

Испытания проведены по «нагрузочной» и «скоростной» характеристикам. В первом случае изменялся выход рейки ТНВД при неизменной частоте вращения, соответствующей номинальному значению. Во втором фиксировалась рейка ТНВД, а переменной была частота вращения распределительного (кулачкового) вала. Графические зависимости, полученные в результате опытов представлены там же [4].

Дополнительно поставлен эксперимент с использованием ротационного центрального композиционного плана второго порядка [5]. Число факторов также составляло два: выход рейки ТНВД m и частота вращения распределительного вала n . Такой план предусматривает проведение 13 опытов со следующим распределением по блокам: ядро плана — четыре точки, звёздных точек также четыре и в центре плана пять нулевых точек. Кодированные уровни факторов следующие: -1,414; -1; 0; +1; +1,414. Кодированные и натуральные значения основных уровней приведены в табл. 1.

Таблица 1. Параметры оптимального плана эксперимента

Уровни факторов	+1,414	0	-1,414
m , мм	32	20	8
n , об/мин	250	140	30

Параметры уравнений регрессии получены с помощью пакета статистических программ (ПСП) Statgraph, основные характеристики которого представлены в [6].

Как известно, случайную величину Y можно аппроксимировать посредством функции регрессии f , содержащей неизвестные параметры. Уравнение модели, выражающей зависимость между зависимой и независимыми переменными, записывается как

$$y = f(x_1, \dots, x_p; \beta_1, \dots, \beta_m) + e,$$

где β_1, \dots, β_m — неизвестные параметры и e — ошибка аппроксимации Y посредством функции регрессии. В частности, модель множественной линейной регрессии имеет вид

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1, \dots, \beta_p x_p + e.$$

Оценка уравнения множественной линейной регрессии может быть записана в виде

$$y = b_0 + b_1x_1, \dots, b_px_p.$$

Иначе [7],

$$M(Y/X=x_1, x_2, \dots, x_m) = \beta_0 + \beta_1x_1 + \dots + \beta_mx_m.$$

В случае простой линейной регрессии основные положения методики оценки параметров модели состоят в следующем [7].

Оценки коэффициентов уравнения регрессии находят из условия минимума суммы квадратов отклонений измеренных значений результативного признака y_i от вычисленных по уравнению регрессии $y(x_i)$.

Доверительный интервал для значимых параметров устанавливают по схеме:

$$P(-t_{\alpha, k} < (\beta - b)/s_b < t_{\alpha, k}) = 1 - \alpha,$$

где α — уровень значимости,

$$b - t_{\alpha, k}s_b < \beta < b + t_{\alpha, k}s_b.$$

Здесь статистика $t = |b/s_b|$ имеет распределение Стьюдента с $k=n-2$ степенями свободы (b — оценка коэффициента регрессии, s_b — оценка среднего квадратического отклонения коэффициента регрессии (иначе, стандартная ошибка оценки).

При проверке значимости уравнения регрессии исходят из основного положения дисперсионного анализа о разбиении суммы квадратов на слагаемые. Общая сумма квадратов отклонений результативного признака

$Q = \sum_1^n (y_i - \bar{y})^2$ разлагается на Q_1 (сумму, характеризующую

влияние признака X) и Q_2 (остаточную сумму квадратов, характеризующую влияние неучтённых факторов).

Для проверки нулевой гипотезы о значимости уравнения регрессии вычисляют статистику $F = (Q_1/Q_{\text{ост}}) \cdot (k_2/k_1)$, которая имеет распределение Фишера-Снедекора с $k_1 = 1$, $k_2 = n - 2$ степеней свободы (n — число наблюдений). Если $F > F(\alpha, k_1, k_2)$, нулевую гипотезу отвергают, уравнение считают значимым. Если $F < F(\alpha, k_1, k_2)$, то нет оснований отвергать нулевую гипотезу.

В ПСП (в частности, в STATGRAPH) описанная процедура реализуется в соответствии с данными табл. 2. При этом несмещённая оценка дисперсии σ^2 определена через дисперсию оценки

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - b_0 - b_1x_i)^2}{n - 2}.$$

Таблица 2. Таблица дисперсионного анализа для простой линейной регрессии

Источник дисперсии	Сумма квадратов	Степени свободы	Средний квадрат	F-отношение
Регрессия	$SS_D = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2$	$\nu_D=1$	$MS_D=SS_D$	$F_0 = \frac{MS_D}{MS_R}$
Отклонение от регрессии	$SS_D = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2$	$\nu_R=n-2$	$MS_R \equiv s^2 = \frac{SS_R}{R_R^v}$	
Полная	$SS_D = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2$	$\nu_T=n-1$		

Рассматриваемая далее статистика. P -значение есть площадь области под кривой плотности распределения $F(\nu_D, \nu_R)$ справа от F_0 . Мы отвергаем нулевую гипотезу H_0 , если P меньше, чем уровень значимости α .

В случае, если изменения результативного признака являются действием совокупности других признаков, имеет место многомерный регрессионный анализ. Все положения, приведенные выше для простой линейной регрессии, справедливы для многомерного случая.

Исходными данными для вычисления коэффициентов b_0, b_1, \dots, b_m является выборка из многомерной совокупности, представляемая обычно в виде матрицы X и вектора Y :

$$X = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{21} & \dots & x_{j1} & \dots & x_{m1} \\ x_{12} & x_{22} & \dots & x_{j2} & \dots & x_{m2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{1n} & x_{2n} & \dots & x_{jn} & \dots & x_{mn} \end{bmatrix}; \quad Y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \dots \\ y_n \end{bmatrix}.$$

Для расчёта параметров уравнения регрессии в многомерном случае используют матричный аппарат линейной алгебры.

Возвращаясь к данным эксперимента с процессами топливоподачи, рассмотрим результаты регрессионного анализа, выполненного с помощью ПСП.

В качестве основного варианта в табл. 3 приведены оценки коэффициентов уравнения, связывающего независимую переменную — цикловую подачу топлива $\bar{q}_{\text{ц}}$ (идентификатор Statgraph QF320.qzr) с двумя независимыми: частотой вращения распредвала \bar{n} (QF320.nr) и углом впрыскивания топлива $\bar{\varphi}_{\text{вп}}$ (QF320.fvr). Все параметры уравнения представлены в кодированном виде. Их значения преобразованы из исходных величин в нормированные по следующим выражениям:

$$\bar{q}_ц = q_ц / 1,1;$$

$$\bar{n} = (n - 30) / 220 \cdot 2,828 - 1,414;$$

$$\bar{\varphi}_{вп} = \varphi_{вп} / 15,5.$$

Таблица 3. Параметры уравнения регрессии для QF320.qzr
(2 независимые переменные)

Независимая переменная	Коэффициент	Стандартное отклонение	<i>t</i>	Уровень значимости
CONSTANT	0.066066	0.01429	4.6231	0.0001
QF320.nr	-0.137976	0.00953	-14.4774	0.0000
QF320.fvr	1.112796	0.022098	50.3563	0.0000

R-SQ. (ADJ.) = 0.9904; SE= 0.035074; MAE= 0.025338

Очевидно, при переходе от кодированных значений к натуральным необходим обратный пересчет, исходя из указанных соотношений.

Параметры уравнения регрессии в форме $\bar{q}_ц = f(\bar{n}, \bar{\varphi}_{вп})$ представлены в табл. 3. В таблице использованы идентификаторы пакета статистических программ.

Оценками b_0 , b_1 , b_2 являются величины, содержащиеся в столбце “коэффициенты”. Далее для каждого коэффициента следуют: стандартная ошибка, t — статистика и уровень значимости (P -статистика).

Общими параметрами уравнения являются (сохранена терминология ПСП STATGRAPH) R-SQ(ADJ.) — квадрат множественного коэффициента корреляции, стандартная ошибка — standard error (SE), средняя абсолютная ошибка — mean absolute error (MAE).

Наряду с рассмотренным вариантом уравнения регрессии выполнены расчёты двух других конфигураций: с тремя и четырьмя факторами. В одном случае к перечисленным переменным добавлено давление топлива $\bar{p}_ф$ (QF320.pfr) — табл. 4, в другом ещё и выход рейки ТНВД \bar{m} (QF320.mr) — табл. 5.

Кроме приведенных в таблицах параметров моделей пакет статистических программ в разделе множественной регрессии позволяет представлять в табличной и графической форме следующую информацию: дисперсионные характеристики модели, дисперсионный анализ коэффициентов, график остатков в функции от предсказанных значений, суммы остатков и их статистики, график измеренных значений функции в зависимости от расчётных по уравнению регрессии, влияние факторов (графическая взаимосвязь отдельных факторов и функции), корреляционную матрицу для коэффициентов уравнения регрессии, доверитель-

ные интервалы для коэффициентов уравнения при заданном уровне значимости (заданной вероятности), график измеренных значений функции в зависимости от расчётных по уравнению регрессии с указанием доверительного интервала.

Таблица 4. Параметры уравнения регрессии для QF320.qzr
(3 независимые переменные)

Независимая переменная	Коэффициент	Стандартное отклонение	t	Уровень значимости
CONSTANT	0.07477	0.051224	1.4597	0.1579
QF320.nr	-0.136314	0,013509	-10.0907	0.0000
3F20RP.fvr	1.122965	0.061647	18.2162	0.0000
QF320.pfr	-0.016548	0.093357	-0.1773	0.8609

R-SQ. (ADJ.) - 0.9900; SE= 0.035504; MAE= 0.025195

Таблица 5. Параметры уравнения регрессии для QF320.qzr
(4 независимые переменные)

Независимая переменная	Коэффициент	Стандартное отклонение	t	Уровень значимости
CONSTANT	0.743892	0.097452	7.6334	0.0000
QF320.mr	0.354076	0.049292	7.1833	0.0000
QF320.nr	0.004092	0.020954	0.1953	0.8470
QF20RP.fvr	0.186493	0.134845	1.3831	0.1805
QF320.pfr	-0.086948	0.053101	-1.6374	0.1158

R-SQ. (ADJ.) = 0.9969; SE= 0.020015; MAE= 0.015090

Далее рассматриваются характеристики первого варианта модели, представленного в табл. 3. В табл. 6 - 9 содержатся дисперсионные характеристики модели и дисперсионный анализ коэффициентов.

Таблица 6. Дисперсионный анализ уравнения регрессии

Источник	Сумма квадратов	Степени свободы	Средний квадрат	F -соотношение	P -значение
Модель	3,30531	2	1,65265	1343,40	0,0000
Ошибка	0,0295248	24	0,00123020		
Сумма	3,33483	26			

Оценка адекватности выполнена по статистике F_0 . Так как $F_0 = 1343 > F_{0,95}(2,24)$ при $F_{0,95}(2,24)=19,45$, нулевая гипотеза отвергается. Следовательно, с вероятностью 0,95 модель адекватна. Это подтверждает также весьма высокое значение квадрата коэффициент множественной корреляции R-SQ. (ADJ.) = 0.9904 (табл. 3). Можно также

отметить, что проверка адекватности выполняется и при $F_{0,999}(2,24)=999,5$.

Таблица 7. Анализ значимости переменных

Источник	Сумма квадратов	Степени свободы	Средний квадрат	F -соотношение	P -значение
QF320.nr	0,18581242	1	0,1858124	151,04	0,0000
QF320.fvr	3,11949725	1	3,1194973	2535,76	0,0000
Модель	3,30530967	2			

Таблица 8. Корреляционная матрица оценок коэффициентов

	CONSTANT	QF320,nr	QF320,fvr
CONSTANT	1,0000	-0,0888	-0,7156
QF32Q,nr	-0,0888	1,0000	-0,4990
QF320,fvr	-0,7156	-0,4990	1,0000

Таблица 9. 95 % доверительные интервалы для оценок коэффициентов

	Среднее значение	Стандартное отклонение	Нижний предел	Верхний предел
CONSTANT	0,06607	0,01429	0,03657	0,09557
QF320,nr	-0,13798	0,00953	-0,15765	-0,11830
QF32Q,fvr	1,11280	0,02210	1,06713	1,15842

Проведенный статистический анализ экспериментальных данных позволил построить регрессионную модель с достаточно высокими прогностическими характеристиками.

Состав модели определяется доступностью включённых в неё параметров при проведении дальнейших экспериментов. Так, одной из задач, решаемых с использованием рассмотренной регрессионной модели, являлось исследование рабочего процесса дизеля на маневровых режимах. В частности, при наличии для анализа индикаторного про-

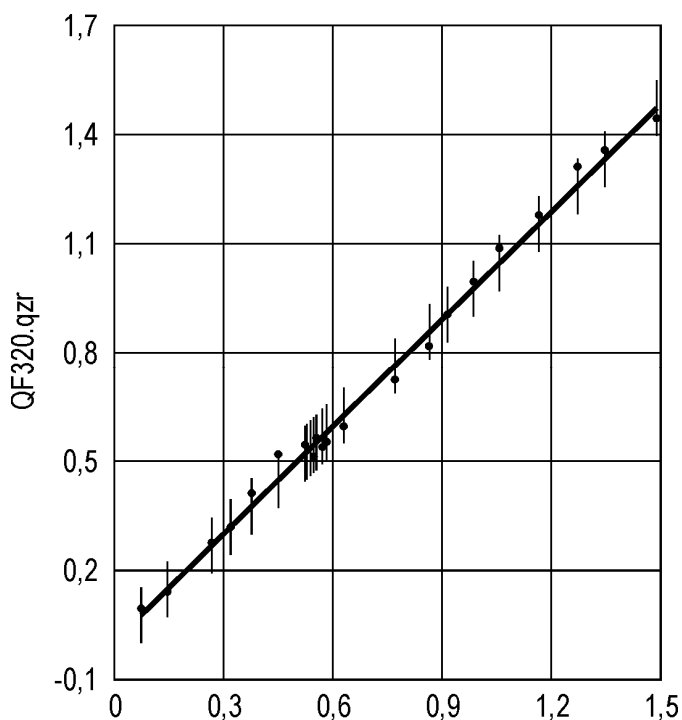


Рис. 3. Интервальный график с 95% доверительными интервалами для вычисленных значений

цесса только данных по углу впрыскивания и частоте вращения цикловая подача топлива определяется по уравнению с этими параметрами. При этом достоверность величины $C_{ц}$, как показано выше, достаточно высока.

Выводы.

Современное состояние теории процессов впрыскивание топлива в дизелях позволяет использовать различные методы расчёта топливоподачи, как статический, так и гидродинамический.

В исследованиях, базирующихся на эксперименте, целесообразно применение статистических моделей, в частности, множественной линейной регрессии.

Дальнейшее развитие теории топливных систем дизелей связано с описанием неравномерного поля скоростей в сечении трубопровода, волновых явлений в механических элементах устройств запирания форсунок.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС / Р.М. Петриченко, С.А. Батурин, Ю.Н. Исаков и др.; Под общ. ред. Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение, 1990. – 328 с.
2. Топливная аппаратура дизелей: Справочник / Ю.Я.Фомин, Г.В. Никонов, В.Г. Ивановский. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.
3. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчёт топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
4. Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В. Исследование процесса топливоподачи судового среднеоборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. 78-86.
5. Михайлов В.И., Федосов К.М. Планирование экспериментов в судостроении. – Л.: Судостроение, 1978. – 159 с.
6. Афифи А., Эйзен С. Статистический анализ: Подход с использованием ЭВМ. – Пер. с англ. – М.: Мир, 1982. – 488 с.
7. Математическая статистика: Учебник / Иванова В.М., Калинина В.Н., Нешумова Л.А. и др. – М.: Высш. школа, 1981. – 371 с.

УДК 532.6+541.18

Ханмамедов С.А., Задоржный А.А., Рогачева Е.В.
ОНМА

ТЕЧЕНИЕ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ЛУБРИКАТОРНОЙ СИСТЕМЕ СМАЗЫВАНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Постановка задачи исследования. На транспортных судах морехозяйственного комплекса Украины в качестве главных двигателей в основном используются дизельные энергоустановки, эксплуатация которых сопровождается существенными расходами на смазочные материалы. Доля расходов на топливо и масло в общей сумме эксплуатационных расходов составляет около 40%, при этом стоимость масел неуклонно возрастает. Характерные для дизелей высокие расходы масла, частые вскрытия цилиндров, значительные износы, а также существенные нагары в выпускном тракте указывают на несовершенство систем смазывания цилиндров (ССЦ). Особенностью организации смазки деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) последних длинноходовых моделей дизелей является неизбежный рост расхода масла (более 1 г/кВт·ч) в связи с увеличением площади смазываемой поверхности цилиндрических втулок, из-за чего возникают определенные сложности в равномерном распределении масла по зеркалу цилиндра.

Расширение использования на судах длинноходовых двигателей, их форсирование и все большее применение тяжелых топлив с повышенным содержанием серы требует новых решений по эффективному смазыванию деталей ЦПГ. В процессе их эксплуатации. Такие решения должны предусматривать: правильность выбора сорта цилиндрического масла (ЦМ) применительно к сорту топлива, определение необходимого его количества, организации стабильного смазочного слоя с заданным распределением по высоте цилиндрической втулки (ЦВ).

В этой связи, повышение эффективности работы систем смазывания цилиндров длинноходовых двигателей, представляет собой актуальную задачу, необходимость решения которой вытекает из потребностей морского флота.

Решению данной задачи были посвящены работы Пилюгина А.С., Семенова В.С., Богача В.М., Задоржного А.А. и др. [1-10].

Для всех исследований характерным является то, что смазочный материал представляется как ньютоновская жидкость. Теоретические исследования гидродинамики движения масла в нагнетательном маслопроводе основаны на решении уравнений неустановившегося изотермического движения вязкой несжимаемой жидкости с учетом начальных и граничных условий обусловленных конструкцией и спецификой

работы лубрикаторной системы смазывания, представленной в цилиндрической системе координат. Исходя из данных проведенных ранее исследований, авторы приходят к выводу, что в трубопроводах лубрикаторной системы смазывания имеет место ламинарное течение однофазной жидкости, вязкость которой, не зависит от напряжения сдвига и времени.

Как установлено [1-5], существенное влияние на характер поступления масла в цилиндр оказывает последний участок маслоподводящего тракта — канал между клапаном и зеркалом цилиндра. Этот сложный участок сообщен с полостью цилиндра постоянно, и, следовательно, на процесс движения масла в нем значительно влияют процессы, происходящие в цилиндре.

В последних исследованиях выполненных в академии [5-8] показано, что смазочный материал в двигателе ведет себя как неньютоновская жидкость. В связи с этим в настоящей работе сделана попытка рассмотреть течение смазочных материалов в маслоподводящем тракте двигателя в предположении, что смазочный материал является, прежде всего, неньютоновской жидкостью.

Тогда решение задачи о течении смазочного материала в маслоподводящем канале двигателя может быть представлено поэтапно следующим образом.

На первом этапе рассмотрим плоскую пленку смазочного материала толщиной h на твердой подложке и выберем систему координат так, чтобы координаты x и y находились в плоскости подложки, а ось z была направлена по нормали к ней (рис. 1). В состоянии равновесия нормальная компонента тензора давления $P_N = P_{zz}$ постоянна по толщине пленки и равна давлению в газовой фазе p , в то время как тангенциальные компоненты $p_{xx}(z)$ и $p_{yy}(z)$ переменны по сечению пленки, но не зависят от координат x и y .

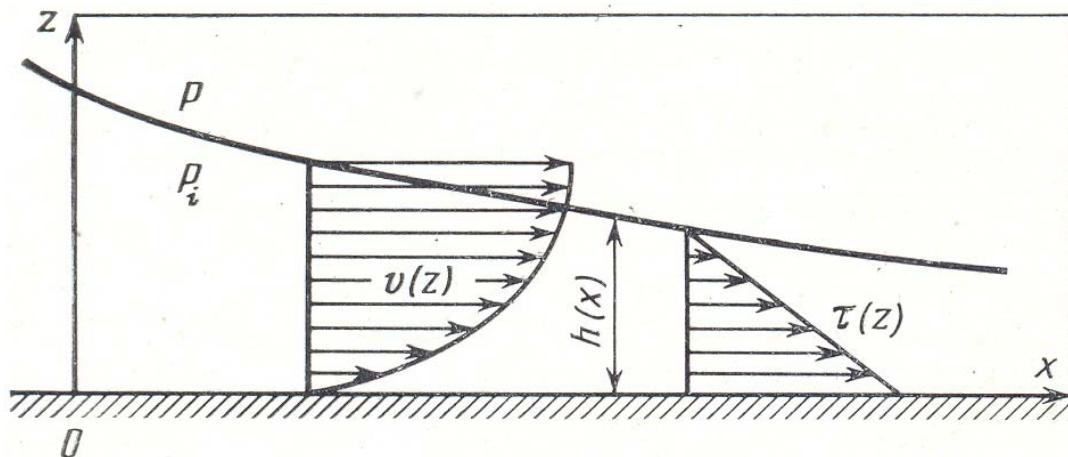


Рис. 1. Течение смазочного материала по горизонтальной металлической подложке

Если поверхность пленки искривлена, то в уравнение следует добавить член, учитывающий перепад капиллярного давления на поверхности пленки [6]. В этом случае

$$P_{zz} = P + \sigma K, \quad (1)$$

где K — кривизна поверхности; σ — поверхностное натяжение.

Допустим теперь, что имеет место нарушение этих условий, и поэтому должно возникнуть течение. Примем, что это нарушение обусловлено наложением распределенных по поверхности пленки, граничащей с газом, добавочных давлений

$$\delta P_{x,y} = P_{x,y} - P, \quad (2)$$

где $P = \text{const}$ — давление газа над пленкой в состоянии ее равновесия.

Эти добавочные давления $\delta P_{x,y}$ вызовут добавки к соответствующим компонентам тензора давления:

$$\delta P_{xx}(h, z) = \delta P_{yy}(h, z) = \delta P_{zz}(h)_{x,y} = \delta P_{xy}. \quad (3)$$

Если дополнительные давления $\delta P_{x,y}$ распределены по поверхности пленки неравномерно, то течение в пленке будет определяться градиентами этих дополнительных давлений.

Заменяя в выражении P (2) его значением из (1), получим

$$\delta P_{x,y} = P_{x,y} - P_{zz} + \sigma K \quad (4)$$

Как известно [5-6], расклинивающее давление Π равно разности между нормальной компонентой тензора давления P_{zz} и давлением P_0 в объемной жидкой фазе, в которой пленка находится или могла бы находиться в состоянии равновесия.

Для пленок на наклонной поверхности следует учесть дополнительное влияние силы тяжести. В этом случае P_0 равно давлению объемной жидкой фазы на расстоянии H от данной точки пленки до уровня объемной жидкости, являющейся точкой отсчета давлений

$$P_0 = \rho g H, \quad (5)$$

где g — ускорение силы тяжести, ρ — плотность жидкости.

Тогда

$$\Pi(h) = P_{zz} - P_0 = P_{zz} - \rho g H. \quad (6)$$

Подставим значения P_{zz} из этого уравнения в уравнение (4), что дает

$$\delta P_{x,y} = P_{x,y} - \Pi(h) - \rho g H + \sigma K. \quad (7)$$

Далее, учитывая (2), получим выражение для градиентов дополнительного давления:

$$\begin{aligned} \text{grad}(\delta P_{xx}) &= \text{grad}(\delta P_{yy}) = \text{grad}(\delta P_{zz}) = \\ &= \text{grad}[P_{x,y} - \Pi(h) - \rho gH + \sigma K]. \end{aligned} \quad (8)$$

Если давление газа над всеми точками поверхности пленки постоянно $P_{x,y} = P = \text{const}$, то в случае горизонтально расположенной пленки выражение (8) существенно упрощается, так как $\text{grad}P_{x,y} = 0$ и $\text{grad}H = 0$. Во многих случаях изменения кривизны поверхности пленок малы по сравнению с изменениями $\Pi(h)$, поэтому в первом приближении часто ограничиваются при расчетах пленочного течения только градиентом расклинивающего давления.

Заметим, что величина $p - \Pi(h) = P_i$ играет роль «гидродинамического» давления жидкости в пленке [5-6]. В состоянии равновесия давление p_i равно давлению p_0 в объемной жидкой фазе, утончившейся частью которой является пленка. Нарушение условия $p_i = p_0$ ведет к течению жидкости из пленки под мениск (при $p_i > p_0$) или из-под мениска в пленку (при $p_i < p_0$). Использование давления p_i позволяет применить единый гидродинамический подход для описания течения в пленке, объемной жидкости и переходной зоне между ними. Давление p_i включается при этом в обычные уравнения гидродинамики вязкой жидкости [6].

Так, течение пленки по горизонтальной плоской подложке (см. рис. 1) описывается известным уравнением ламинарного течения — как в половине плоской щели шириной $2h$. Профиль скоростей $V(z)$ при напряжении сдвига на поверхности пленки $\tau = 0$ является параболическим. Это приводит к следующему выражению для стационарного пленочного потока нелетучей жидкости:

$$q = -(\rho h^2 / 3\eta) \text{grad} P_i = (\rho h^2 / 3\eta) \text{grad} \Pi(h), \quad (9)$$

где h — толщина пленки; ρ — плотность; η — вязкость жидкости.

Расчеты скоростей пленочного течения с помощью изотерм расклинивающего давления плоских пленок ограничены, однако, пленками с полого меняющейся толщиной. В случае крутых профилей пленки (под поршневыми кольцами дизелей) локальное давление p_i зависит уже не только от локальной толщины h , но и от всей формы профиля. Вторым ограничением уравнения (9) является неизменность относительной концентрации компонентов раствора при течении пленки. Только в этом случае Π есть однозначная функция толщины пленки. Очевидно, для сохранения постоянства состава необходимо, чтобы адсорбция на поверхностях пленки в процессе течения менялась незначительно. Уравнение (9) строго применимо лишь для однокомпонентных жидкостей.

Для нелетучих жидкостей к уравнению (9) следует присоединить условие неразрывности стационарного потока: $q = \text{const}$. Это накладывает определенные условия на профиль $h(x)$ текущей пленки. В одномерном случае интегрирование уравнения (9) дает

$$q(x - x_0) = (\rho / 3\eta) \int_{h_0}^h h^2 d\Pi(h), \quad (10)$$

где h_0 — толщина пленки при $x = x_0$.

Так, для изотермы $\Pi(h) = -A_0/6\pi h^3$ (для $A_0 < 0$), где A_0 — постоянная Гамакера, получим, что толщина пленки спадает в направлении течения (вдоль координаты x) по следующему закону:

$$h = \rho A_0 h_0 / [\rho A_0 + 6\pi\eta h_0 q(x - x_0)]. \quad (11)$$

Толщина пленки снижается тем быстрее, чем больше скорость потока q и выше вязкость жидкости.

Если капиллярные силы вносят вклад в гидродинамическое давление в пленке, как, например, в случае переходной зоны между мениском и пленкой или в случае толстых неплоских пленок, где мало расклинивающее давление, уравнение для потока в пленке имеет вид

$$q = (\rho h^2 / 3\eta) q \text{grad}[\Pi(h) - \sigma K(h)], \quad (12)$$

где $K(h)$ — локальная кривизна поверхности слоя жидкости.

Для не очень крутых профилей пленки, когда $dh/dx \ll 1$, можно принять $K(h) \approx d^2h/dx^2$. Тогда в одномерном случае

$$q = \frac{\rho h^2}{3\eta} \left[\frac{d\Pi(h)}{dx} - \sigma \frac{d^3h}{dx^3} \right] \quad (13)'$$

Необходимо также учесть тот факт, что смазочный материал при температуре, которую он приобретает в результате теплообмена с цилиндрической втулкой, достаточно летуч поэтому в течении масла в канале следует учесть также и поток пара, вызванный градиентом его парциального давления, возникающим над текущей пленкой. Если в пленке имеется градиент расклинивающего давления, то [6] в фазе пара над пленкой устанавливается стационарный градиент парциального давления, равный

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{p_s v_m}{RT} \frac{d\Pi}{dx} e^{-v_m \Pi / RT}. \quad (14)$$

Давление пара p можно считать не зависящим от расстояния над пленкой, когда $(r/L)^2 \ll 1$, где r — радиус или толщина канала и L — его

длина. Этот критерий следует из отношения времени релаксации давления пара $\tau = l^2/D$ в направлении по нормали к пленке ($l = r$) и в направлении ее течения ($l = L$). Здесь l — характерный линейный параметр и D — коэффициент диффузии пара.

Рассмотрим теперь характер изотермического пленочного течения под действием градиента давления. Как было показано в работе [7], пленочное течение заметно интенсифицирует испарение жидкостей находящихся в узких каналах.

Скорость испарения из канала с учетом пленочного течения может быть рассчитана путем применения решения предложенного в [6]. Масса вещества Q , проходящего в единицу времени через любое сечение канала постоянного радиуса (рис. 2) r (при $r/L \ll 1$) с координатой x , может быть записана в виде суммы потоков смазочного материала в пленке и пара в свободной части канала:

$$Q(x) = -\frac{\pi D(r-h)^2}{MRT} \frac{dp}{dx} + \frac{2\pi r h^3 \rho}{3\eta} \frac{d\Pi}{dx} = Q_V + Q_L, \quad (15)$$

где M — масса моля испаряющегося смазочного материала.

Задача испарения из канала решается (в случае невысоких скоростей испарения) в квазистационарном приближении, полагая, что для каждого момента времени можно использовать условие $L = \text{const}$ и $Q = \text{const}$. Проведя интегрирование уравнения (15) от $x = 0$ до $x = L$, (принимая $r \gg h$) получим

$$Q(L) = -\frac{\pi D r^2 (p_0 - p_M)}{MRT L} + \frac{2\pi r}{3\eta L} \int_{\Pi_M}^{\Pi_0} h^3(\Pi) d\Pi = -\frac{\pi D r^2 (p_0 - p_M)}{MRT L} \quad (16)$$

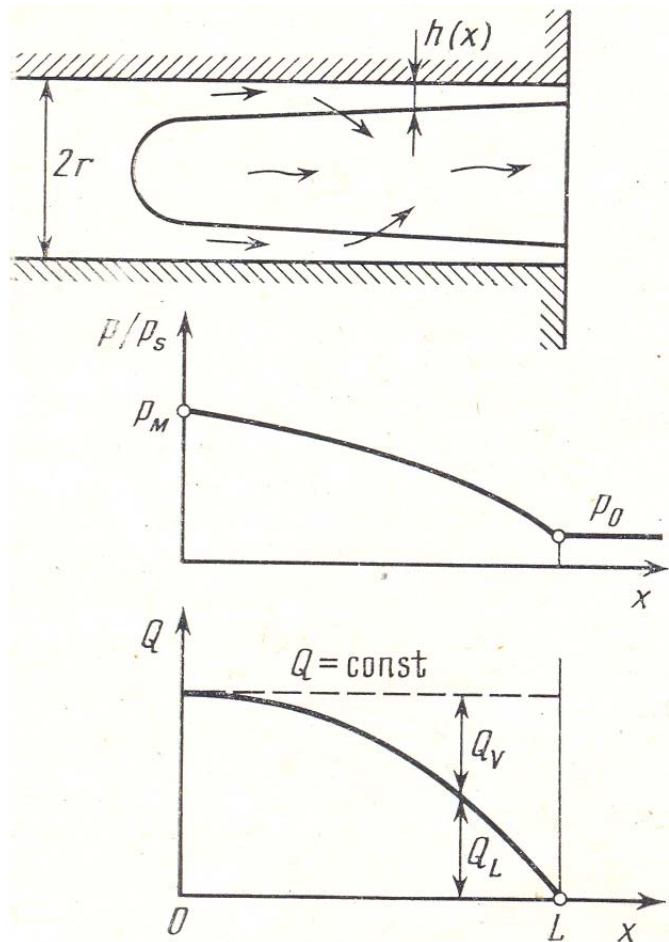


Рис. 2. Пленочное течение при испарении смазочного материала из маслоподводящего канала цилиндровой втулки двигателя

где p_0 — давление в рабочей полости цилиндра двигателя; p_M — давление пара над мениском смазочного материала в канале; P_0 и P_M — соответствующие этим давлениям пара значения расклинивающего давления пленки.

Для проведения дальнейших расчетов должна быть задана изотерма расклинивающего давления $P(h)$ или изотерма полимолекулярной адсорбции $h(p/p_s)$.

Суммарная скорость испарения Q выражается аддитивно через формально взаимно независимые потоки в фазе пара Q_V и в пленке Q_L .

Действительно, первый член Q_V уравнения (16) можно получить из закона диффузии Фика, игнорируя пленочный перенос, а второй Q_L — не учитывая диффузию пара. Однако в действительности оба потока взаимодействуют. В этом нетрудно убедиться, получив на основании уравнения (15) распределение, например, давления пара $p/p_s(x)$ по длине канала. Для этого необходимо с помощью (14) выразить dP/dx через dp/dx и провести интегрирование от $x = 0$ до любого текущего значения x . При этом значение Q должно быть предварительно найдено из (16).

Качественный вид распределения $p/p_s(x)$ при наличии смачивающих пленок показан на рис. 2. Значения p/p_s меняются нелинейно, причем значение производной dp/dx , определяющее вклад потока пара, растет при приближении к зеркалу цилиндра. Это происходит за счет взаимодействия потоков: попутного испарения смазочного материала из пленки, необходимого для того, чтобы поддерживать термодинамическое равновесие пленка-пар в поперечном направлении.

Вклад пленочного потока в общий поток массы при испарении из канала растет при повышении относительного давления пара, так как при этом растет толщина пленки h , и при уменьшении радиуса каналов, что связано с ростом доли сечения канала, занятой пленочным смазочным материалом:

$$s_f / s_c = 2\pi r h / \pi r^2 = 2h / r$$

На базе полученных уравнений разработана методика, алгоритм и программа расчета основных параметров течения масла в маслonaпорных трубопроводах цилиндрической смазки длинноходовых двигателей. Выбор исходных данных для выполнения расчетов по полученным уравнениям, осуществлялся на основании анализа конструктивных параметров системы смазывания, эксплуатационных показателей работы двигателя и процесса маслоподачи, по которым оценивались моменты, длительность и величина подачи масла в двигатель.

Оценка совершенства системы и процесса маслоподачи в каждом конкретном случае осуществляется на основании сравнения величин

расходов смазочного материала со значениями, рекомендованными фирмой-строителем двигателя. Как показали исследования [1-4], существенное влияние на течение масла в элементах системы и последующий процесс смазывания рабочей поверхности зеркала цилиндра двигателя оказывает конфигурация и геометрические размеры выходного канала, что является одним из путей повышения эффективности работы системы смазывания и двигателя в целом.

Экспериментальные исследования процесса подачи масла в цилиндры длинноходовых двигателей MAN-B&W осуществлялись в лабораторных условиях и на судовом дизеле, при этом варьировалась конфигурация канала и его геометрические размеры.

Экспериментальные исследования позволили определить основные характеристики процесса маслоподачи в цилиндры исследуемых двигателей. Установлено, что для всех систем смазывания наблюдается определенное соответствие предложенной модели.

Из анализа результатов проведенных исследований следует, что характер истечение масла на зеркало цилиндра не имеет прямой связи с нагнетательным ходом плунжера лубрикатора и открытием обратного клапана системы. Истечение масла в цилиндр двигателя происходит как при неподвижном плунжере лубрикатора, так и при закрытом клапане системы. Это является еще одним доказательством того, что процесс истечения масла в цилиндр зависит от величины давления в цилиндре двигателя, давления газов над мениском масла в канале и температуры масла.

В результате выполненных экспериментальных исследований ССЦ длинноходовых судовых двигателей фирмы MAN – B&W установлено следующее: истечение масла в цилиндр осуществляется не под действием плунжера ЛБ, а в результате взаимодействия газов с маслом в этом канале; истечение масла из канала сопровождается двухфазным истечением масла на рабочую поверхность цилиндрической втулки.

Испарившаяся часть масла с захваченными частичками масла частично уносится с выхлопными газами, а частично адсорбируются на рабочих поверхностях деталей ЦПГ.

Для уменьшения доли масла переходящего в газообразное состояние выполнили канал минимально коротким и наклонным, для того чтобы использовать силы гравитации (см. уравнение 6). Как показали исследования, наиболее эффективным является канал длиной порядка 10 мм с диаметром около 1,0 – 1,5 мм и углом наклона его до 45°. На рис. 3 показано решение, приведенное в [2-4] по выбору геометрических размеров канала. Разработка конструкций проводилась с учетом результатов выполненных исследований, анализа патентных материалов, а также данных стендовых и эксплуатационных испытаний.

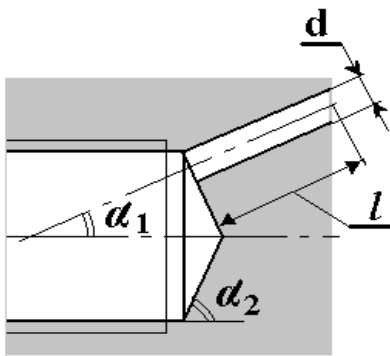


Рис. 3. Конфигурация маслоподводящего канала, позволившая получить наиболее эффективное смазывание цилиндра

Для изменения характеристик процесса подачи масла с целью повышения эффективности его использования и улучшения показателей работы цилиндров двигателя, на основании изложенных исследований разработана технология усовершенствования нагнетательного тракта лубрикаторной системы дизелей MAN-B&W. Эта технология включает: изменение формы выходного участка канала с горизонтального на наклонный.

В результате лабораторных испытаний усовершенствованных конструкций лубрикаторной системы смазывания двигателей MAN-B&W типа L-МС/МСЕ установлено, что они обеспечивают истечение масла на зеркало цилиндра близкое к однофазному со значительно меньшими скоростями (рис. 4), чем предшествующие модели. Это позволяет снизить расход цилиндровых масел с одновременным уменьшением нагарообразования и износов деталей ЦПГ.

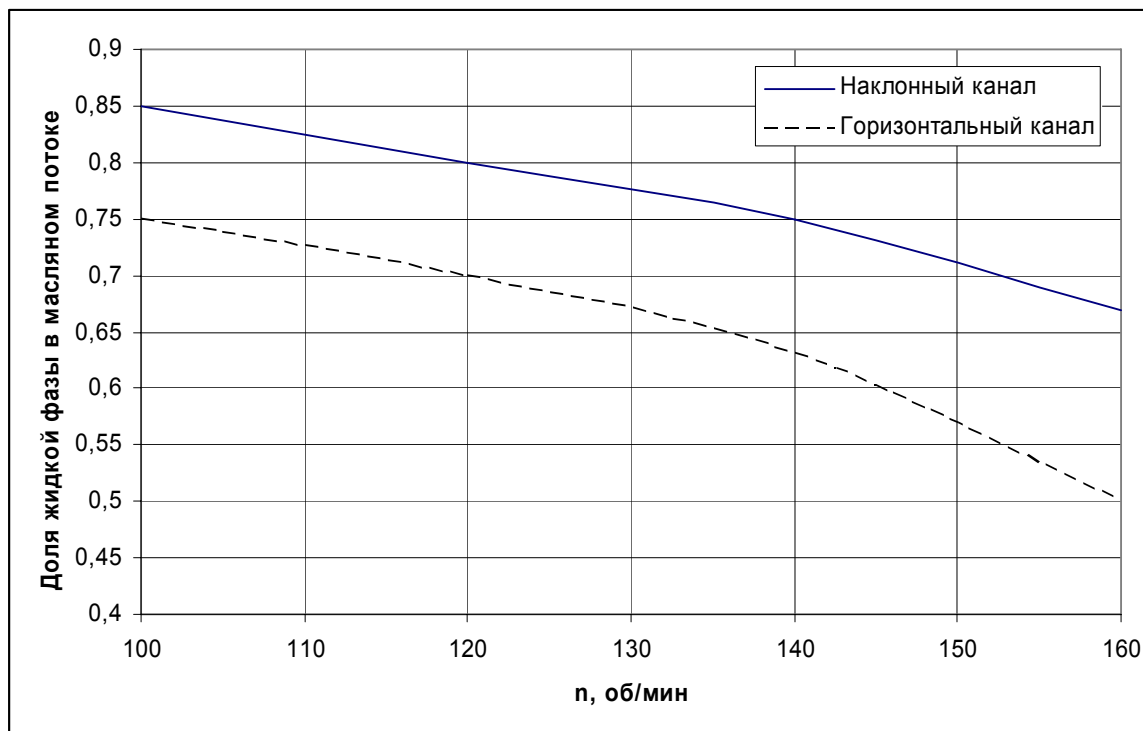


Рис. 4. Зависимость доли масла, переходящего в газообразное состояние, при истечении на рабочую поверхность втулки от частоты вращения двигателя через наклонный и горизонтальный каналы

Истечение масла, близкое к однофазному, привело также к увеличению его количества, поступающего непосредственно на зеркало цилиндра. Одновременно, за счет изменения гидравлических характеристик

каналов системы смазки, в 2-3 раза возросла частота и равномерность истечения масла на рабочие поверхности цилиндрических втулок.

Разработанные усовершенствования маслоподводящих устройств проходили эксплуатационную проверку на трех судах, оснащенных двигателях MAN-B&W типа L-МС/МСЕ. Время работы модернизированных узлов цилиндрической системы смазки по отдельным судам составило от 600 до 5000 часов, при этом были получены результаты испытаний, анализ которых позволил оценить эффективность предложенных разработок.

На теплоходе "PAIGE" с главным двигателем MITSUI MAN-B&W 6L60 МС мощностью 7171 кВт при 117 мин⁻¹, перед испытаниями все цилиндры были разделены на 3 группы — базовую, экспериментальную и контрольную. Цилиндры №№ 3, 6 были оборудованы усовершенствованной системой смазывания (с поэтапно сниженным расходом масла с 1,2 до 0,8 г/кВт-ч) и составляли экспериментальную группу, цилиндр № 5 (со штатной системой смазывания), на котором снижался расход масла с 1,2 до 1,1 г/кВт-ч, являлся контрольным, а остальные цилиндры — базовые.

В дальнейшем цилиндры №№ 3, 6 двигателя работали весь период испытаний со сниженным расходом масла до 40% относительно уровня, установленного в эксплуатации. Весь период испытаний главный двигатель работал на тяжелом топливе IFO-380 с применением смазочного материала Мобилгард-570.

Вскрытие цилиндров №№ 3, 6 показало, что все компрессионные кольца подвижны, явно выраженных рисок и натиров на зеркале цилиндра нет. Загорание окон экспериментальных цилиндров № 3, 6, работавших со сниженным расходом масла, в 2-2,5 раза ниже, чем у контрольного цилиндра № 5. Визуальный осмотр деталей ЦПГ № 5 показал, что на боковой поверхности и днище поршня имеются нагары в виде дорожек с основанием у первого кольца, расположенные напротив всех точек смазки. Нагар на перемычках между кольцами локализован в одной плоскости с нагаром над первым кольцом. Он твердый, толщиной более 1 мм.

Такой нагар распространяется на перемычки между 1,2 и 3 кольцами, в отличие от экспериментальных цилиндров, у которых имеется равномерно распределенный, рыхлый, тонкий (около 0,2-0,4 мм) нагар над первым и перемычке между 1 и 2 кольцами.

Ниже, на перемычках между 2, 3 и 4 кольцами нагар отсутствует, перемычки чистые хорошо смазанные. Состояние базовых цилиндров №№ 1, 2, 4 (со штатной системой смазки и установленным фирмой эксплуатационным расходом масла на уровне 1,2 г/кВт-ч), практически не отличалось от контрольного цилиндра № 5.

Анализ результатов обмеров деталей ЦПГ показал, что средняя величина износа втулок экспериментальных цилиндров по поясу максимальной выработки в сравнении с износом втулок базовых цилиндров меньше (рис. 5): по ходу — в 1,4 раза, по оси — в 1,2 раза.

Изменение зазоров в замках поршневых колец (рис. 5) отличается: по первому кольцу — в 2 раза; по комплекту колец — в 1,9 раза. Потеря веса первых компрессионных колец базовых цилиндров в 1,5 раза, а комплекта колец — в 1,3 раза больше, чем у экспериментальных №№ 3, 6. Эксплуатация двигателя MAN-B&W т/х "Луиза" и "Тира", на 2-х цилиндрах которых, установлены описанные выше усовершенствования, также подтверждают их эффективность.

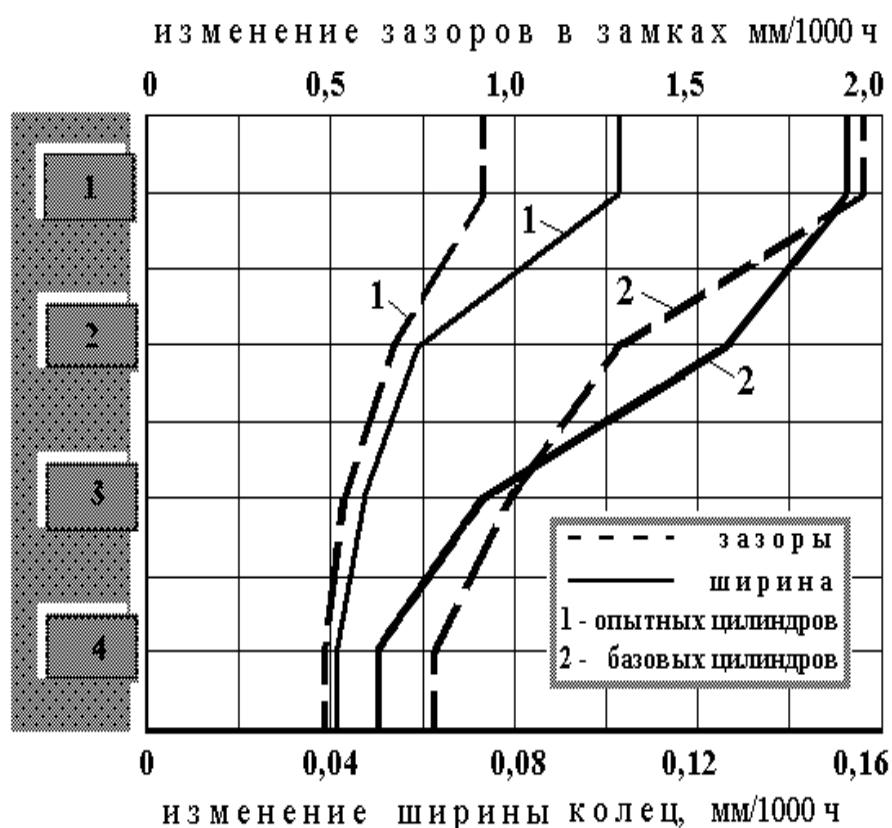


Рис. 5. Износ поршневых колец установленных на двигателях, прошедших модернизацию маслоподводящих каналов лубрикаторной системы смазки

Таким образом, результаты эксплуатационных испытаний показывают, что усовершенствованием систем смазывания цилиндров обеспечивается существенное снижение износов дорогостоящих деталей ЦПГ при значительном одновременном сокращении расхода дефицитных цилиндрических масел, что обуславливает повышение технико-экономических показателей работы двигателя в целом. Эксплуатационные испытания показали, что совершенствование процессов и систем маслоподдачи обеспечивает снижение до 25% расхода цилиндрического

масла, в 2-2,5 раза уменьшает нагароотложения в цилиндре и в 1,2-1,5 раза — износы деталей ЦПГ а, следовательно, является эффективным направлением повышения технико-экономических показателей работы судовых ДВС.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Богач В.М., Пилюгин А.С. Взаимосвязь геометрии маслоподводящих устройств с процессами истечения масла в цилиндры дизелей // Двигатели внутреннего сгорания: ЭИ. – М.: ЦНИИТЭИ-ТЯЖМАШ, 1982. – 4-82-19. – С. 4-10.
2. Богач В.М., Задорожный А.А., Богач А.В. Исследование маслоподдачи в цилиндры двигателей V&W // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2004. – № 10. – Одесса: ОНМА. – С. 14-23.
3. Богач В.М., Задорожный А.А., Колиев И.Д. Экспериментальный стенд и методика исследований систем смазывания цилиндров СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 12. – Одесса: ОНМА. – С.11-22.
4. Задорожный А.А. Повышение эффективности систем смазывания цилиндров судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб-2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 79-91
5. Дерягин Б. В., Поповский Ю. М., Алтоиз Б. А. Исследование жидкокристаллического состояния, возникающего под действием поверхностных сил // Докл. АН СССР. – 1982. – Т. 262, № 4. – С. 853-855.
6. Дерягин Б.В., Поповский Ю.М. Жидкокристаллическое состояние граничных слоев некоторых полярных жидкостей // Коллоидн. журн. – 1982. – Т. 44, № 5. – С. 863-870.
7. Старов В.М. Существование и устойчивость тонких неплоских слоев жидкостей // Изв. АН СССР. Сер. Механика жидкости и газа. – 1979. – №2. – С. 174-178.
8. Алтоиз Б.А., Ханмамедов С.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.
9. Пилюгин А.С., Богач В.М., Довиденко Ю.Н., Бузовский В.А. Эффективность усовершенствованных смазочных систем цилиндров судовых дизелей // Двигателестроение. – 1989. – № 7.
10. Семенов В.С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1978. – 175 с.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., ЮСУФИ Халид, Гаук К.Д.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ НАПОЛНЕНИЯ ТНВД НА ПРОЦЕССЫ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В СУДОВОМ СРЕДНЕОБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ

Одним из важных параметров, определяющих базовые характеристики топливоподачи, а с ними и всего двигателя является давление в полости топливного насоса высокого давления (ТНВД), из которой топливо поступает в надплунжерное пространство. В это же пространство осуществляется истечение топлива в период перепуска и отсечки. Постоянную составляющую давления в этом объёме принято называть давлением подкачки $p_{\text{подк}}$.

Наиболее полно совместно гидродинамика систем низкого и высокого давления изучалась проф. Ивановским В.Г. Им раскрыты физические основы явлений, происходящих в указанных системах, их взаимодействие, создана методика расчета процесса топливоподачи [1]. Однако многообразие частных вопросов в раскрытии указанного направления исследований оставляют значительное количество нерешенных конкретных задач в данной области.

С целью определения возможности управления параметрами топливоподачи за счёт изменения $p_{\text{подк}}$ выполнено экспериментальное исследование процессов впрыскивания на безмоторном стенде.

Опыты проведены на топливной аппаратуре судового среднеоборотного дизеля со следующими характеристиками: ТНВД золотникового типа с регулированием по концу подачи; диаметр и ход плунжера по 16 мм, максимальная скорость плунжера при номинальной частоте вращения распредвала $n = 250$ об/мин $c_{\text{max}} = 1,22$ м/с; нагнетательный клапан с внешним конусом и отсасывающим пояском, диаметр цилиндрической части 10 мм; форсунка неохлаждаемая закрытого типа с механическим (пружинным) запирающим иглы; давление подъёма иглы 20,6 МПа; сопловой аппарат $9 \times 0,35$ мм \times 140° — $1 \times 0,2$.

Конструктивное исполнение рабочей части ТНВД представлено на рис. 1. Особенностью исследованного ТНВД является наличие двух окон во втулке, нижнее из которых является отсечным, а верхнее перепускным.

На плунжере выполнена спиральная регулировочная канавка, соединённая с надплунжерным пространством осевым и радиальными сверлениями. Фиксирующий болт 10 выполняет частично функцию отражения потока отсечного топлива.

Для осциллографирования топливоподачи на ТНВД смонтированы датчики, сообщённые с полостью штуцера и полостью отсечки-всасывания.

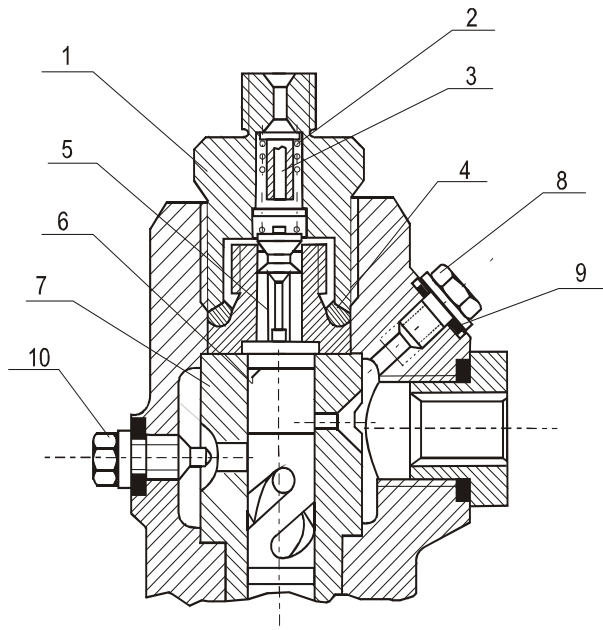


Рис. 1. Топливный насос высокого давления: 1 — нажимной штуцер; 2 — пружина; 3 — ограничитель; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — нагнетательный клапан; 6 — плунжер; 7 — втулка плунжера; 8 — пробка; 9 — прокладка; 10 — болт

Что касается форсунки (рис. 2), её конструктивное исполнение является традиционным, а для регистрации подъёма иглы и давления топлива установлены датчики 8, 13 соответственно.

Безмоторный стенд, на котором проведены испытания, оборудован приводом кулачкового вала с электродвигателем постоянного тока, что обеспечивает плавное регулирование частоты вращения. Топливная система стенда позволяет изменять давление подкачки от минимального значения $p_{\text{подк}} = 6$ кПа до величин, определяемых условиями эксперимента. Минимальное значение определяется уровнем топлива в баке и обеспечивается при отключении циркуляционного насоса.

Программой испытаний предусмотрено исследование влияния давления подкачки на параметры процесса впрыскивания при неизменных режимных показателях, а также проведение опытов при различной частоте вращения. Выполнено осциллографирование топливоподачи и измерение цикловой $S_{\text{ц}}$. При осциллографировании записаны следующие параметры:

- давление топлива у форсунки $p_{\text{ф}}$;
- давление топлива у насоса $p_{\text{н}}$;
- давление отсечки топлива $\Delta p_{\text{отс}}$;
- остаточное давление топлива $p_{\text{т}}$;
- угол начала впрыскивания $\varphi_{\text{н}}$;
- угол конца впрыскивания $\varphi_{\text{к}}$;
- угол впрыскивания $\varphi_{\text{вп}}$;
- цикловая подача топлива $S_{\text{ц}}$.

Фазовые параметры $\varphi_{\text{н}}$, $\varphi_{\text{к}}$, ориентированы на условную отметку ВМТ распредвала.

Параметры впрыскивания определены по осциллограммам, цикловая подача измерена весовым способом.

Результаты эксперимента представлены на рис. 3 - 6.

В качестве базового режима для испытаний приняты условия, соответствующие начальной рабочей частоте вращения при пуске двигателя. Такими данными являются: частота вращения распредвала $n = 63$ об/мин и выход рейки ГНВД $H = 26$ мм.

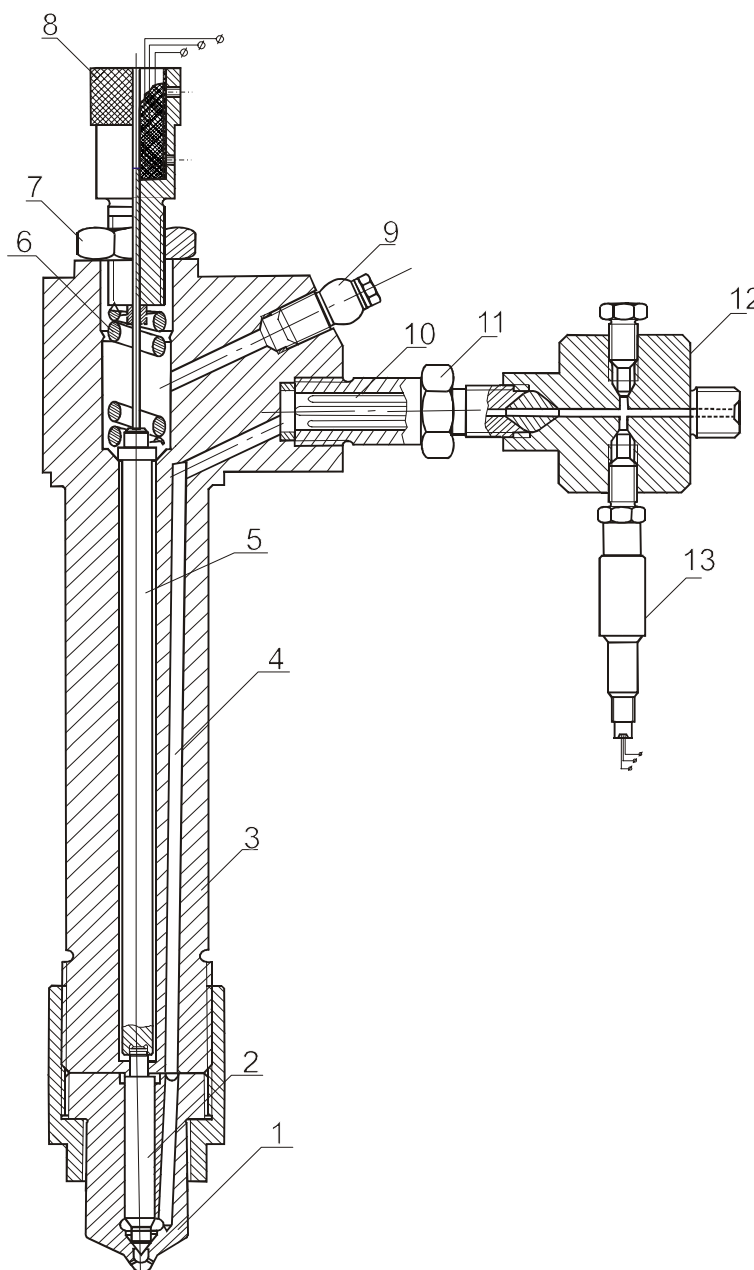


Рис. 2. Форсунка с датчиками: 1 — сопло; 2 — игла; 3 — корпус; 4 — канал; 5 — толкатель; 6 — пружина; 7 — гайка; 8 — датчик подъема иглы; 9 — отвод; 10 — щелевой фильтр; 11 — корпус фильтра; 12 — переходник; 13 — датчик давления топлива

Первый этап опытов включал режимы при неизменной частоте вращения распредвала $n = 63$ об/мин = const, фиксированном выходе рейки ГНВД $H = 26$ мм = const и изменении давления подкачки в диапазоне $p_{\text{подк}} = 6$ кПа — 0,618 МПа. Соответствующие графики приведены на

рис. 3. В качестве примеров протекания отдельных процессов для крайних условий, заданных на рассматриваемом этапе, представлены осциллограммы.

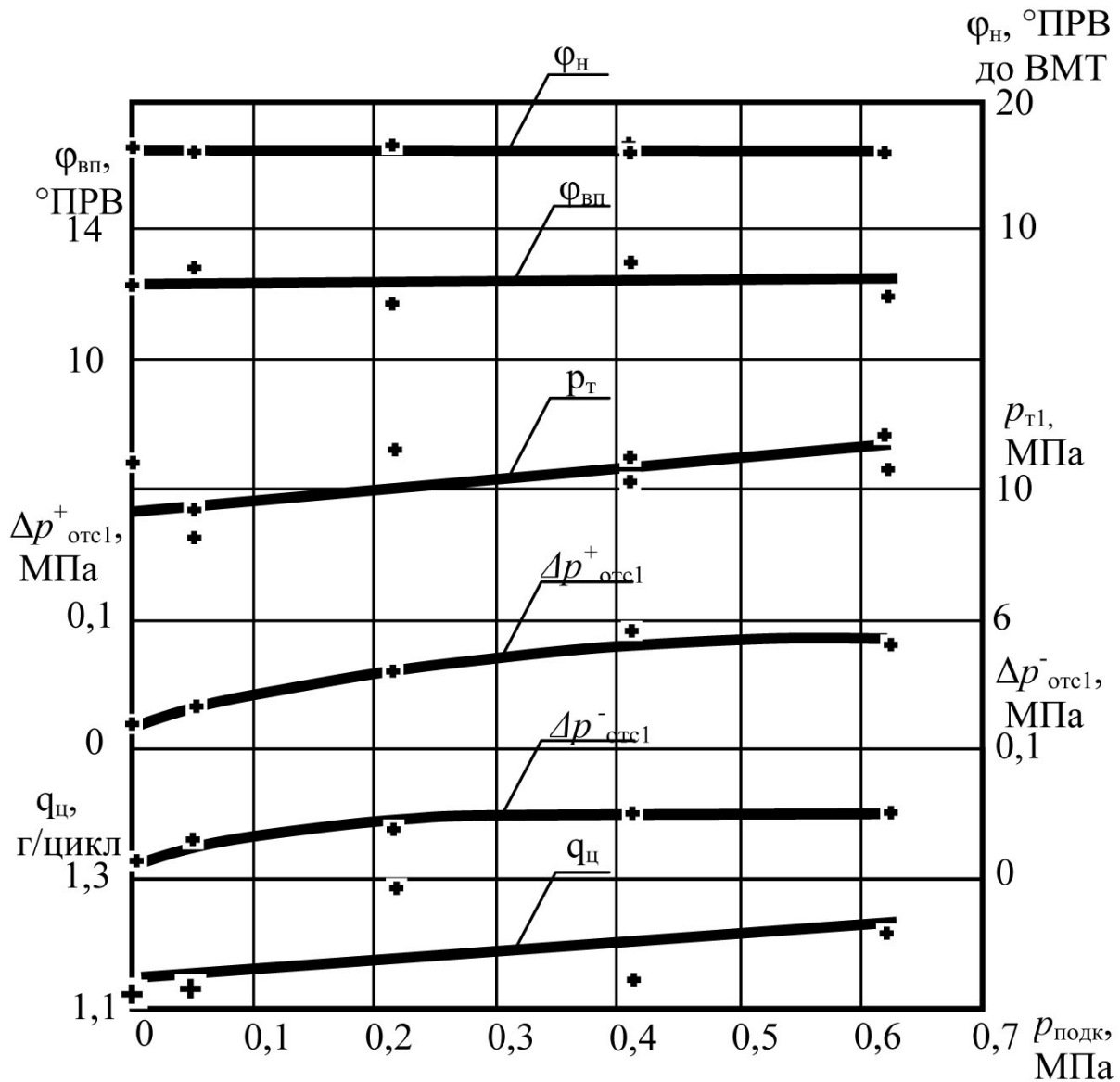


Рис. 3. Зависимость параметров топливоподачи от давления подкачки при постоянных оборотах $n = 63$ об/мин

Кривые, представленные на рис. 3, дают обобщённое представление о протекающих процессах. Большая часть зависимостей свидетельствует о незначительном изменении параметров топливоподачи в рассматриваемом диапазоне давлений подкачки $p_{подк}$. Это относится в первую очередь к фазам впрыскивания: углам начала φ_n и общему углу $\varphi_{вп}$ впрыскивания.

При этом следует принять во внимание условность первого из них: величина φ_n характеризует только положение кулачной шайбы на распредвале. В данном случае информационным является изменение φ_n .

Аппроксимирующая линия представляет собой горизонтальную прямую, а различие отдельных значений носит случайный характер. Диапазон φ_n составил 16,09 — 18,0 °ПРВ (градусов поворота распределителя), а большая часть значений укладывается в границы 16,67 — 17,82 °ПРВ. Т.о., в данном случае можно говорить о случайных изменениях этого параметра, вызванных другими гидравлическими и механическими факторами. Вероятный диапазон колебаний φ_n составил 1,15 ° ПРВ.

Такой же характер имеет зависимость угла впрыскивания $\varphi_{вп}$ от $p_{подк}$. При этом численные значения укладываются в границы $\varphi_{вп} = 11,84—13,78$ °ПРВ, а вероятный диапазон составил 12,0—13,0 °ПРВ, т.е. 1 ° ПРВ. При этом, очевидно, действуют те же факторы, что и для φ_n .

Другой существенный показатель топливоподачи, остаточное давление в системе p_T , имеет особенности формирования и неоднозначность оценок. На некоторых режимах p_T до и после впрыскивания отличаются. Наибольший перепад p_T составил 1,38 МПа и получен для максимального значения $p_{подк}$ в опытах. В целом, можно говорить о тенденции роста p_T с увеличением $p_{подк}$. Предельные значения p_T , полученные в опытах, были 8,40 и 11,99 МПа.

Наиболее существенно, как и следовало ожидать, от давления подкачки зависит волновой процесс в системе низкого давления. Датчик, регистрирующий $p_{отс}$, как уже отмечено, подключён к полости отсечки—всасывания. Интенсивность колебаний давления на этом участке системы низкого давления значительно возрастает с повышением базового уровня (постоянной составляющей). При обработке осциллограмм определены предельные отклонения от базового уровня как в сторону повышения давления $\Delta p_{отс1}^+$, так и уменьшения $\Delta p_{отс1}^-$. Индекс ‘1’ означает принадлежность к первичному колебательному процессу, о чём подробнее будет сказано далее.

Рост $\Delta p_{отс1}^+$ в пределах изменения $p_{подк}$ получен от 30 кПа до 0,8 МПа, а для $\Delta p_{отс1}^-$ 10—50 кПа.

По поводу цикловой подачи $C_{ц}$: можно отметить её увеличение с ростом $p_{подк}$. Диапазон изменения $C_{ц}$ составляет 1,12— 1,21 г/ц, или 8%.

Рассмотренные выше зависимости при $n = 63$ об/мин можно проиллюстрировать с помощью осциллограмм, приведенных на рис. 4. При визуальном сравнении следует учесть различие в масштабах угла поворота. На осциллограмме рис. 4а давление подкачки минимально и составляет $p_{подк} = 6$ кПа, на рис. 4б наибольшее: $p_{подк} = 0,618$ МПа. Характер протекания процессов в линии высокого давления одинаков.

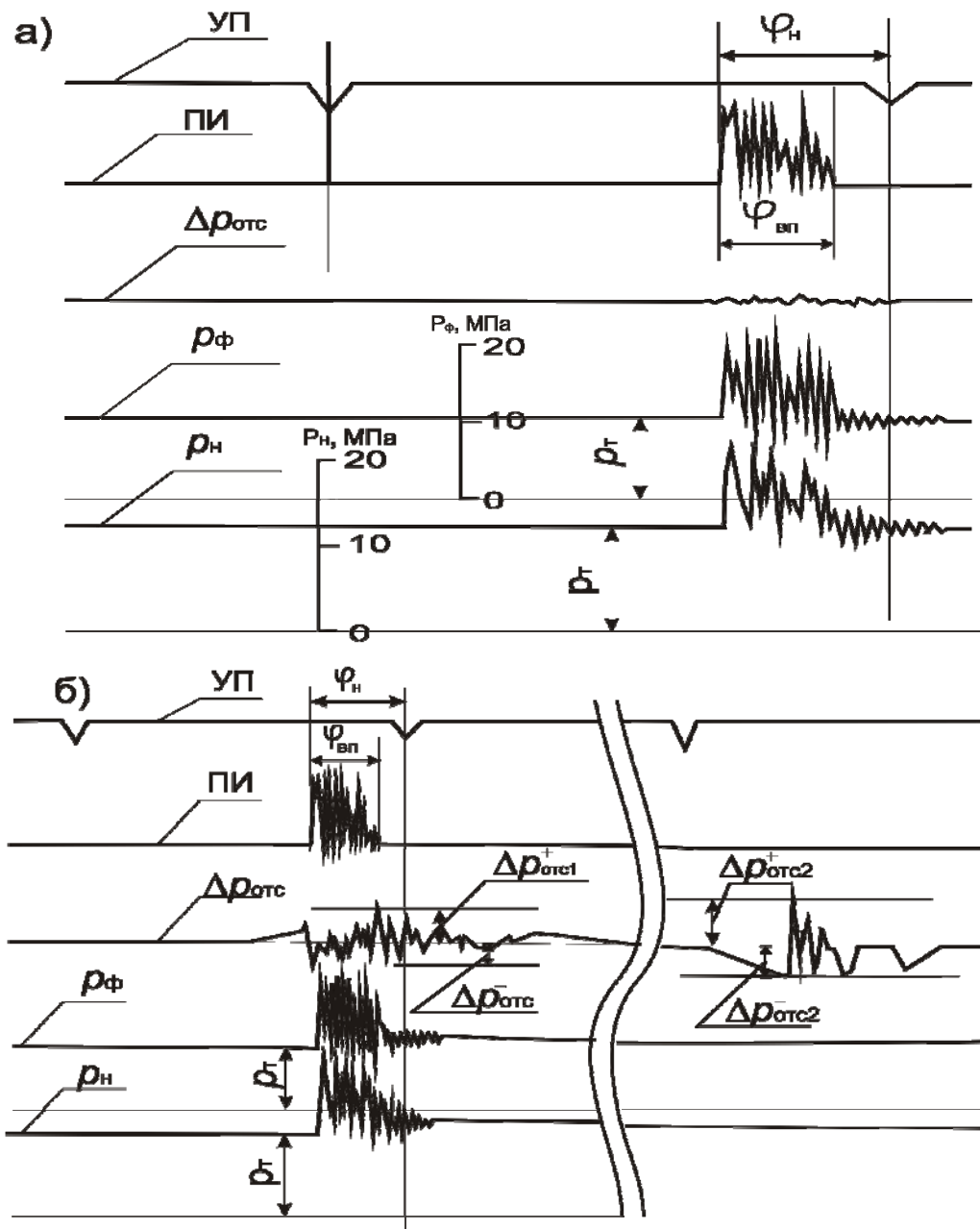


Рис. 4. Осциллограмма топливоподачи при $n = 63$ об/мин: а — $p_{подк} = 6$ кПа; б — $p_{подк} = 0,618$ МПа

Впрыскивание имеет дробный характер. Колебания иглы форсунки определяются балансом подачи топлива ТНВД и расходом его через форсунку. Периодическое падение давления в форсунке вызывает посадку иглы, а следующий за этим резкий рост давления её подъём. Процесс этот распространяется и на ТНВД в несколько сглаженном виде.

Принципиально различными являются процессы в линии низкого давления. На осциллограмме рис. 4а колебания давления в полости ТНВД едва различимы. С ростом давления подкачки интенсивность волнового процесса нарастает, достигая указанных выше значений. Природа этого явления двойка: с одной стороны источником повышения давления является поступление топлива из надплунжерного про-

странства ТНВД, а с другой, формирующаяся при этом волна давления зависит от сжимаемости топлива в камере насоса и линии низкого давления. Так как интенсивность поступления топлива на всех режимах практически одинакова, то определяющим является второй фактор — изменение сжимаемости.

Кроме того, налицо качественно новое явление: возникновение отражённой волны. Это отдельный волновой пакет, изображённый в правой части осциллограммы. Судя по амплитуде, максимальное значение $\Delta p_{отс2}^+$, $\Delta p_{отс2}^-$ вторичных колебаний даже несколько больше, чем в исходном процессе.

Источник колебательного процесса в полости ТНВД — истечение топлива из надплунжерного пространства — формируется следующим образом.

Первичным импульсом является поступление топлива в период начальной части хода плунжера при открытом наполнительном окне. В момент полного перекрытия окна поток претерпевает разрыв, что вызывает волну пониженного давления. При отсечке ситуация аналогична с единственным отличием: отсутствует разрыв потока вплоть до остановки плунжера.

Вторым этапом исследований были режимы с переменной частотой вращения. При этом ставилась задача определения влияния $p_{подк}$ на характеристики впрыскивания при различных n . Выход рейки оставался неизменным $H = 26 \text{ мм} = \text{Const}$, а частота вращения изменялась от минимальной $n = 63 \text{ об/мин}$ до значений, соответствующих номинальному значению $n \approx 250 \text{ об/мин}$. В одной серии опытов $p_{подк}$ было минимальным (6 кПа), в другой наибольшим в $p_{подк} = 0,618 \text{ МПа}$. На рис. 5 параметры топливоподачи второго этапа совмещены, что позволяет визуально оценивать соотношение характеристик впрыскивания.

Общей оценкой результатов может быть заключение: с ростом частоты вращения влияние давления подкачки возрастает. Это хорошо видно и на осциллограммах рис. 6.

Для анализа полученных зависимостей используем графики рис. 5. На нём, как уже отмечалось, представлены данные двух серий опытов, отличающихся давлениями подкачки. Поэтому наряду с оценкой влияния частоты вращения на параметры топливоподачи имеется возможность учесть давление подкачки.

Рассмотрим зависимости, полученные для фаз топливоподачи: угла начала φ_n и общего угла $\varphi_{вп}$ впрыскивания. Данные по φ_n на графике аппроксимируются горизонтальной прямой. Следовательно, угол опережения остаётся неизменным во всём диапазоне частоты вращения для обоих давлений подкачки. При этом границы случайного изменения

этого параметра составили $\varphi_H = 12,64 — 17,62$ °ПКВ (в среднем $15,13$ °ПРВ). Эти величины относятся к $p_{\text{подк}} = 6$ кПа. Для $p_{\text{подк}} = 0,618$ МПа среднее значение достаточно близко — $\varphi_{H,\text{ср}} = 15,75$ °ПРВ.

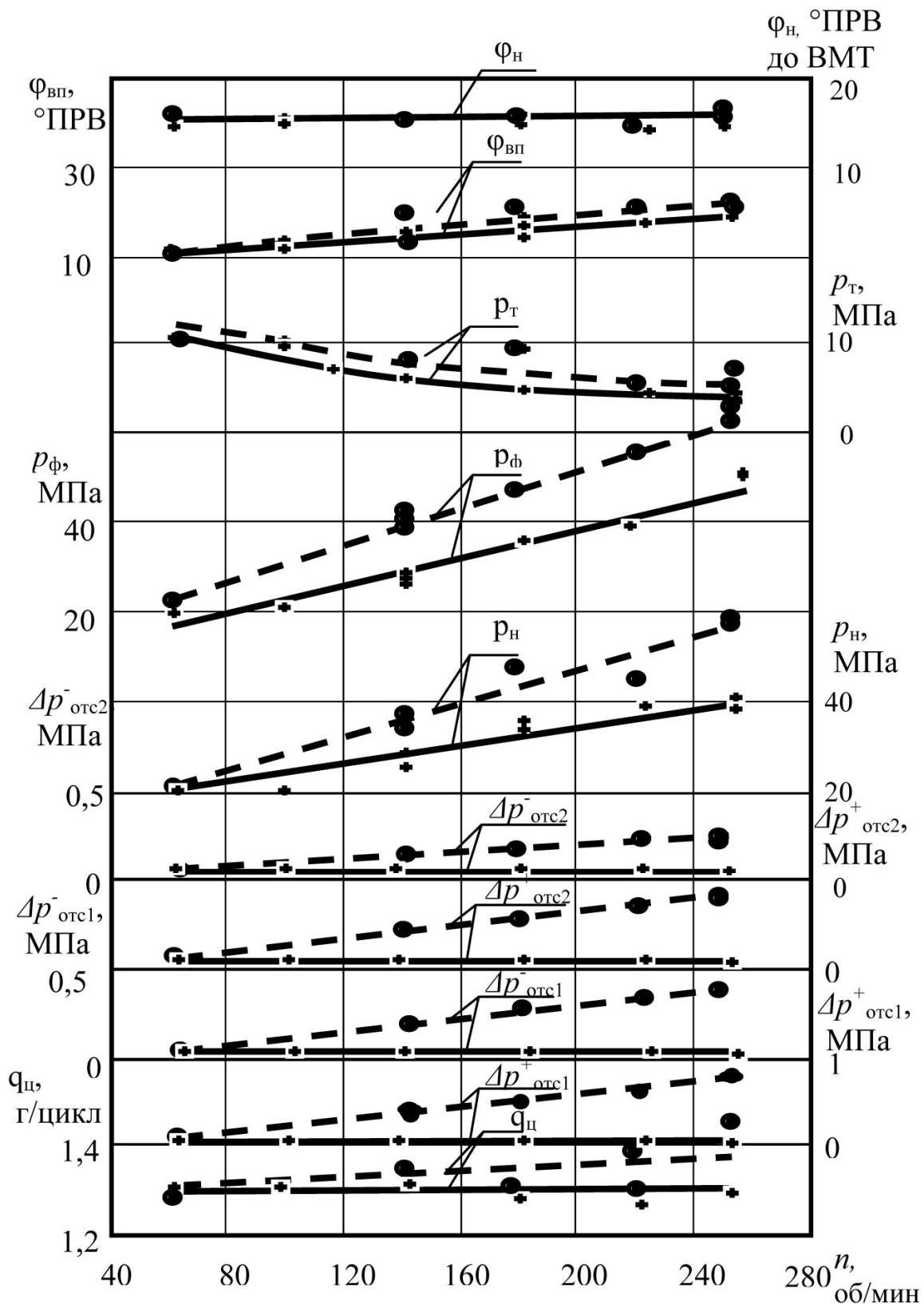


Рис. 5. Зависимость параметров топливоподачи от частоты вращения при различных давлениях подкачки: — + — $p_{\text{подк}} = 5$ кПа, - o - $p_{\text{подк}} = 0,618$ МПа

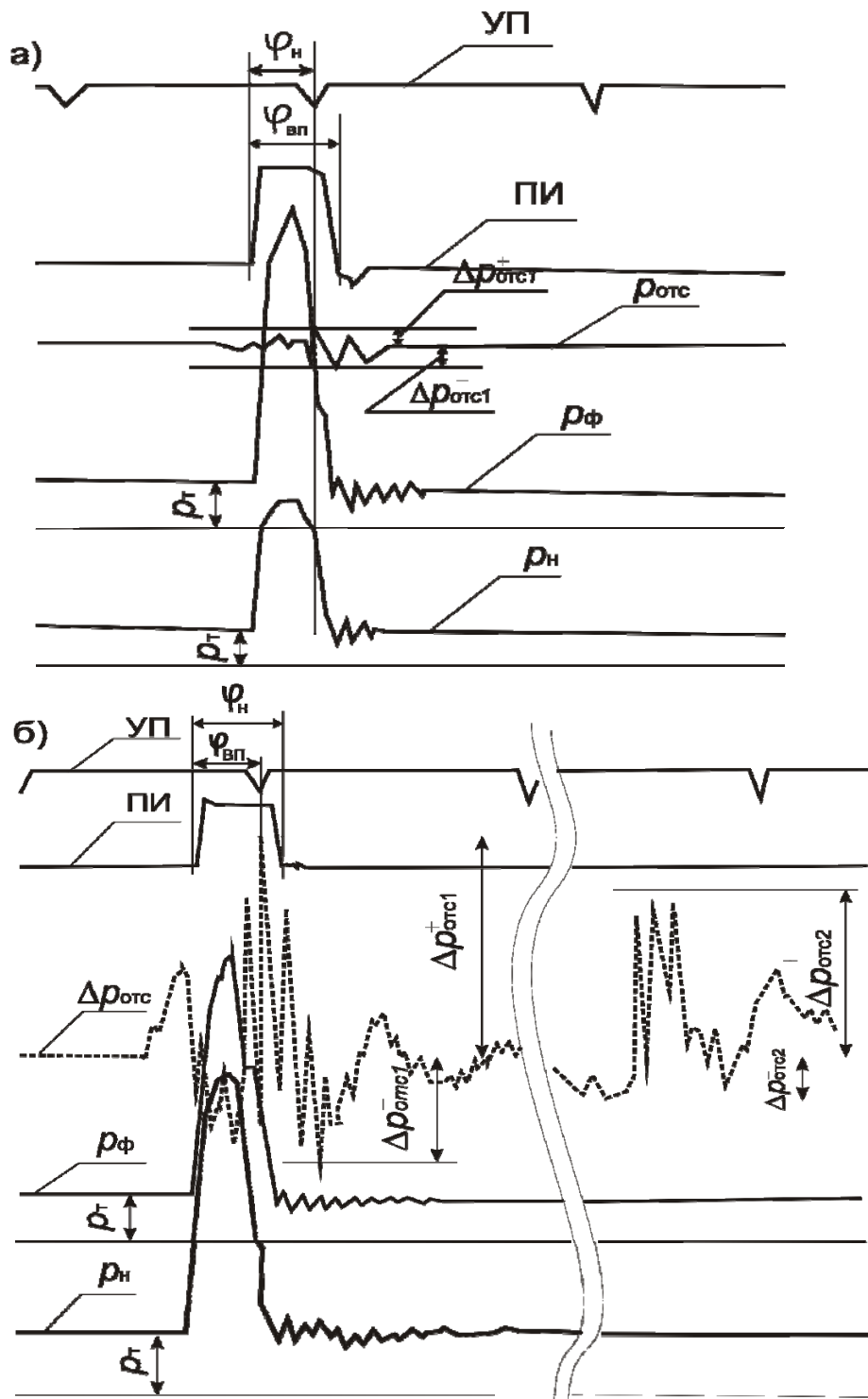


Рис. 6. Осциллограммы топливоподачи при $n = 253$ об/мин: а) $p_{подк} = 6$ кПа б) $p_{подк} = 0,618$ МПа

Что касается общего угла впрыскивания $\varphi_{вп}$, то для него получены другие зависимости. Во-первых, с ростом частоты вращения он также увеличивается. Во-вторых, при большем давлении подкачки несколько выше и $\varphi_{вп}$. Граничные значения $\varphi_{вп}$ в условиях опытов составили $12,0 - 22,12$ °ПРВ. Второй фактор характерен для среднего участка изменения n , где расхождение достигает 4 °ПРВ.

Различие в энергетических показателях процесса впрыскивания при изменении условий и режимов работы топливной аппаратуры весьма существенно.

Наблюдается снижение остаточного давления p_t с увеличением частоты вращения. Максимальные давления в насосе и форсунке, наоборот, возрастают. Причём, в этом случае заметным является и влияние давления подкачки. Так, если при $p_{\text{подк}} = 6$ кПа p_n и p_f изменяются в пределах 20,6 - 55 МПа, то для $p_{\text{подк}} = 0,618$ МПа уже в диапазоне 20,6 - 65 МПа.

Волновые процессы в системе низкого давления, как отмечено выше, в значительной мере зависят от давления подкачки. Это подтверждается и результатами опытов с переменной частотой вращения. Если $p_{\text{подк}} = 6$ кПа, то амплитуда колебаний в полости низкого давления ТНВД находится в пределах 10-52 кПа соответственно для n_{min} и n_{max} . Когда же $p_{\text{подк}} = 0,618$ МПа, $\Delta p_{\text{отс1}} = 80-805$ кПа, а $\Delta p_{\text{отс2}} = 21-490$ кПа. В качестве амплитуды в данном случае принято одностороннее отклонение от базового уровня давления. Во всех случаях измерялось избыточное давление. $\Delta p_{\text{отс1}}$, $\Delta p_{\text{отс2}}$ относятся к исходному и отражённому волновым пакетам.

Цикловая подача топлива не изменяется в условиях эксперимента при малом давлении подкачки и имеет тенденцию к увеличению для $p_{\text{подк}} = 0,618$ МПа. Средние во всём диапазоне изменения n значения $q_{\text{ц}}$ составили 1,30 и 1,34 г/цикл (для меньшего и большего $p_{\text{подк}}$ соответственно).

В заключение остановимся на качественных характеристиках процесса впрыскивания. С этой целью обратимся к осциллограммам, представленным на рис. 4 и 6. Здесь записаны 4 режима граничные по давлению подкачки и частоте вращения.

Осциллограммы иллюстрируют рассмотренные выше зависимости и позволяют выявить дополнительные особенности отдельных режимов. Это относится, в первую очередь, к переходу от дробного к устойчивому впрыскиванию с увеличением частоты вращения. Такое изменение определяется, как отмечено ранее, балансом подачи топлива ТНВД и истечения его через форсунку. При увеличении частоты вращения на протяжении всего периода топливоподачи этот баланс положителен, что обеспечивает удержание иглы форсунки в открытом положении.

Другое принципиальное отличие рассматриваемых режимов состоит в протекании волновых процессов в системе низкого давления. Здесь сказывается и давление подкачки, и большей мере частота вращения. Если первый фактор определяет сжимаемость топлива (на что указывалось ранее), то частота вращения связана со скоростью истечения из

надплунжерного пространства. Значительное увеличение этой скорости с ростом частоты вращения и вызывает резкое нарастание амплитуда колебаний давления в полости низкого давления ТНВД.

Выводы.

Параметры топлива в системе низкого давления могут оказывать существенное влияние на характеристики впрыскивания.

Устойчивая работа системы топливоподачи обеспечивается в широком диапазоне давлений подкачки: от минимального статического подпора до номинальных давлений топливоподкачивающего насоса.

Наиболее значительное влияние давление подкачки оказывает на амплитуду колебаний давления в системе низкого давления.

С повышением частоты вращения качественно изменяется характер процесса впрыскивания топлива: наблюдается переход от дробной к устойчивой топливоподаче.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ивановский В.Г Развитие методов расчета топливоподачи, совершенствование топливной аппаратуры и рабочего процесса судовых дизелей: Дис. ... докт. технич. наук: 05.08.05; – Защищена 14.04.1994. – О., 2004. – 265 с.: 68 ил. – Библиогр.: с. 241-265.

УДК 621.896

Харин В.М.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ МАШИН

Постановка проблемы

На судах применяются гидравлические рулевые машины (ГРМ) нескольких типов: плунжерные, поршневые и лопастные. Последние ГРМ являются наиболее современными. Их серийное производство начато в 1960 г., и в настоящее время их устанавливают на многих судах мирового флота благодаря ряду существенных достоинств. Они компактны, занимают меньшую сравнительно с плунжерными площадь, имеют высокий КПД. Лопастные приводы статически уравновешены, соединяются непосредственно с баллером руля и передают на баллер "чистый" (без изгибающих усилий) крутящий момент (за исключением однолопастных приводов). Однако опыт эксплуатации проявил наряду с их достоинствами некоторые недостатки: повышенная температура рабочей жидкости, замедленная перекладка руля, ухудшение маневренных качеств судна. Эти недостатки снижают безопасность мореплавания судов.

Связь с научными и практическими задачами.

Известно, что иностранные фирмы, увлекшись рекламой и коммерческой стороной, не проводили (и не проводят) обобщение опыта эксплуатации своих ГРМ. Поэтому на кафедре судовых вспомогательных установок ОНМА многие годы выполняются исследования эксплуатационных характеристик лопастных ГРМ в целях повышения их эксплуатационной надежности.

Анализ последних исследований и публикаций по теме статьи

Основные публикации по теме статьи названы в приведенной ниже литературе.

Цель статьи (постановка задачи)

Цель статьи (постановка задачи) состоит в том, чтобы сформулировать основные проблемы дальнейшего совершенствования лопастных ГРМ.

Изложение основного материала

Известны следующие конструкции лопастных ГРМ, проверенные опытом эксплуатации: фирмы "AEG Schiffbau" (ФРГ), типа FRYDENBO (Норвегия) и отечественные типа РЕГ-ОВИМУ-7.

Отечественная ГРМ была разработана коллективом энтузиастов двух кафедр: судовых вспомогательных установок и деталей машин

(Декин Б.Г., Седор А.М., Деревич В.А., Будилов В.А., автор настоящей статьи и др.) под руководством профессора В.В. Завиши [1].

Начиная с 1959 г. в течение ряда лет Одесским судоремонтным заводом им. 50-летия Советской Украины была выпущена серия таких машин (около 50 шт.), которые находились в эксплуатации на судах Черноморского, Азовского, Северного и других морских пароходств много лет. Опыт эксплуатации - положительный.

Исследования лопастных ГРМ (теоретические, экспериментальные) и опыт их эксплуатации выявили следующие основные проблемы, решение которых необходимо для их дальнейшего совершенствования.

Первая проблема

Все типы лопастных ГРМ имеют специальные уплотнительные устройства в лопастных приводах. Они обеспечивают герметичность наружных и, в особенности, внутренних зазоров между подвижными деталями (лопастями ротора и цилиндром).

Уплотнения имеют различную конструкцию: металлические пластины, поджимаемые к рабочим поверхностям давлением рабочей жидкости, или специальные резиновые. Первые обеспечивают герметичность зазоров до рабочих давлений 6,5 МПа, а вторые – до 2,5 МПа. Они также должны быть герметичными при максимальных (полуторных) давлениях согласно требованиям ИМО.

Все типы уплотнений должны надежно работать не менее 5 лет (до капитального ремонта), т.к. их замена возможна только при полной разборке лопастного привода в заводских условиях.

В процессе эксплуатации уплотнения изнашиваются, увеличиваются перетечки рабочей жидкости из напорных полостей привода в сливные (падает объемный КПД). В результате этого уменьшается скорость перекладки руля (иногда значительно) и затрудняются условия маневрирования судна.

Заметим, что разрушение уплотнительных устройств в отличие от обычного износа приводит к задирам цилиндра привода и значительному увеличению перетечек рабочей жидкости, т.е. к отказу ГРМ. В таких случаях требуется разборка лопастного привода в заводских условиях.

Таким образом, разработка эффективных и надежных уплотнительных устройств лопастных приводов является важной проблемой.

Вторая проблема

Надежность лопастных ГРМ зависит от температуры рабочей жидкости. При нормальной работе она имеет повышенную вязкость, например, (4-5) °Е при 50 °С. Однако дросселирование рабочей жидкости через внутренние зазоры привода сопровождается тепловыделениями. При этом повышается ее температура, уменьшается вязкость и падает

объемный КПД. Значительные тепловыделения приводят аналогично предыдущему к снижению скорости перекачки руля.

Предпринимались попытки охладить рабочую жидкость в теплообменных аппаратах водой (даже забортной), но это приводило к попаданию воды в рабочую жидкость. Она вызывала аварийный износ насосов, привода и отказ ГРМ. После этого требовался сложный заводской ремонт.

Третья проблема

Наиболее сложной проблемой является оценка деформаций элементов лопастного привода и разработка способов их компенсации.

Деформации были обнаружены в процессе эксплуатации и были длительное время «загадкой». Они проявлялись в значительном уменьшении скорости перекачки руля при среднем и полном ходах судна. Понадобились обстоятельные теоретические и экспериментальные исследования для оценки величин деформаций и их влияния на работоспособность лопастного привода.

Теоретические исследования деформаций привода осложняются тем, что он представляет собой короткий цилиндр, защемленный крышками с двух сторон, и в нем располагаются жестко закрепленные два или три массивные ребра.

Рациональным путем достижения положительного результата исследований является приближенная теоретическая оценка величин деформаций и сравнение их с экспериментальными значениями. Поэтому была выполнена математическая модель и рассчитаны деформации среднего кольца, "вырезанного" из цилиндра, имеющего два внутренних жестких ребра. Результаты расчетов не приводятся из-за ограниченного объема статьи.

Далее выполнялись экспериментальные исследования деформаций натурального образца лопастного привода на специально созданном стенде. Он обеспечивал не только оценку деформаций цилиндра и крышек привода, но также замеры перетечек рабочей жидкости через изменяющиеся внутренние зазоры.

На рис. 1 показаны схема измерений деформаций (а), упругие линии изгиба крышки (б) и стенки цилиндра (в) при различных давлениях рабочей жидкости.

Здесь обозначены:

Д- диаметр цилиндра, d – диаметр вала, H – высота лопасти ротора, 1-упругие линии изгиба стенки цилиндра, 2- упругие линии изгиба крышки, f_1 - стрела прогиба стенки цилиндра, f_2 - стрела прогиба крышки, p - давление рабочей жидкости.

Графики наглядно показывают, что при нагружении привода номинальным давлением 3,5 МПа стрелы прогиба цилиндра и крышек составляют соответственно 47 мкм и 35 мкм, т.е. монтажные зазоры увеличиваются в 2-3 раза.

При этом неизбежно увеличиваются перетечки рабочей жидкости из напорных лопастей привода в сливные. Они измерялись одновременно с деформациями.

На рис. 2 показан совмещенный график изменения стрел прогиба стенки цилиндра f_1 , крышки f_2 и объемного КПД η_0 лопастного привода в зависимости от угла α поворота ротора и рабочего давления p .

Как видим, стрела прогиба f_1 имеет наибольшее значение при малом секторе нагружения цилиндра внутренним давлением, т.е. цилиндр приобретает форму эллипса. При увеличении сектора нагружения стрела прогиба уменьшается. Расчетные значения деформаций отличаются по величине, но имеют аналогичный характер.

Деформации крышек имеют другой характер. Стрелы прогиба f_2 линейно возрастают с увеличением сектора нагружения (углах поворота ротора).

Сопоставление графиков деформаций с графиками объемного КПД η_0 наглядно показывает, что основные перетечки рабочей жидкости, вызывающие значительное уменьшение η_0 , происходят через торцевые зазоры привода при деформациях крышек.

Этот вывод является важным результатом для дальнейшего совершенствования лопастных приводов разных типов и фирм.

Далее были сопоставлены расчетные значения деформаций лопастного привода с экспериментальными. Они отличались между собой, поэтому для их связи были построены вспомогательные графики. В результате была разработана методика эквивалентных зазоров, позволяющая оценивать гидравлические характеристики лопастного привода с учетом его деформаций [2,3].

Наглядной иллюстрацией существенного влияния деформаций лопастного привода на его гидравлические характеристики является эксплуатация одной из конструкций лопастных ГРМ фирмы AEG Schiffbau на транспортных рефрижераторах водоизмещением 9000 т. Это произошло несколько лет спустя после наших исследований и публикаций [2, 3].

Типичные недостатки ГРМ состояли в следующем. При малом ходе судна (или на стоянке) время перекладки руля соответствовало норме ИМО 28 с. Но при среднем ходе и работе одного насоса ГРМ руль переключался с борта на борт за 40-60 с вместо 28 с. При полном ходе скорость перекладки руля еще более замедлялась, и руль вообще не дос-

тигал заданного положения на борту. Температура рабочей жидкости составляла при этом 50-55°C. При таких условиях маневренные качества судна значительно ухудшались, что вызывало протесты судоводителей.

В связи с этим было принято решение выполнить ремонт рулевых машин на заводе (Югославия) под руководством приглашенного представителя фирмы AEG.

Контрольное вскрытие и проверка технического состояния лопастного привода, насосов и арматуры показали незначительные отклонения от нормы. Например, радиальные зазоры в приводе составили 0,08-0,15 мм вместо 0,07-0,09 мм, предохранительно-перепускные клапаны были недостаточно плотными и т. д. Замечания были устранены, но при ходовых испытаниях недостатки повторились.

Ремонт продолжали. Была установлена новая статорная втулка для уменьшения радиальных зазоров до 0,045-0,055 мм (т. е. ниже существовавшей нормы 0,07-0,09 мм), увеличена подача насосов повышением частоты вращения приводных электродвигателей на 20 %, заменены все уплотнения лопастного привода на новые. После этих мероприятий нормативное время перекладки руля достигалось при стоянке судна и при малых ходах, а при среднем и полном ходах оно вновь не соответствовало требованиям ИМО. Поэтому рулевая машина не была признана годной к эксплуатации.

При очередной разборке лопастного привода были еще уменьшены торцевые зазоры в два раза против нормы (0,03 мм вместо 0,05-0,07 мм), увеличена в два раза вязкость рабочей жидкости (9°E против 4-5°E при 50°C) и вновь заменена половина металлических уплотнительных пластин на резиновые. Очередные ходовые испытания опять не дали положительных результатов. Причина оказалась не выясненной и дальнейший ремонт прекратили.

В итоге было принято решение по рекомендации представителя фирмы эксплуатировать ГРМ с заглушенными (!) предохранительными клапанами и при меньших скоростях судна. Понятно, что такая рекомендация вела к грубому нарушению правил технической эксплуатации ГРМ и снижению безопасности мореплавания. К тому же она не имела никакого отношения к существованию рассматриваемой производственной ситуации.

Описанные недостатки рулевых машин наблюдались на всех судах данной серии, но ремонт не стали проводить из-за дороговизны и бесполезности. Эксплуатационники своими силами стремились улучшить характеристики ГРМ повышением вязкости рабочей жидкости путем охлаждения лопастного привода потоком воздуха от вентиляторов.

Общая стоимость ремонта ГРМ составила примерно 40 % от стоимости новой машины. Понятно, что представитель фирмы AEG, не подозревая о деформациях лопастного привода, проводил дорогостоящие и бесполезные эксперименты за счет богатого в то время объединения Минрыбхоз,а.

Четвертая проблема

Она состоит в желательном повышении давления рабочей жидкости. Применяемые номинальные давления соответствуют 2,5 МПа (фирма «FRYDENBO») и 6,5 МПа (фирма «AEG Schiffbau»). При этих давлениях лопастные ГРМ имеют хорошие характеристики и преимущества перед другими типами ГРМ, в которых применяются давления от 16,0 до 28,0 МПа.

Естественно желание фирм увеличить номинальные давления в лопастных ГРМ. Это дало бы возможность дополнительно улучшить их характеристики (уменьшить габариты, массу и др.)

Однако повышение рабочих давлений потребует совершенствовать уплотнительные устройства зазоров, компенсировать конструктивными приемами деформации привода, обеспечить охлаждение рабочей жидкости. Возможны и другие эксплуатационные проблемы при реализации таких проектов.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Для дальнейшего совершенствования лопастных рулевых приводов могут быть использованы следующие способы улучшения их эксплуатационных характеристик:

- повышение рабочих давлений до 8-12 МПа для уменьшения массовых и габаритных характеристик;
- снижение конструктивными приемами деформаций элементов привода при повышенных рабочих давлениях;
- применение эффективных и износостойких уплотнений, компенсирующих деформации и износ элементов привода. Наиболее предпочтительны металлические уплотнения;
- выбор геометрического параметра H/B (отношение высоты лопасти к ширине) в интервале 3-4 для уменьшения протяженности внутренних зазоров и внешних сальниковых уплотнений;
- рациональный подбор оборудования и регулирующей аппаратуры гидросистем рулевых лопастных машин для предотвращения нагрева рабочей жидкости свыше 313–323 К.

Совершенствование лопастных рулевых приводов и в целом ГРМ предполагает также разработку новых оригинальных решений. Одно из них – судовой гидравлический рулевой лопастный привод с повышенным давлением рабочей жидкости [4] (рис. 3).

Он разработан на базе отечественного лопастного привода. Отличительная его особенность – крышки 3 со встроенными диафрагмами 4, поджимаемыми давлением рабочей жидкости к торцам лопастей 5 и 7 привода, а также новые варианты уплотнений. Крышки такой конструкции обеспечивают компенсацию деформаций при повышенном рабочем давлении, в результате чего достигается более высокий объемный КПД лопастного привода. Другие обозначения соответствуют: 1- цилиндр, 2- ротор, 5- неподвижная лопасть, 6- сальник, 7- подвижная лопасть, 8- уплотнение

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Завиша В.В. Гидравлические рулевые машины. – М.: Транспорт, 1965. – 224 с.
2. Харин В.М, Завиша В.В. Исследование объемного К.П.Д. рулевых лопастных приводов и метод уточнения его расчета. // Судостроение и морские сооружения. – Вып. 5. – Харьков, 1967. – 11 с.
3. Харин В.М. Определение эквивалентных зазоров в гидравлических рулевых лопастных приводах // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – вып. 7, – Киев, 1971. – С. 146-152.
4. А. с. 229237 (СССР). – Б.И., 1968, №32.
5. Харин В.М. Судовые гидравлические рулевые машины: Учеб. пособ. - Одесса: Фенікс, 2005. – 280 с.

УДК 621.896

Холчев Е.С.
ОНМА

СПОСОБ КОЛИЧЕСТВЕННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАГРЯЗНИТЕЛЕЙ СМАЗОЧНОГО МАСЛА В КАРТЕРЕ ВЫСОКОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Накопление нерастворимых примесей в смазочном масле (СМ) происходит как за счет проникновения сажи, продуктов износа, посторонних веществ извне, так и за счет образования продуктов окисления и термического разложения СМ. Основным источником поступления сажистых частиц следует считать продукты сгорания топлива (рабочее тело) двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

По мере износа двигателя скорость загрязнения СМ увеличивается за счет большего прорыва рабочего тела через поршневые кольца. Все это свидетельствует о ведущей роли качества топлива в процессе загрязнения СМ.

Возможным источником загрязнения СМ могут являться твердые частицы, вносимые вместе с всасываемым воздухом (пыль, песок). При неудовлетворительной работе воздушных фильтров этот источник может привести к значительному загрязнению масла и повышению абразивного износа двигателя.

Проблема контроля и регулирования влагосодержания воздушной среды в картерных пространствах ДВС рассмотрена в [1, 2], где на базе экспериментальных исследований установлены закономерности влагообмена между воздухом картерного пространства и СМ, что позволило разработать математическую модель процесса выделения влаги в воздушную среду, а также способы ее удаления из картерного пространства в крейцкопфном малооборотном двигателе. Вместе с тем остаются малоизученными термодинамические и химические процессы загрязнения СМ компонентами рабочего тела при его взаимодействии с влагой воздуха картерного пространства. Особенно это касается процессов обводнения масла в тронковом двигателе.

В [2, 3] рассмотрены вопросы массообмена водяных паров в картерном пространстве между обводненным маслом и атмосферой картера, а также предложены способы очистки СМ от воды. Однако вопросы окисления СМ и загрязнения его продуктами сгорания также не рассматривались.

Экологические аспекты работы ДВС рассмотрены в [4]. Отмечено, что при сгорании топлива образуется большое количество токсичных химически активных веществ, таких как оксиды серы и азота и др., ко-

торые выбрасываются в атмосферу, нанося ей непоправимый урон. Однако, вопросы загрязнения окружающей среды отработанным СМ, которое загрязняется теми же продуктами сгорания рабочего тела дизеля остались мало изученными.

Вместе с тем, данная работа связана с приоритетным направлением развития науки и техники Украины «Новітні технології і ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості й аграрно-промисловому комплексі» (направление 3 и 6) и межвузовской научно-технической программы «Энергоресурсы и энергосбережение на водном транспорте Украины».

Целью исследования является разработка способа количественной оценки загрязнения смазочного масла компонентами рабочего тела в картерном пространстве высокооборотного дизеля.

Объектом исследования стала система: цилиндропоршневая группа (ЦПГ) - картерное пространство - смазочное масло тронкового высокооборотного судового дизеля.

Предмет исследования — процессы диссипации рабочего тела в картерном пространстве.

Постановка задачи в общем виде. В процессе работы двигателя в картерном пространстве наблюдается ряд физических явлений, одним из которых является прорыв продуктов сгорания из полости цилиндра в картер. В работе [5] показано, что основными загрязнителями СМ связанными с топливом являются: сажа, окислы серы, вода, топливо, алюминий; продукты износа (Fe, Al, Cu, Pb, Cr и др.) Также сюда можно отнести окислы азота, которые, совместно с окислами серы при соединении с водой образуют сильные кислоты. Они являются основной причиной коррозии металлических элементов дизеля, а также причиной деградации СМ.

Предполагается, что разрабатываемый способ позволит определять статические и динамические характеристики процессов массопереноса во всей системе: рабочее тело - воздух картерного пространства - СМ в условиях эксплуатации. Предполагаемым доминирующим химически активным элементом в этой системе может стать влага. Способ предоставляет возможность определять характеристики процесса загрязнения СМ по состоянию влаги в картерном пространстве.

Картер дизеля и ЦПГ образуют систему, которую можно представить следующей схемой (рис. 1):

Решение задачи. В цилиндр двигателя в единицу времени поступает $G_{\text{унз}} = 14,3\alpha V_{\text{ч}}$, кг·ч⁻¹. В картерное пространство через поршневые кольца в единицу времени протекает $Z_{\text{нр}} = f(G_{\text{унз}})$. Продукты сгорания в картере смешиваются в СМ, вступая в химические реакции, как между со-

бой (например, диоксид азота и оксиды серы с водой), как и с присадками СМ. Из картера через вентиляционную трубу часть газов уходит в атмосферу, а другая часть попадает в СМ.

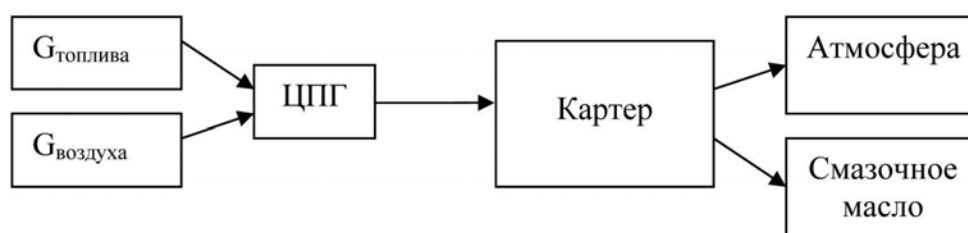


Рис. 1. Блок схема системы: ЦПГ – картер – смазочное масло

В работе [6] для определения массового расхода рабочего тела через кольцевое уплотнение отнесенного к единице поперечной длины стыка была предложена следующая зависимость:

$$z = \frac{h^3(P_a, B)}{12\nu l \lambda} \cdot \Delta p, \quad (1)$$

где h — средняя ширина зазора стыка, зависящая от номинального контактного давления P_a , и от характеристик шероховатости B ; Δp — перепад давлений на стыке, Па; ν — кинематическая вязкость газа, $\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$; l — предельная длина стыка, м; λ — число, показывающее во сколько раз путь частиц газа больше l , отн. ед.

Общий расход газа через систему двух колец определяется следующим выражением:

$$Z = R_c \cdot \Delta p \int_{-\pi}^{\pi} [k(p_1(\theta), B_1) + k(p_2(\theta), B_2)] d\theta, \quad (2)$$

где R_c — внешний радиус поршневого кольца, м.

Выражения (1) и (2) показывают, что количество прорывающегося рабочего тела прямо пропорционально перепаду давления между цилиндром и картером $\Delta p = p_{\text{ц}} - p_{\text{к}}$, а также существенно зависит от состояния трущихся поверхностей поршневых колец и втулки, и от упругих свойств колец.

Для определения качественных и количественных показателей качественного и количественного изменения картерной среды на различных режимах работы двигателя необходимо знать их зависимость от нагрузки, состава топлива и конструктивных особенностей данного двигателя.

Для определения количественных и качественных характеристик состава газовой среды картера был проведен эксперимент с использованием высокооборотного дизеля САТ 3412С. Двигатель используется в качестве привода электрического генератора, работающий с постоянными

оборотами 30 с^{-1} . Определялся поток газов выходящих из картера, а также его состав. Нагрузка на двигатель изменялась посредством изменения электрической нагрузки на генератор.

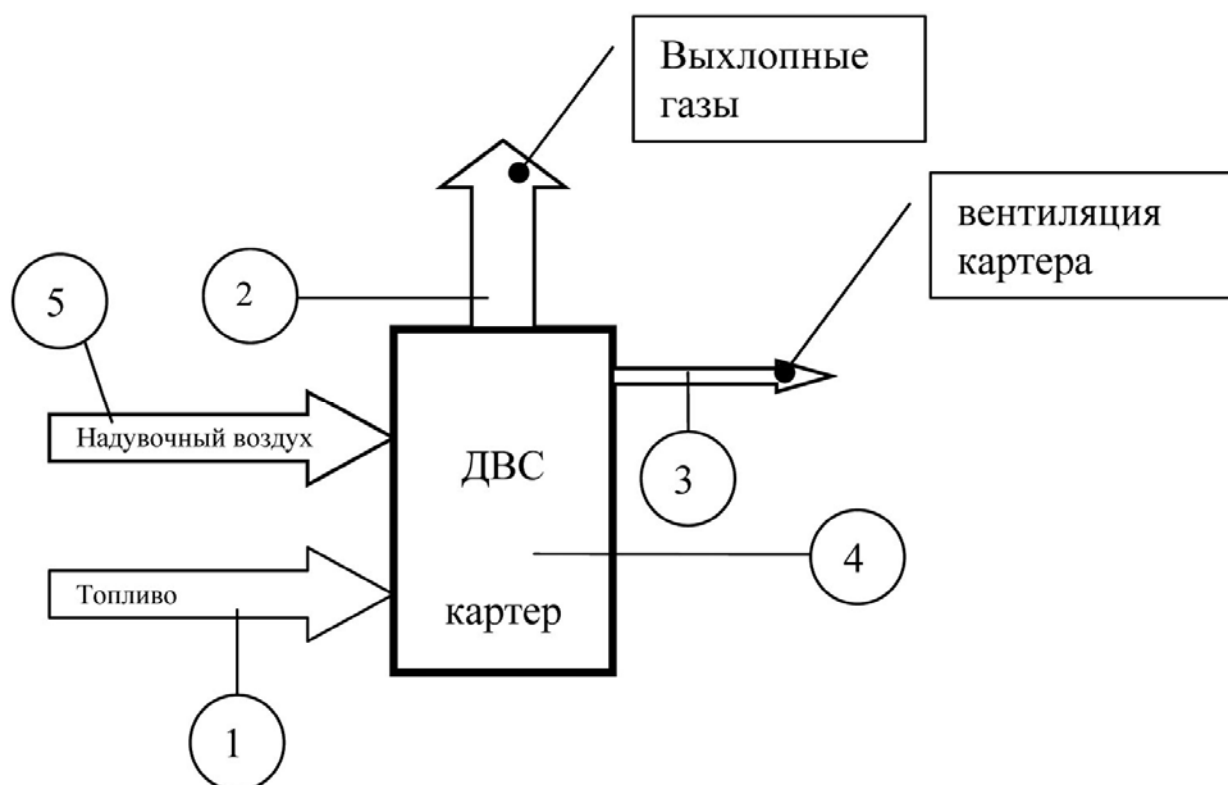


Рис. 2. Схема экспериментальной установки: 1 — измерение расхода топлива (расходомер); 2 — измерение количества и состава выхлопных газов (анемометр, газоанализатор(TESTO 350M)); 3 — измерение состава и расхода картерных газов (термоэлектрический анемометр, гигрометр, газоанализатор); 4 — измерение давления и температуры картера; 5 — измерение влажности (гигрометр).

Точность измерительной аппаратуры по паспортным данным составляла: температура $\pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$; скорость потока газов $\pm 0,02 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$; влажность $\pm 1\%$ отн. вл.; давление $\pm 0,1 \%$ от изм. вел.; концентрация кислорода $0,2 \%$; концентрация CO , NO_x , $\text{SO}_2 \pm 5\%$ от изм. вел.; концентрация CH — менее 10% от изм. вел.

По методике приведенной в [7] определим избыточное давление воздуха в картере. Материальный баланс в картере выражает равенство массового расхода прорывающихся газов и уносимых в атмосферу из картера. Массой загрязнителей растворенных в СМ с достаточной степенью точности можно пренебречь.

$$Z_{\text{пр}} - Z_{\text{выт}} = 0. \quad (3)$$

При определении величины избыточного давления следует учесть, что в диапазоне изменения параметров, характеризующих процессы поступления и уноса продуктов сгорания из картера дизеля, парциальное давление водяных паров в картере мало по сравнению с баромет-

рическим давлением. Указанное допущение позволяет рассматривать картерную атмосферу как смесь идеальных газов и применить к ним закон Дальтона и уравнение состояния:

$$PV = ZRT.$$

С учетом (1)

$$\rho_{\Gamma} (V_{\text{пр}} - V_{\text{выт}}) - \frac{P_{\text{к}} V_{\text{к}}}{RT_{\text{к}} \tau} = 0, \quad (4)$$

где ρ_{Γ} — плотность картерных газов, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$; $V_{\text{пр}}$ — объемный расход притока рабочего тела в картер $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$; $V_{\text{выт}}$ — объемный расход картерных газов уносимых в атмосферу через вентиляцию $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$; $p_{\text{к}}$ — избыточное давление в картере, Па; $T_{\text{к}}$ — температура газов в картере, К; R — универсальная газовая постоянная, $\text{Дж} \cdot \text{К}^{-1} \cdot \text{кмоль}^{-1}$; τ — время повышения давления в картере от $P_{\text{б}}$ до $P_{\text{к}}$, с.

Массовый расход газов, выходящих из картера определяется из выражения

$$Z_{\text{выт}} = \rho_{\Gamma} \cdot V_{\text{выт}} = S \sqrt{\frac{2\rho_{\Gamma} P_{\text{к}}}{g}}, \quad (5)$$

где S — площадь поперечного сечения вентиляционной трубы картера, м^2 .

При идеальной герметизации $V_{\text{выт}} = 0$ среднее избыточное давление в функции от времени определится в виде

$$P_{\text{к}} = \frac{\rho_{\Gamma} R T_{\text{к}}}{V_{\text{к}}} \cdot V_{\text{пр}}(\tau) \tau. \quad (6)$$

Если принять температуру газов в картере постоянной, то

$$P_{\text{к}} = k_{\text{п}} \cdot V_{\text{пр}}(\tau) \tau, \quad (7)$$

где $k_{\text{п}} = \frac{\rho_{\Gamma} R T_{\text{к}}}{V_{\text{к}}}$.

Зависимость скорости изменения давления воздуха в картере газа от его массового расхода при постоянном объеме определяется зависимостью:

$$\frac{dP_{\text{к}}}{d\tau} = \frac{RT_{\text{к}}}{V_{\text{к}}} \cdot dZ_{\text{пр}}. \quad (8)$$

Интегрируя последнее выражение, найдем зависимость давления газа от его расхода:

$$P_k = \frac{RT_k}{V_k} \cdot \int_0^{\tau} dZ_{\text{пр}} d\tau. \quad (9)$$

Постоянная времени в этом случае определяется как

$$T_{\text{об}} = \frac{RT_k}{V_k} Z_{\text{пр(ном)}} P_k, \quad (10)$$

где: $Z_{\text{пр(ном)}}$ — массовый расход рабочего тела в картер при номинальной нагрузке двигателя; P_k — давление в картере при $Z_{\text{пр(ном)}}$.

Экспериментально установлено, что количество выходящих из картера газов прямо пропорционально индикаторной мощности N_i , развиваемой двигателем (рис. 3):

$$Z_{\text{пр}} = A \cdot N_i, \quad (11)$$

где A — коэффициент пропорциональности.

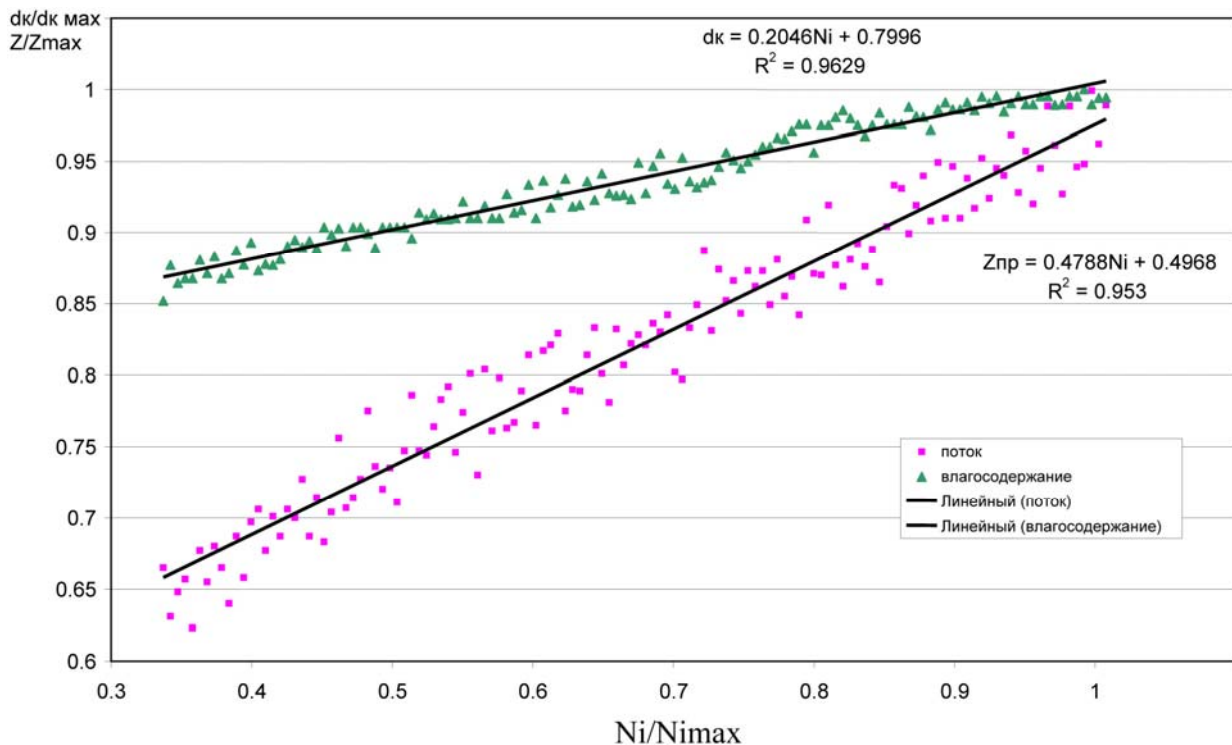


Рис. 3. Экспериментальная зависимость массового потока газов из картера и влагосодержания этих газов от нагрузки, отнесенных к своему максимальному значению.

В относительных единицах

$$Z'_{\text{пр}} = 0,48N'_i + 0,5, \text{ для } N'_i = [0,34 \div 1], \quad (12)$$

$R^2 = 0,95$ — квадрат смещенной корреляции.

С другой стороны, массовый расход газа, поступающий в картер двигателя можно представить как

$$Z_{\text{пр}} = k_T \alpha G_0 B_{\text{ч}}, \quad (13)$$

где $k_T = Z_{\text{пр}}/G_{\text{цпг}}$ — коэффициент уплотнения ЦПГ, зависящий от степени износа поршневых колец и втулок.

Система уравнений (3) ÷ (13) определяет статическую и динамическую взаимосвязь между нагрузкой, массовым расходом рабочего тела в картер и избыточным давлением в картере дизеля.

Принимая во внимание выражение (2), можно определить изменение коэффициента уплотнения ЦПГ k_T в зависимости от износа на протяжении эксплуатационного периода дизеля. Это позволит прогнозировать количество загрязнений, попадающих в СМ из картера.

Допуская, что газы прорывающиеся в картер имеют, тот же качественный и количественный состав, можно найти k_T из отношения количества воды, выходящей из картера, к количеству воды, образующийся в цилиндрах двигателя:

$$k_T = \frac{G_{H_2O}^{\text{к}}}{(g_{\text{топлива}} + g_{\text{воздуха}} + g_{\text{ост_газов}}) B_{\text{ч}}}, \quad (14)$$

где $G_{H_2O}^{\text{к}} = Z_{\text{пр}} \cdot d_{\text{к}}$ — количество водяных паров, кг/с, выходящих из картера, $d_{\text{к}}$ — влагосодержание картерного газа, кг·кг⁻¹.

В результате эксперимента была определена следующая зависимость (см. рис. 3) влагосодержания воздуха картера от нагрузки в относительных единицах:

$$\begin{aligned} d'_{\text{к}} &= 0,2046 N'_i + 0,8, \\ R^2 &= 0,963. \end{aligned} \quad (15)$$

Количество воды, образующейся в цилиндре, равно сумме:

$$g_{\text{топлива}} + g_{\text{воздуха}} + g_{\text{ост_газов}},$$

где $g_{\text{топлива}} = H/2 \cdot M_{H_2O}$ — количество воды, образующейся в процессе сгорания топлива, H — массовая доля водорода в 1 кг топлива, M_{H_2O} — молярная масса воды; $g_{\text{воздуха}} = \alpha \cdot 14,3 \cdot d_{\text{ок.в}}$ — количество влаги, приносимой с надувочным воздухом, α — коэффициент избытка воздуха; $d_{\text{ок.в}}$ — влагосодержание надувочного воздуха перед цилиндром кг·кг⁻¹. $g_{\text{остаточ.газов}} = 5,4 \alpha \cdot \gamma_{\text{г}}$ — количество оставшийся влаги в цилиндре в конце продувки, $\gamma_{\text{г}}$ — коэффициент остаточных газов.

Для расчетов использовались следующие значения:

- $\gamma_{\text{г}} = 0,02$;
- $\alpha = 1,75$;

- $N_i = 160$ кВт;
- $B_{\text{ч}} = 36,2$ кг·час⁻¹;
- $d_{\text{ок.в}} = 0,0102$ кг·кг⁻¹;
- $d_{\text{к}} = 0,0188$ кг·кг⁻¹.

По экспериментальным данным $k_T = 11,13 \cdot 10^{-3}$.

Используя данные испытаний двигателя [8] и коэффициент уплотнения, получим выражения для массовых расходов продуктов сгорания, попадающих в картер в зависимости от нагрузки в относительных величинах (рис. 4):

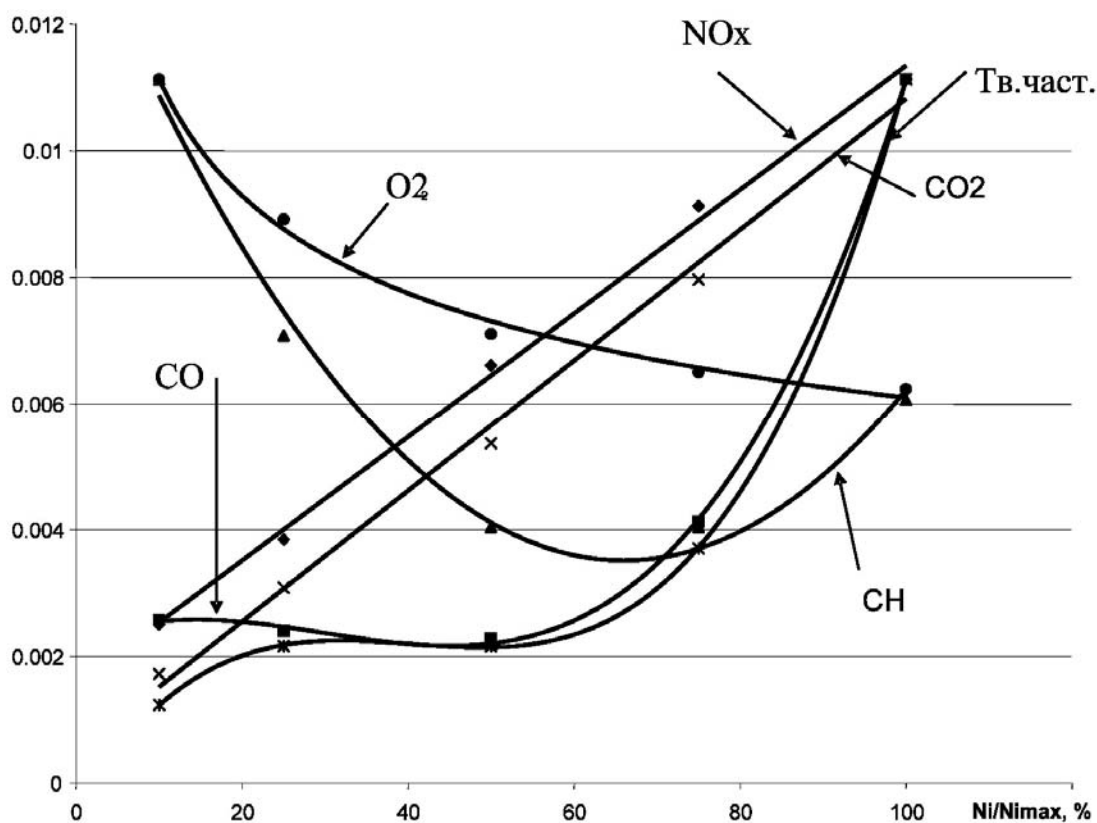


Рис. 4. Характеристики газовой смеси рабочего тела в картере ДВС в зависимости от нагрузки

$$Z'_{NOx} = N_i' \cdot 10^{-4} + 0,0016; \quad R^2 = 0,997 \quad (16)$$

$$Z'_{CO} = 3 \cdot 10^{-8} N_i'^3 - 3 \cdot 10^{-6} N_i'^2 + 6 \cdot 10^{-5} N_i' + 0,0022; \quad R^2 = 0,99 \quad (17)$$

$$Z'_{CH} = 2 \cdot 10^{-6} N_i'^2 - 3 \cdot 10^{-4} N_i' + 0,0137; \quad R^2 = 0,987 \quad (18)$$

$$Z'_{CO2} = N_i' \cdot 10^{-4} + 0,0005; \quad R^2 = 0,994 \quad (19)$$

$$Z'_{\text{мв.ч.}} = 4 \cdot 10^{-8} N_i'^3 - 5 \cdot 10^{-6} N_i'^2 + 2 \cdot 10^{-4} N_i' - 0,0004; \quad R^2 = 0,99 \quad (20)$$

$$O_2 \% = 0,02 N_i'^{-0,2616}; \quad R^2 = 0,992 \quad (21)$$

Выводы.

Разработан способ непрерывного количественного и качественного определения загрязнителей смазочного масла, прорывающихся с газами рабочего тела, отличающийся тем, что количественное определение

загрязнителей осуществляется косвенно, путём контроля за количеством прорывающегося в картер рабочего тела и концентрации водяных паров в картерном пространстве. Установлена прямая корреляционная взаимосвязь между массовым расходом рабочего тела, влагосодержанием картерной атмосферы и изменением нагрузки на двигатель. Дальнейшие исследования в данном направлении предполагают проверку адекватности математической модели массопереноса в системе рабочее тело – картерное пространство – смазочное масло.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Джиджавадзе О.А. Разработка и моделирование системы регулирования влажности воздуха в картере дизеля: Автореф. дис...канд. тех. наук. – Одесса, 1996г.
2. Холчев Е.С. Совершенствование технической эксплуатации масляных систем судовых дизельных установок: Автореф. дис...канд. тех. наук. – Одесса: ОНМА, 2005 г.
3. Васильев А.Е., Чураков А.И. Повышение эффективности очистки обводненных масел СДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. 20-29.
4. Аболешкин С.Е., Калюжный В.О. Экологические аспекты эксплуатации судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. 122-131.
5. Морозов Г.А., Арциомов О.Л., Очистка масел в дизелях. – Л.: Машиностроение, 1971. – 192 с.
6. Горячева И.Г., Добычин М.Н., Контактные задачи трибологии. – М: Машиностроение, 1988. – 256 с.
7. Голиков В.А. Научные основы управления микроклиматом судна. – Одесса: ОГМА, 1999. – 321 с.
8. Performance data Caterpillar 3412 # DM6086, May, 2007.

УДК 629.12.06:628.84

Голиков В.А., Цюпко Ю.М., Просенюк В.В.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ СУДОВЫХ СИСТЕМ КОМФОРТНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

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

Любое воздействие среды на организм вызывает, прежде всего, стресс-реакцию, которая выражается в увеличении уровня функционирования определенных систем организма (например, при физической нагрузке систем кровообращения и дыхания), одновременно включаются регуляторные системы, которые мобилизуют функциональные резервы. Контролируя уровень функционирования (обратная связь) и управления им (прямая связь), регуляторные системы так регулируют расходование функционального резерва, чтобы обеспечить гомеостатический режим взаимодействия систем, участвующих в реакции на воздействующий фактор. Если автономные механизмы не обеспечивают поддержания необходимого уровня функционирования отдельных систем, мобилизация стратегических резервов осуществляется центральными регуляторными механизмами. Важно отметить способность центральных механизмов регуляции обеспечивать реакции компенсации, т.е. при недостатке функциональных резервов одной из систем активизировать расход функциональных резервов другой, связанной с ней системы, что позволяет получить необходимый конечный результат различными путями. В этом плане полезным является представление об интеграле, объясняющее мультипараметрический характер гомеостаза. Иными словами, у разных людей один и тот же уровень потребления кислорода под влиянием физической нагрузки достигается при различных значениях показателей минутного объема дыхания, потребления кислорода, концентрации кислорода в крови, ударного и минутного объема, частоты пульса и артериального давления. Следовательно, постоянство уровня функционирования одной из доминирующих систем при воздействии

данного фактора сопровождается весьма существенными физиологическими сдвигами в других, функционально связанных с ней систем. Это обусловлено функциональным различным резервом каждой из систем, а также процессами адаптации и компенсации, протекающими при непосредственном участии центральных механизмов регуляции организма человека.

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

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

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

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

$$\left\{ \begin{array}{l} c_y d(m_y t_y) = (M_y - Q_{\partial} - Q_{об}) d\tau, \\ c_k d(m_k t_{об}) = (Q_{об} + M_{об} - Q_{об}^B - Q_{об}^{од}) d\tau, \\ c_o d(m_o t_{од}) = (Q_{од}^{од} - Q_{од}^P - Q_{од}^H) d\tau, \end{array} \right. \quad (4)$$

Система (1)-(4) разрешена относительно производных, но является нелинейной, так как многие ее параметры нелинейно выражаются через выходные характеристики системы [5].

Для моделирования процессов и их визуализации процессов был использован программный комплекс ABSYS/CFX 10.0. Этот комплекс позволяет проводить виртуальное моделирование течения и перемешивания воздуха внутри помещений с учетом стратификации и технических параметров кондиционеров, воздухопроводов, вентиляторов, радиаторов; с учетом теплового излучения материала стен и перегородок; с учетом солнечной тепловой радиации, проникающей через застекленные окна и т.п. Расчеты проводятся на современных персональных компьютерах и позволяют получать пространственные распределения полей температуры, давления, скорости воздуха, рассчитывать и

визуализировать линии тока воздуха и траектории частиц примесей внутри помещения.

Для решения задачи расчета движения воздуха внутри помещения необходимо создать полную трехмерную CAD-модель помещения с учетом точной внутренней геометрии помещений.

Затем из полной геометрической модели помещения выделяется интересующая часть внутренних обводов, в ней строится объемная расчетная сетка из тетраэдров или гексаэдров, задаются граничные условия с учетом теплопроводности стен, солнечной радиации, расхода и мощности систем кондиционирования. Проводится расчет динамики воздуха и визуализация интересующих параметров (температура, линии тока, изоповерхности и пр.).

В качестве примера возможностей программного пакета ANSYS/CFX 10.0 рассмотрена задача кондиционирования воздуха в схематизированной комнате размером 3м x 3м x 2.5м с двумя застекленными окнами и системой подачи холодного воздуха для охлаждения комнаты и отвода теплого. На рис. 1 представлена геометрия помещения и расчетная область, зелеными стрелками показан впуск холодного воздуха через специальное входное отверстие на потолке. На двух смежных стенах расположены окна (вытянутые прямоугольники), внизу вблизи пола расположено отверстие для отвода теплого воздуха. На рис. 2 зелеными стрелками показано направление солнечного теплового излучения через окна.

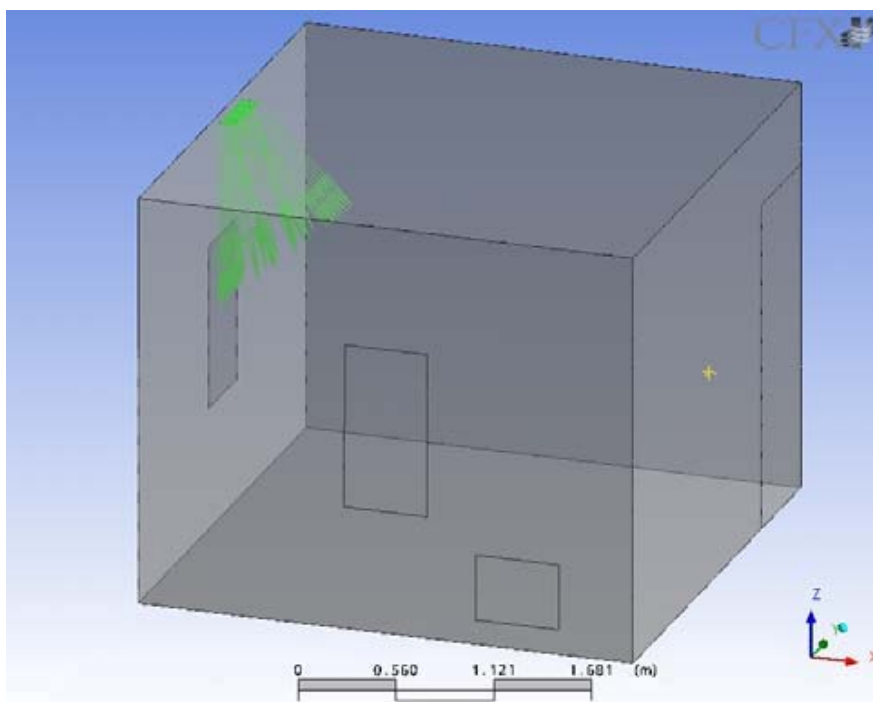


Рис. 1. Расчетная область помещения

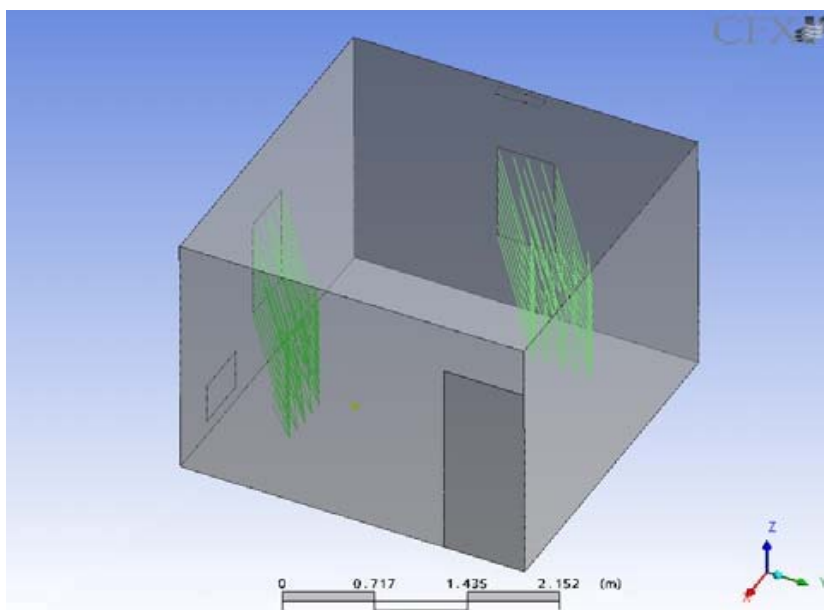


Рис. 2. Солнечный тепловой поток через окна (зеленые стрелки)

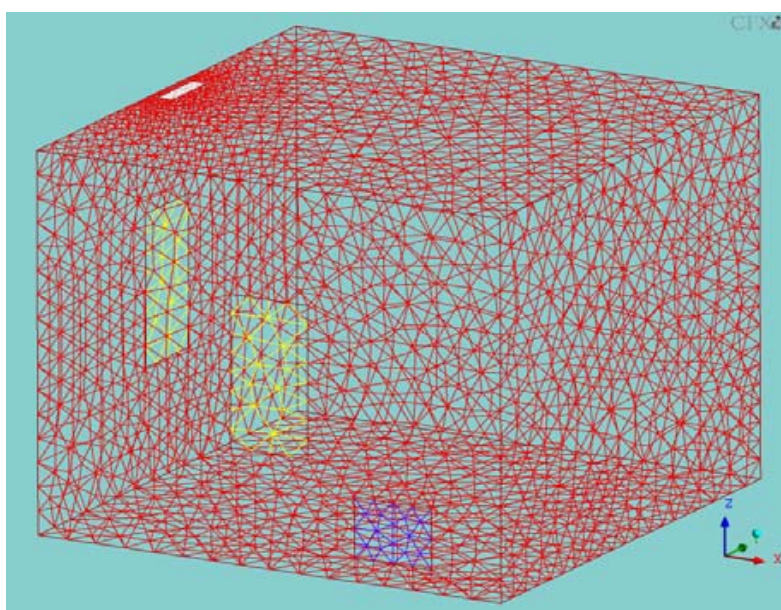


Рис. 3. Расчетная сетка

В расчет закладывались следующие параметры кондиционирования и излучения:

- мощность охлаждения (отвода тепла) 1000 Вт;
- радиационный тепловой поток через окна 600 Вт/м^2 ;
- расход отводимого воздуха $0,06 \text{ м}^3/\text{с}$.

На рис. 3 показана расчетная сетка из треугольников на поверхности стен, пола и потолка. Пространственная сетка в расчетной области имеет 19 тыс. узлов и состоит из 62 тыс. объемных элементов (тетраэдров, призм и пирамид).

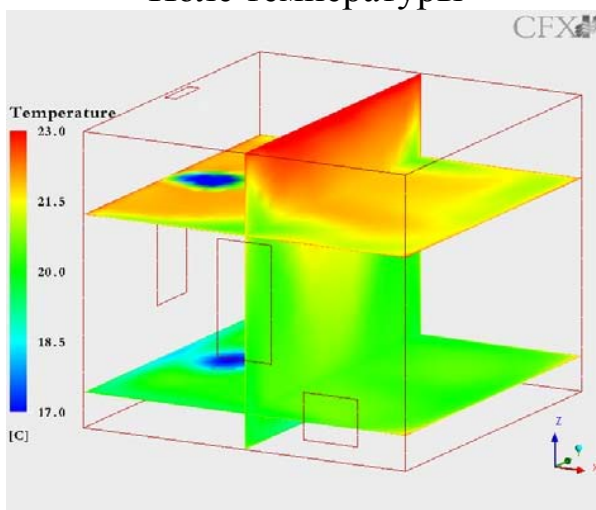
Расчеты в пакете ANSYS/CFX 10.0 проводились на персональном компьютере. Движение воздуха рассчитывалось путем численного решения уравнений Навье-Стокса с моделью турбулентности k-ε, с учетом реальных термодинамических свойств воздуха и теплового излучения.

На рис. 4 представлены результаты расчетов в виде полей температуры в двух горизонтальных плоскостях (вблизи пола и на уровне головы человека) и в вертикальной плоскости посередине комнаты (левый столбец картинок). Результаты представлены для разных интервалов времени $T = 1$ мин., 3 мин. и 4 мин. с момента включения кондиционера. Начальная температура подаваемой холодной струи 7°C . До включения кондиционера во всей комнате воздух покоился и имел температуру 22°C .

Расчеты показывают, что уже через 3-4 минуты после включения кондиционера воздух охлаждается с 22°C до $18,5-19^{\circ}\text{C}$ практически во всем объеме комнаты, под потолком воздуха скапливается более теплый воздух с температурой 23°C и выше. Картины линий тока показывают возникновение локального воздушного вихря в углу помещения между двумя окнами, обусловленного интерференцией бьющей с потолка холодной струи с покоящимся воздухом, теплопередачей и распространением теплового солнечного излучения из окон.

Атмосфера обитаемого помещения, как объекта регулирования температуры и влагосодержания, является объектом с распределенными параметрами. Учитывая то, что управляющие воздействия по температуре и влажности являются распределенными, при условии хорошего перемешивания воздуха в помещении с достаточной для инженерных

Поле температуры



Линия потока приточного воздуха

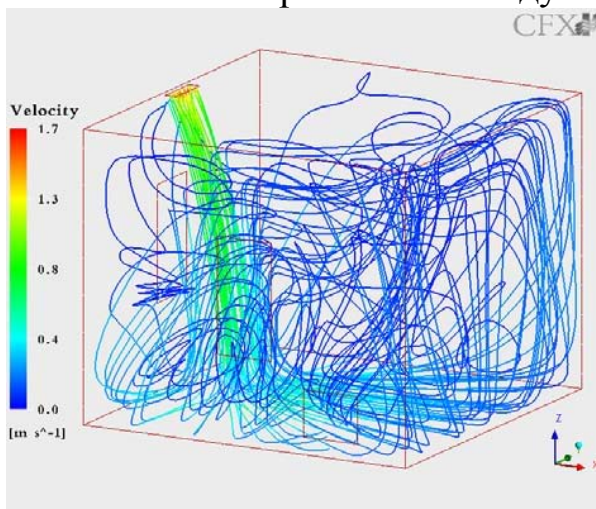


Рис. 4. Поля температуры и линии потока приточного воздуха в помещении ($T = 1$ мин)

расчетов точно рассматривают помещение как объект с рассредоточенными параметрами [1-4, 6]. Исходными являются уравнения теплового и влажностного баланса помещения.

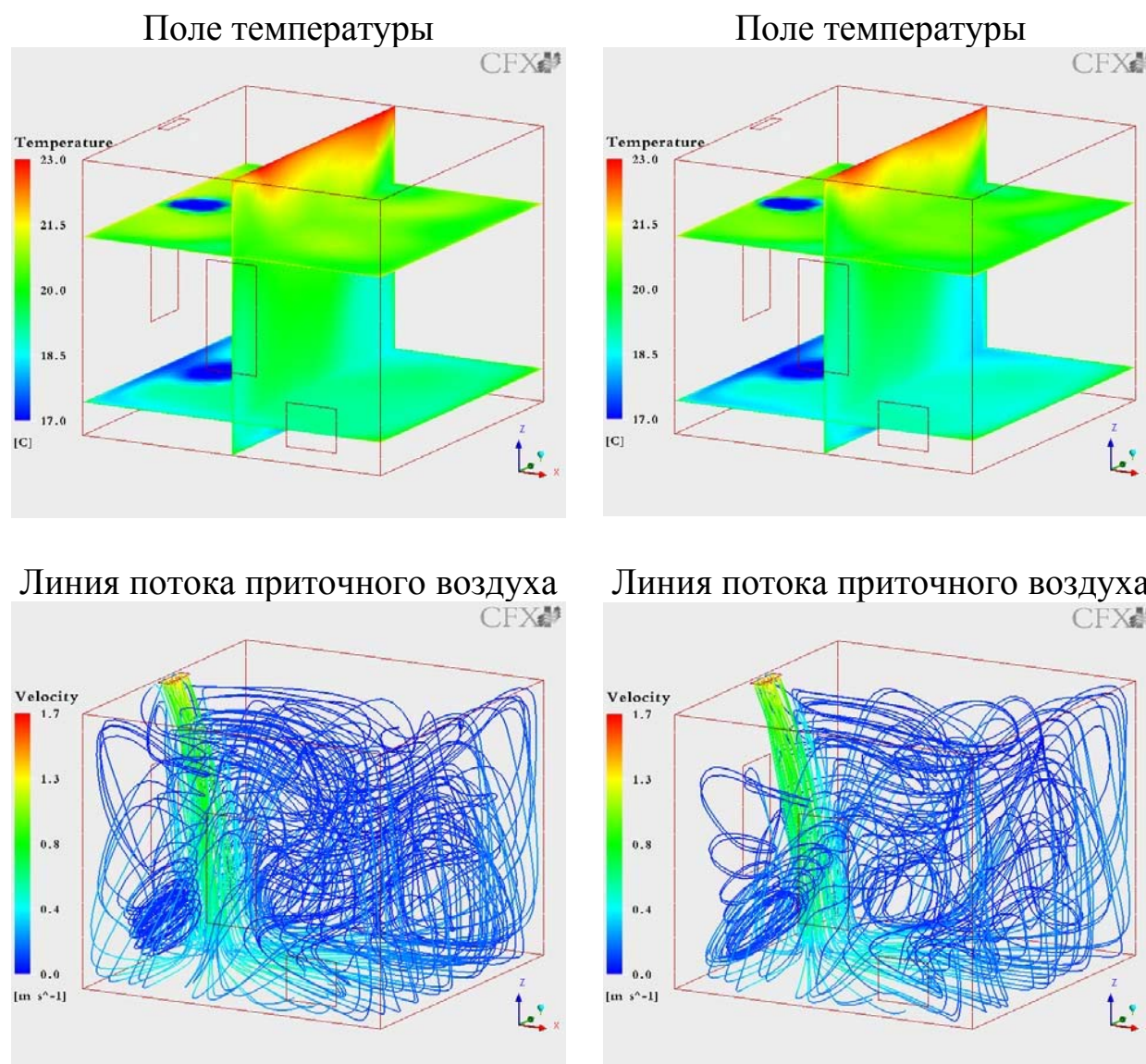


Рис. 5. Поля температуры и линии потока приточного воздуха в помещении ($T = 3$ мин)

Рис. 6. Поля температуры и линии потока приточного воздуха в помещении ($T = 4$ мин)

Возмущающее воздействие на самочувствие человека S достигалось путем изменения амплитуды и частоты колебания температуры воздуха поступающего в помещение из системы кондиционирования воздуха (рис. 7).

Таким образом, разработка системы управления параметрами воздушной среды носит комплексный характер, требующий разработки теплотехнических и подсистем управления температурой, влажностью и расходом воздуха с учетом современных энергосберегающих спосо-

бов управления. Задача усложняется наличием большого количества возможных технологических схем обработки воздуха [7].

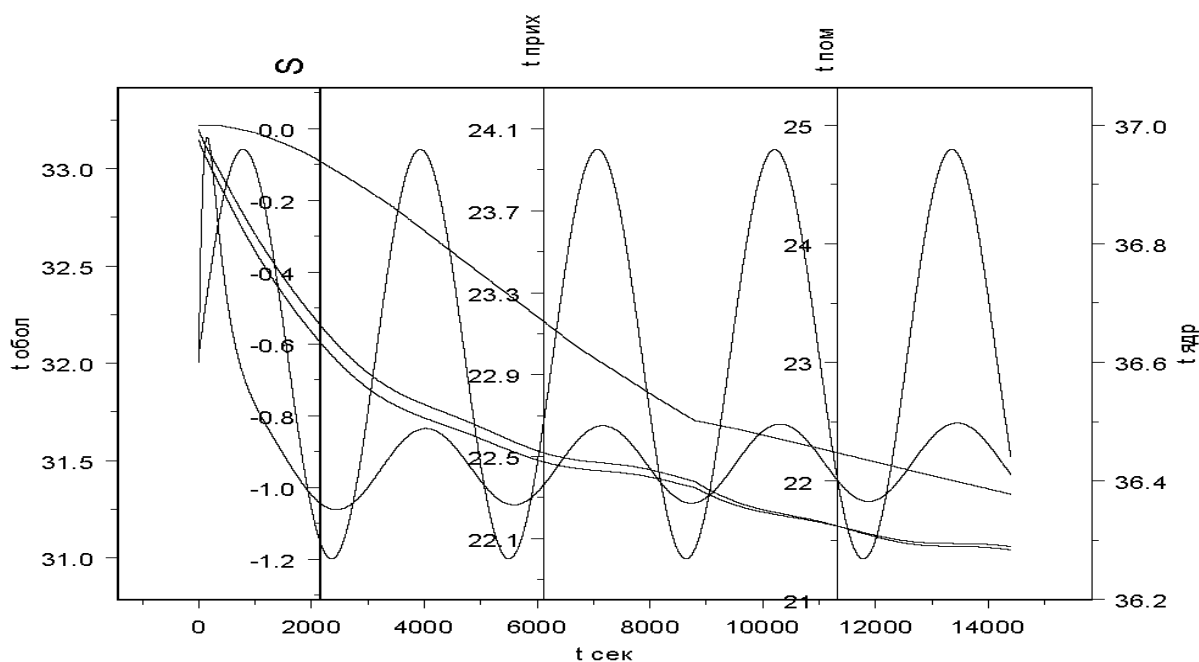


Рис. 7. Температура проходящего воздуха 23 °С; амплитуда колебания температуры проходящего воздуха $ATPR = 1$ °С, частота колебания температуры проходящего воздуха $WTPR = 0,002$ с⁻¹.

В системе терморегуляции (рис. 8) в режиме термоадаптации, тепловизор с помощью устройства слежения постоянно определяет температуру кожного покрова человека, которая зависит от выполненной физической нагрузки в рабочей зоне, от психологического и эмоционального состояния человека. Полученная информация поступает на вычислительный блок, который вычисляет частоту пульса, внутреннюю температуру тела, дефицит энергии человека в результате выполненной физической нагрузки и т.д. Полученные данные обрабатываются в вычислительном блоке с помощью программ термоадаптации. На основе вычисленных данных, которые соответствуют необходимым физиологическим и психологическим параметрам человек, осуществляются управлением блоком пьезоэлектрического привода. Последний, в свою очередь, влияет на регулирующие элементы устройства кондиционирования воздуха.

Это позволяет ускорить восстановительные процессы в организме человека, при этом уменьшается износ организма человека за счет экономии внутренних резервов организма.

Такая организация восстановительных процессов и отдыха человека резко сокращает износ внутренних органов человека, ответственных за нормализацию энергетического, физиологического и психологического

баланса организма человека в целом. В целом это повышает работоспособность, сопротивляемость организма человека и как следствие резко снижает заболеваемость всех органов и повышает стойкость иммунной системы человека.

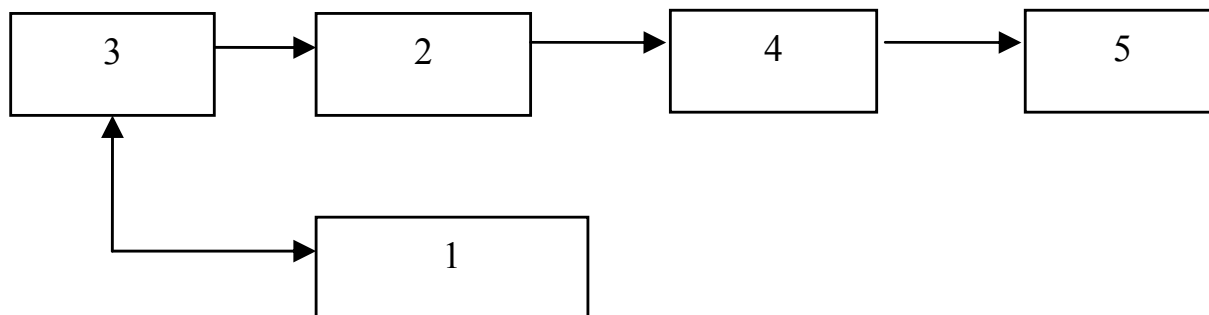


Рис. 8. Система терморегуляции автономных одноместных жилых модулей: 1 – человек; 2 – термовизор; 3 – трехкоординатное устройство слежения; 4 – вычислительный блок; 5 – блок пьезоэлектрического привода

Применение новой концепции управления климатом в судовых условиях в сочетании с новыми техническими реализациями первичных преобразователей может принести ощутимые выгоды в приложении, как в судовых условиях, так и вообще в плане сложных энергетических объектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Человек. Медико-биологические данные. Доклад рабочей группы комитета II МКРЗ по условному человеку. / Пер. с англ. – М.: Медицина, 1977, 512 с.
2. ASHRAE. N.Y. 1972. Chap. 7; p 143-145
3. Fanger P. O. Thermal comfort; Analysis and Application in Environmental Engineering. McGraw-Hill Book Company, N.Y., 1973.
4. Шафран Л.М., Голиков В.А. Микроклиматическая эффективность судовых систем КВ // Судостроение. – 1990. – №2. – С. 14-15.
5. Голиков В.А., Бурденко А.Ф., Цюпко Ю.М. Математическое моделирование процессов теплообмена организма человека с окружающей средой. // Судовые энергетические установки. – 2003. – Вып. 8. – Одесса: ОНМА. – С. 104 – 115.
6. Губернский Ю.Д., Корневская Е.И. Гигиенические основы кондиционирования микроклимата. – М.: Медицина. – 1978. – 247 с.
7. Патент № 31702 от 25 апреля 2008 г. «Система терморегуляции автономных жилых модулей» Цюпко Ю.М., Голиков В.А., Просенюк В.В.

УДК 536.24:621.791.55

Лебедев Б.В.
ОНМА**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХОРАКТЕРИСТИК ЭКЗОТЕРМИЧЕСКИХ СТЕРЖНЕЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ ПОДВОДНОЙ РЕЗКИ МЕТАЛЛОВ**

Судоподъемные работы в целях очистки акваторий и фарватеров ведутся в настоящее время достаточно широко. Однако случай, когда затонувшее судно поднимают полностью, сравнительно редкий. Чаще всего выгоднее судно разрезать на грунте и поднять по частям для его последующей утилизации в качестве металлолома. Необходимо отметить, что довольно часто затонувшее судно не полностью находится под водой. Нередки случаи, когда над поверхностью воды, то есть на воздухе, находятся некоторые части, надстройки, мачты, палубные механизмы, Все это необходимо разрезать и утилизировать. Поэтому работы по подводно-надводной резке распространены достаточно широко при судоподъеме и основным способом, кроме специальных случаев, является электрокислородная резка, т.е. совместное использование электросварки и кислорода.

Сварочное оборудование обычно достаточно тяжелое и громоздкое, что создает значительные трудности при его эксплуатации на небольших судоподъемных судах. Кроме того, цена такого оборудования достаточно высокая, что создает дополнительные трудности для мелких и средних судоподъемных предприятий. Для того чтобы преодолеть эти трудности в настоящее время делаются попытки использовать для резки термохимические стержни в сочетании с кислородом. При такой технологии вместо источника сварочного тока можно обойтись сравнительно малогабаритным и дешевым аккумулятором, который дает начальный импульс тока, поджигающий термический стержень, после чего теплота горения стержня и кислородная струя, обеспечивают разрезание материала.

Для этой цели применяются экзотермические стержни из высокоэнергетических металлов и сплавов, горящие в струе кислорода. Эти стержни выделяют только расплавленный оксид, который и является нагревательной средой.

Необходимую для разрезания тепловую мощность можно подсчитать с достаточной степенью точности, используя классические представления, изложенные в работе [1] т. е. рассматривая процесс нагрева поверхности детали некоторым сосредоточенным источником тепла.

Используя эти представления, можно получить достаточно простое выражение для расчета условной тепловой мощности источника тепла.

$$q = \frac{3T \cdot \varepsilon \cdot D^{1.05} \cdot v^{0.5}}{\eta \cdot \exp\left(\frac{-Z^2 \cdot v}{4a \cdot D}\right)} \quad (1)$$

где T — температура, К, ε — коэффициент тепловой активности, Дж/м² К^{0,5}; D — диаметр стержня, м; v — скорость перемещения стержня вдоль шва, м/с; Z — толщина металла, м; a — коэффициент температуропроводности, м²/с; η — КПД.

Мощность названа условной, так как в расчетном выражении неизвестен КПД.

Для того чтобы определить КПД термитного стержня, выделяющего термитный металл, необходимо рассмотреть процесс нагрева разрезаемого металла. Как указывалось выше, для таких стержней используется высококалорийное металлическое горючее Al, Mg, Al + Mg, сгорающее в струе кислорода. В результате температура горения достигает 3200 °С (Шидловский) и нагрев осуществляется жидкими оксидами Al₂O₃ и MgO (температура плавления 2030 – 2800, температура кипения свыше 3500 °С).

В данном случае теплоперенос осуществляется расплавленным оксидом алюминия, магния или их смесью. Приблизительно можно считать, что теплоперенос осуществляется по следующей схеме: перегрев оксида до температуры 3200 °С в ядре реакции, перенос оксида на холодную поверхность металла, кристаллизация части оксида с выделением теплоты кристаллизации, теплообмен между кристаллизованным оксидом и нагреваемым металлом.

Учитывая, что часть оксида, попадающая на холодную поверхность нагреваемого изделия, кристаллизуется с высокой скоростью, этот процесс теплообмена может быть описан с достаточной корректностью граничными условиями четвертого рода [1].

В этом случае КПД термитного стержня составит:

$$\eta = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_T + \varepsilon_M} \quad (2)$$

где ε_T , ε_M — коэффициенты тепловой активности ($\varepsilon = \sqrt{\lambda \cdot C \cdot \rho}$) разрезаемого металла и оксида из ядра экзотермической реакции, Дж/м²·К·с^{0,5}.

Выражение (2) показывает, что тепловой КПД термитного стержня тем выше, чем больше разность между коэффициентами тепловой активности выделяющейся среды нагрева и разрезаемого металла. Так

КПД стержня в этом случае составляет величину порядка 20 %. Если ввести некоторую искусственную величину и назвать ее эффективной теплотой сгорания смеси $Q_{\text{сг.эф.}}$, то для систем Al, Mg, Al + Mg, она, с учетом удельной теплоты сгорания 31000 кДж/кг, составит 6200 кДж/кг.

Рассмотренная схема несколько идеализирована. Более реальная схема может быть получена при рассмотрении реального процесса горения экзотермического стержня, что показано на рис 1 и 2.



Рис. 1.



Рис. 2.

На рис. 1 зафиксировано “свободное” горение стержня. Виден ярко белый факел, представляющий собой расплав оксида алюминия, который как бы вытекает из стержня под действием кислородной струи и с ее скоростью. Видно, что факел представляет собой усеченный конус, наибольший диаметр которого примерно в два раза больше диаметра стержня.

На рис. 2 зафиксирован реальный случай, когда факел горящего стержня направлен на поверхность металла, который необходимо разрезать. Видно, что струя расплавленного оксида растекается по поверхности металла. В этом случае задача приближается к случаю обтекания плоской пластины потоком жидкости и сводится к нестационарному конвективному теплообмену.

Для описания теплообмена такого случая, в соответствии с общей теорией пограничного слоя [2] можно записать дифференциальные уравнения переноса тепла для жидкости и для обтекаемой пластины.

$$\frac{\partial T_1(x, y, z)}{\partial \tau} + \omega(x, y) \cdot \frac{\partial T_1(x, y, z)}{\partial x} = a_1 \cdot \frac{\partial^2 T_1(x, y, z)}{\partial y^2}, \quad (3)$$

$$R \leq y \leq \infty; 0 \leq x \leq l, \quad (4)$$

где $\omega(x, y)$ — скорость потока жидкости (нагревающей среды), l — длина пластины в направлении x движения жидкости.

Дифференциальное уравнение теплопроводности для пластины будет:

$$\frac{\partial T_2(x, y, \tau)}{\partial \tau} = a_2 \left(\frac{\partial^2 T_2(x, y, \tau)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2(x, y, \tau)}{\partial y^2} \right), \quad (5)$$

$$0 \leq x \leq l; -R \leq y \leq +R, \quad (6)$$

где $2R$ — толщина пластины. Индекс «2» относится к пластине, индекс «1» относится к обтекающей жидкости.

Граничные и начальные условия:

$$T_1(x, y, 0) = T_c = \text{const}, \quad (7)$$

$$T_2(x, y, 0) = f(x, y); T_1(x, \infty, \tau) = T_c; T_1(0, y, \tau) = T_c, \quad (8)$$

$$T_1(x, R, \tau) = T_2(x, R, \tau), \quad (9)$$

$$\lambda_1 \cdot \frac{\partial T_1(x, R, \tau)}{\partial y} = \lambda_2 \cdot \frac{\partial T_2(x, R, \tau)}{\partial y}, \quad (10)$$

$$\frac{\partial T_2(x, 0, \tau)}{\partial y} = 0. \quad (11)$$

Решение этой системы дифференциальных уравнений приведено в [3] и позволяет определить удельный тепловой поток от жидкости к обтекаемой пластине.

$$q(\tau) = \lambda_1 T_0 \sqrt{\frac{\omega_l}{a_1 l}} \times \exp \left(-\lambda_1 \sqrt{\frac{\omega_l}{a_1 l}} \cdot \frac{\tau}{c_2 \gamma_2 R} \right), \quad (12)$$

где: λ_1 — коэффициент теплопроводности Al_2O_3 , Вт/(м К), T_0 — начальная температура пластины, К, ω_1 — скорость течения струи Al_2O_3 , равная скорости истекания кислорода = 1,28 м/с, a_1 — коэффициент температуропроводности Al_2O_3 , l — длина растекания жидкого Al_2O_3 по поверхности ($l = 2d$) (принимается стержень $d = 18$ мм.), c_2 — теплоемкость пластины Дж/(кг К), γ_2 — плотность пластины, кг/м³, R — половина толщины пластины (принимается 10 мм), τ — время процесса обтекания, начиная с 1 с

Результаты расчётов по выражению (12) при общем времени обтекания, равном 10 с, приведены на рис. 3 и 4.

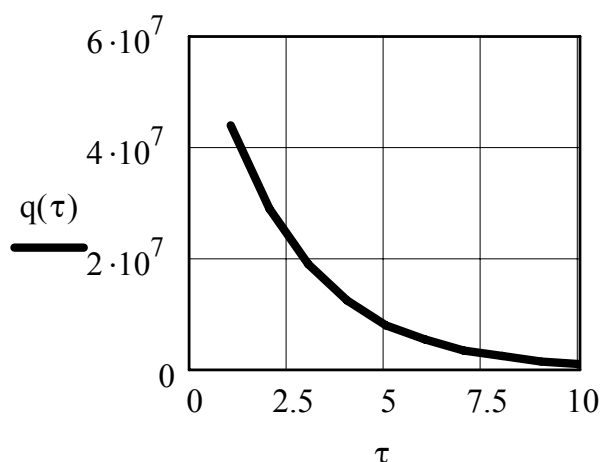


Рис. 3. Удельный тепловой поток от нагревающей жидкости к пластине по мере ее разогрева

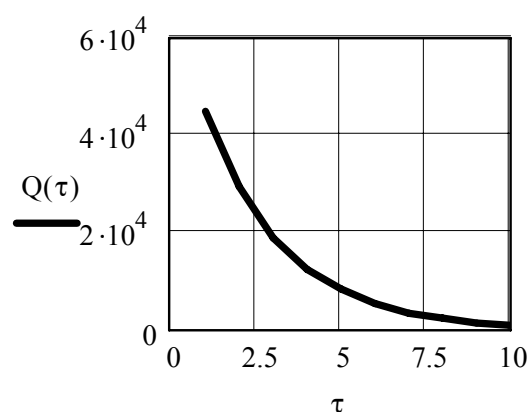


Рис. 4. Изменение общего теплового потока от жидкости к пластине

Выводы.

Проведенные аналитические исследования дают возможность определить необходимые энергетические параметры энергонезависимого экзотермического стержня используемого для подводной резки металлических пластин с точностью, достаточной для практического применения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Рыкалин Н.Н. Расчёты тепловых процессов при сварке. – М.: Гос. науч.-техн. издат. машиностроит. лит-ры, 1987. – 298 с.
2. Кутеладзе С.С. Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1976. – 416 с.
3. Нестационарный теплообмен. / В.К. Кошкин, Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.

УДК 621.431.74

Слободянюк Д.И., Слободянюк И.М.
ОНМА

РЕМОНТ ГОЛОВОК ПОРШНЕЙ СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ МЕТОДОМ ПЛАЗМЕННОЙ НАПЛАВКИ

Одним из направлений возрождения флота Украины является реновация корпусов и механизмов судов, заключающаяся в создании нового судна с использованием элементов и отдельных конструкций старых судов-доноров [1]. Новое судно может быть переклассифицировано, повышена его грузоподъемность, изменены условия плавания, что приводит к изменению нагрузки на двигатель. При этом необходимо ориентироваться на будущие условия эксплуатации, особенно судов внутреннего, смешанного и прибрежного плавания.

Ремонт судовых дизелей, с учетом изменений нагрузки, является важнейшей проблемой, так как изменение условий эксплуатации приводит к изменению доминирующего фактора изнашивания и разрушения деталей, особенно цилиндропоршневой группы (ЦПГ), что необходимо учитывать при восстановительном ремонте деталей

Например, длительная работа дизеля на частичных нагрузках приводит к увеличению конденсации серной кислоты, в результате чего адгезионный износ, преобладающий при номинальных и экстремальных нагрузках, переходит в коррозионный [2]. Это не учитывается при заводском ремонте изношенных деталей и приводит к уменьшению долговечности ЦПГ судовых дизелей. Потому актуальным является разработка новых технологий ремонта деталей МОД, обеспечивающих соответствующие условиям эксплуатации физико-механические и коррозионные свойства.

Цель работы — разработка технологии ремонта поршней судовых МОД, обеспечивающей надежность и заданную долговечность сопряжения «втулка цилиндра – кольцо – канавка головки поршня».

Анализ отказов ЦПГ судовых дизелей показывает, что на практике наблюдаются две основные причины отказов цилиндропоршневой группы: износ торцов канавок и поломка уплотнительных колец. Как правило, эти две причины отказов рассматриваются отдельно. Чаще всего исследуется сопряжение «канавка поршня – кольцо» без учета влияния технического состояния всех деталей ЦПГ. Однако процессы износа торцов канавок и поломки колец являются взаимосвязанными и заключаются в следующем.

Обследованием изношенных головок поршней (ГП), поступающих на восстановление, установлено увеличение величины износа торцов в

радиальном направлении, в результате чего перемычка между кольцами имеет форму конуса [3, 5]. Абсолютное значение отклонения от плоскости определяется следующими факторами: твердостью торцов канавок, величиной износа втулки цилиндра и режимами нагружения цилиндров. Кроме статических напряжений в радиальном направлении в кольце возникают динамические напряжения в осевом направлении. При достижении определенной величины отклонения от плоскости в кольцах могут возникнуть суммарные напряжения, превышающие предел прочности чугуна, что приводит к их поломке.

По нашему мнению, изнашивание торца канавки к периферии определяется, в первую очередь, величиной твердости упрочненной рабочей поверхности канавки, так как деталь работает при значительных ударных нагрузках, возникающих в момент сгорания топлива.

Анализ применяемых технологий ремонта показывает, что они обеспечивают твердость в диапазоне HRC 32-42, что явно недостаточно.

При обследовании изношенных ГП, поступивших на восстановление на СРЗ по причине увеличенного износа канавок, в некоторых случаях на нижних торцах наблюдались следы токарного резца. Вероятно, это можно объяснить тем, что химическая коррозия под действие серной кислоты, сконденсированной во впадинах шероховатостей торцов восстановленных канавок ГП судовых дизелей, эксплуатирующихся на пониженных нагрузках, уменьшает площадь рабочей поверхности, что приводит к увеличению скорости изнашивания канавок (рис. 1.). Как при обкатке, так и при эксплуатации дизеля эти поверхности не прирабатываются. Кроме того, присутствие кислоты приводит к деструкции граничного смазочного слоя масла [6].

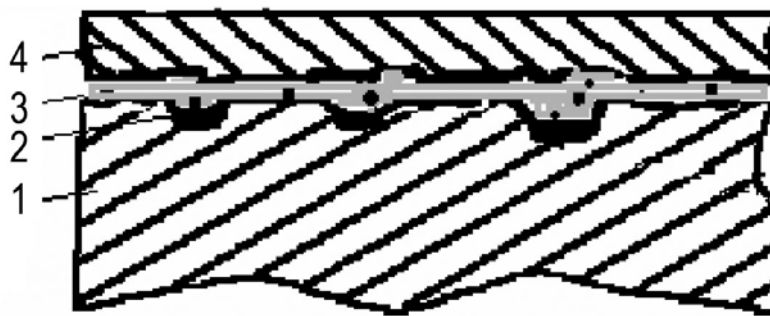


Рис. 1. Эскиз участка сопряжения «нижний торец канавки-кольцо» МОД работающего на частичных нагрузках. (1—головка поршня, 2—кислота, 3—смазка, 4—кольцо).

Отсюда следует требование к технологии ремонта — обеспечение помимо высокой твердости и коррозионной стойкости еще и минимальной шероховатости поверхности.

Таким образом, анализ физико-химических процессов, происходящих при эксплуатации МОД во всем диапазоне нагрузок, позволяет сформулировать комплекс эксплуатационных свойств, которые должна обеспечить технология ремонта детали: высокая твердость (не менее HRC 51) [4, 5], коррозионную стойкость и шероховатость $Ra = 0,8$ или меньше.

Поиск новых эффективных способов ремонта деталей и материалов, обеспечивающих заданные механические и физико-химические свойства показал, что таким способом является плазменная наплавка порошков.

К преимуществам плазменного метода наплавки порошков можно отнести то, что этим способом можно нанести покрытие из таких различных материалов, как металлы, сплавы, окислы, карбиды, бориды и пр. В процессе наплавки поверхность нагревается до сравнительно небольших температур, что позволяет сохранить особенности структуры и свойства материала основы ГП [7-9].

Попытка плазменной наплавки порошков непосредственно на торцы канавок стальных головок поршней МОД не дала положительных результатов, так как при этом не обеспечивается качество упрочненного слоя торца канавок ГП. Необходимо наплавить слой по всему нижнему торцу перемычки, то есть на глубину более 20 мм. Увеличение плазменной дуги более 5-8 мм ухудшает защиту металла сварочной ванны, нет устойчивости процесса наплавки и качества слоя. Требуется разработка специальных плазмотронов и печей.

Поэтому восстановление изношенных поверхностей канавок ГП более целесообразно выполнять методом установки на проточенную перемычку заранее упрочненных противоизносных колец.

Для разработки технологии ремонта ГП необходимо выполнить следующие исследования:

- выбор наплавляемых коррозионно-стойких материалов;
- разработка технологической схемы ремонта;
- разработка конструкции колец под плазменную наплавку;
- отработка режимов плазменной наплавки порошка на кольца;
- исследование сварного шва наплавленного слоя ПГ-СР с основой;
- выбор режимов термической обработки наплавленных противоизносных колец;
- определение способа механической обработки упрочненной твердой поверхности;

Методика исследования. Оборудование, приборы, материалы.

Исследования проводились на заготовках под плазменную наплавку противоизносных колец в виде круглых пластин толщиной 30 мм из

сталей 10ХСНД и 09Г2, в которых протачивались кольцевые канавки под плазменную наплавку.

Для предупреждения образования горячих трещин при плазменной наплавке кольца устанавливались на манипулятор и подогревались газовой горелкой до температуры 450...500 °С. Образующаяся в этом случае окисная пленка у сплава системы Сг–Ni–Si–В устраняется при их самофлюсовании, происходящем при температуре 980–1080 °С [7].

Обработка режимов наплавки осуществлялась на установке УПН-303 в заводских условиях. Режимы плазменной наплавки варьировались в пределах: сила тока — 120÷190 А, скорость наплавки — 2÷10 м/ч, расход порошка — 1÷3 кг/ч, амплитуда колебаний — 18÷25 мм, расход газов: плазмообразующего — 70÷100 л/ч, защитного и транспортирующего — 120 л/ч.

Металлографические исследования выполнялись на оптическом микроскопе «Neohot-21», микротвёрдость измерялась на микротвердомере ПМТ-3, твердость — по методу Роквелла. Отсутствие трещин на лабораторных образцах и противоизносных кольцах определялось методом цветной дефектоскопии, рентгеновским методом и металлографически.

Анализ литературных источников [7] показал, что наиболее перспективными для получения высокой коррозионной стойкости торцов канавок являются самофлюсующиеся порошковые сплавы системы Сг–Ni–Si–В, а граничные слои смазки на указанном материале более структурно упорядочены. Это сплавы ПГ-СР2, ПГСР3 и ПГСР4 (табл. 1).

Таблица 1. Химический состав и характеристики покрытий порошков типа ПГ-СР

Марка	Химический состав, %						Твердость HRC
	Si	B	Cr	C	Ni	Fe	
ПГ-СР2	2,0-3,5	1,5-2,1	12-25	0,2-0,5	осн.	до 5	35–38
ПГ-СР3	2,5-3,5	2,0-2,8	13,5-16,5		осн.	до 5	45–47
ПГ-СР4	3,0-4,5	2,8-3,8	15-18	0,6-1	осн.	до 5	55–58

Эти материалы обладают высокой износостойкостью и коррозионной стойкостью в интервале температур до 550...600 °С и подходят для деталей, работающих в агрессивных средах. Они не являются дефицитными и хорошо поддаются плазменной наплавке. При этом химический состав упрочняющего слоя максимально приближен к составу наплавляемого металла из-за минимального проплавления основного металла.

В результате проведения экспериментов установлен режим плазменной наплавки, при котором наплавленный слой не имеет дефектов:

- Сила тока 170÷180 А.
- Напряжение на дуге 30÷33 В.
- Скорость наплавки 2÷3 м/ч.
- Расход порошка 2 кг/ч.
- Амплитуда колебаний 8 мм.
- Расход газов:
 - плазмообразующего 70 л/ч,
 - защитного и транспортирующего 120 л/ч.

По окончании наплавки производился отжиг при нагреве колец до температуры 750 °С и выдержки в течение 3 часов. Трещин и дефектов рентгеновским методом и цветной дефектоскопией не обнаружено.

Механическая обработка наплавленных порошками ПГ-СР2, ПГ-СР3 и ПГ-СР4 показала, что их лезвийная обработка нецелесообразна, так как высокая твердость поверхности приводит к быстрому выходу из строя резцов. Кроме того, образцы, наплавленные порошком ПГ-СР4, лезвийной обработке вообще не поддаются. Для обработки этих материалов необходимо применять шлифование. Установлено, что наиболее целесообразно использовать для шлифования наплавки всех марок ПГ-СР керамические шлифовальные круги из оксида алюминия или карбида кремния. Достижимая шероховатость поверхности колец не более $Ra = 0,8$ мкм, что необходимо для сведения к минимуму химической коррозии. Снятие металла со стороны наплавки минимальное.

Эскиз наплавленного и обработанного противоизносного кольца ГП МОД показан на рис. 2.

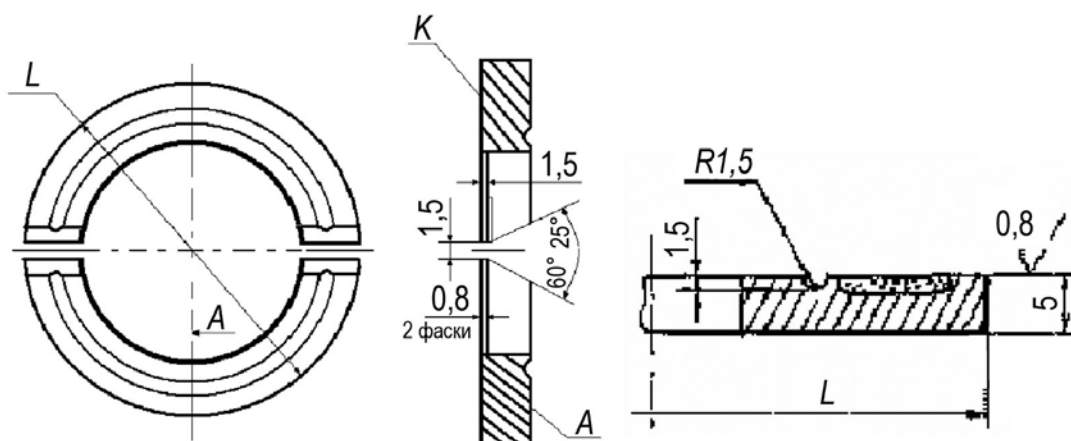


Рис. 2. Противоизносное кольцо ГП МОД после наплавки и окончательной обработки: L – наружный диаметр головки поршня

Структура наплавленного слоя ПГ-СР представляет собой обычную никелевую матрицу с равномерно распределёнными карбидными вклю-

чениями (рис. 3, а). Микроструктура наплавленного слоя на лабораторных образцах и на противоизносных кольцах идентична. Раковин и трещин в упрочненном слое не обнаружено.

Перемешивание слоя с подложкой (рис. 3, б) минимально, граница контакта наплавленного слоя износостойкого порошка с основой непрерывна. Структурные изменения в материале основы незначительные.

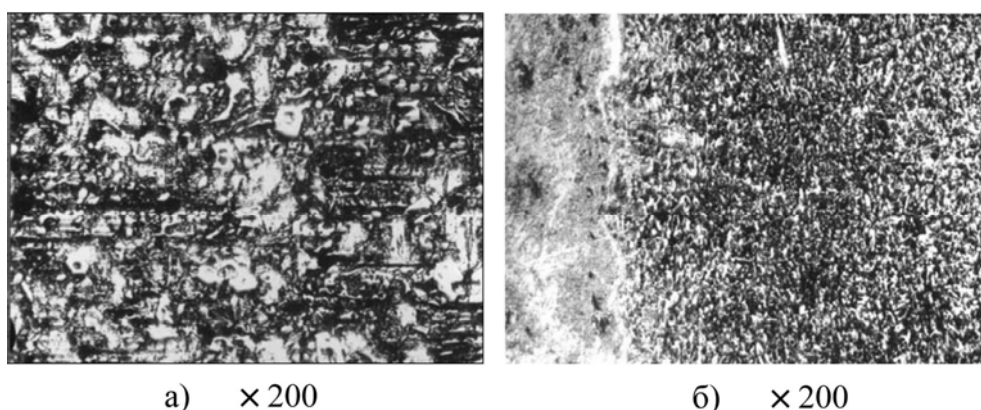


Рис. 3. Микроструктура (а) и зона сплавления наплавленного плазменным методом слоя ПГ-СР4 с основным металлом (б)

Микротвёрдость в подложке изменяется на глубине 110...150 мкм и даёт величину $H_{\mu} = 2,0...2,1$ ГПа, в то время, как для основного металла она составляет $H_{\mu} = 1,72$ ГПа. Твёрдость наплавленного слоя ПГ-СР2 равна HRC 36...42, по глубине изменяется незначительно, а для материала ПГ-СР4 твердость – HRC 54-56.

После шлифования и термообработки два полукольца устанавливаются на проточенные перемычки ГП, по внутреннему периметру зачеканиваются, а по внешнему привариваются (рис. 4). Технология восстановления стальных ГП с помощью заранее упрочненных колец, устанавливаемых на проточенные изношенные перемычки ГП, позволяет получить качественный наплавленный слой и контролировать его любым существующим методом.

Технологическая схема ремонта ГП представлена на рис. 5.

Разработана опытная технология ремонта ГП МОД, которая принята для внедрения в отделе сварки и восстановления судовых технических средств УкрНИИМФ.

Таким образом, для восстановления работоспособности стальных головок поршней главных двигателей СЭУ, эксплуатирующихся как на частичных, номинальных, так и форсированных режимах рекомендуется применять в качестве упрочняющего материала торцов канавок порошки ПГ-СР4 имеющие после наплавки высокую твердость, равную HRC 54...55.

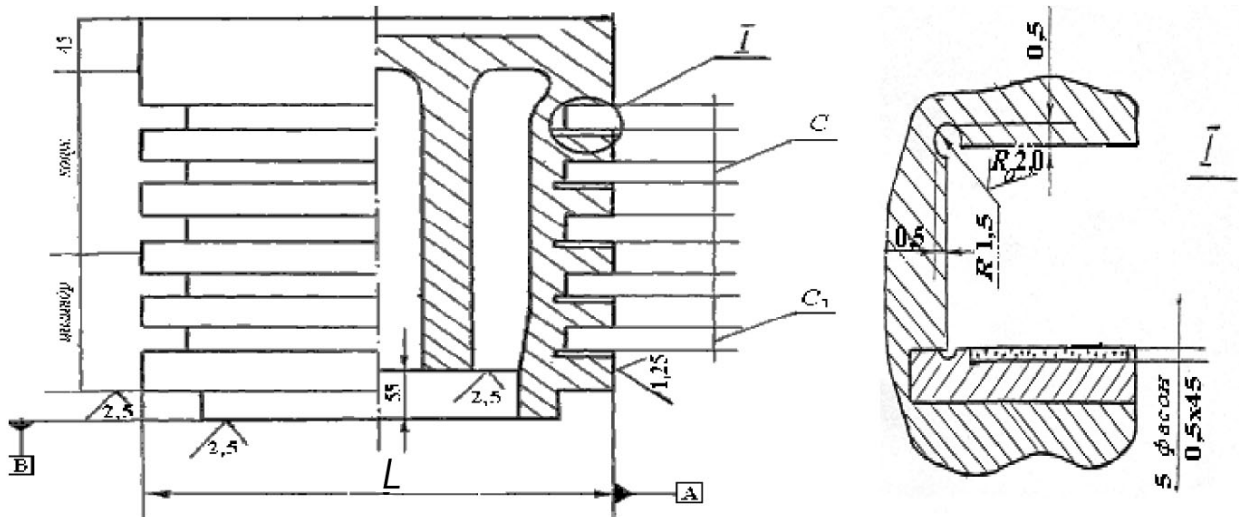


Рис. 4. Эскиз головки поршня МАН после установки противоизносного кольца и окончательной механической обработки

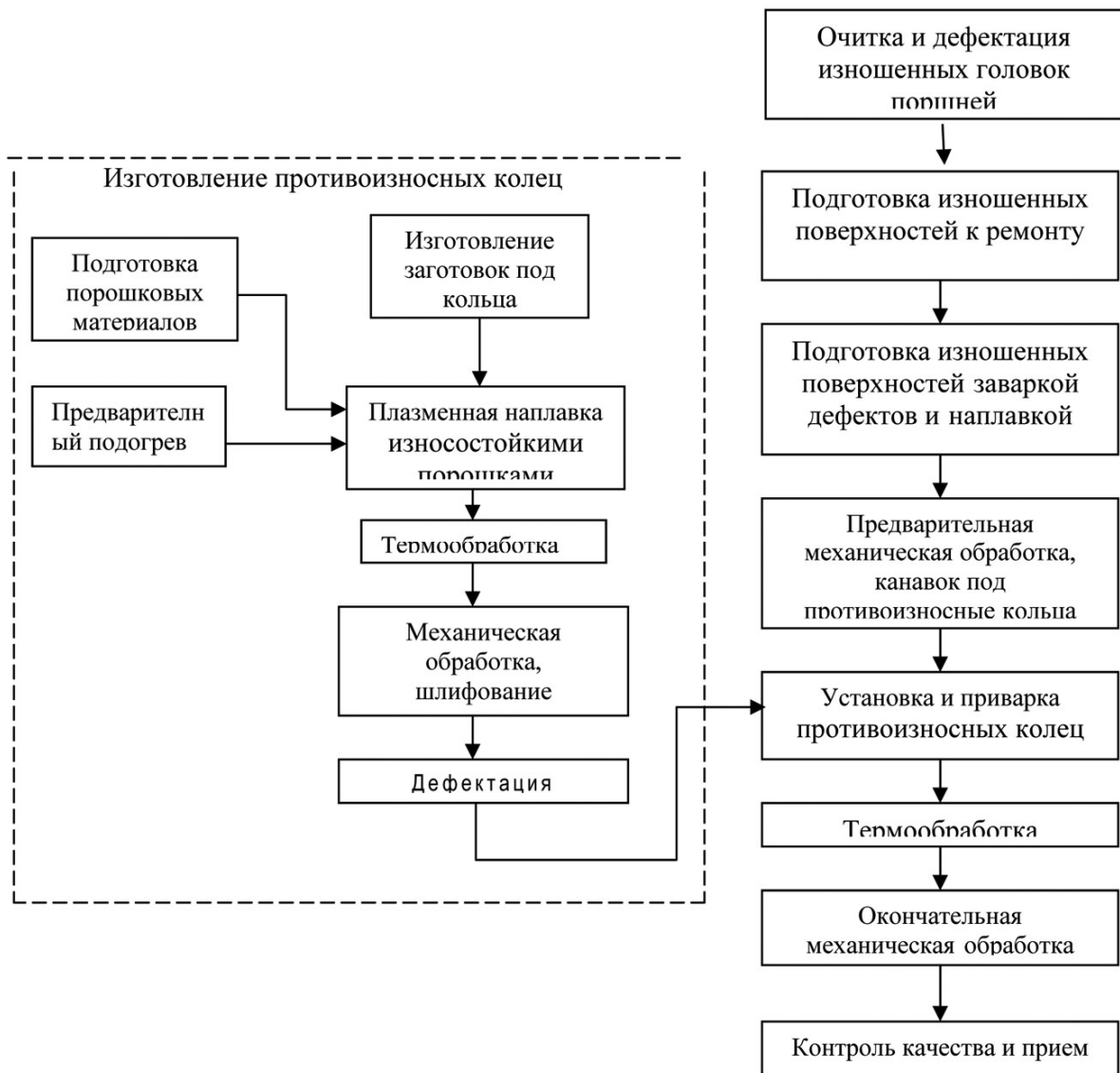


Рис. 5. Технологическая схема ремонта головок поршней МОД

Полученные результаты исследований могут быть использованы судостроителями при изготовлении новых и восстановлении изношенных ГП, а также в таких отраслях науки и техники которые используют поршневые машины.

Выводы.

1. Обследованием изношенных головок поршней установлено увеличение величины износа торцов канавок ГП в радиальном направлении, в результате чего перемычка между кольцами имеет форму конуса. Абсолютное значение отклонения от плоскости определяется: твердостью торцов канавок, величиной износа втулки цилиндра и режимами нагружения цилиндров.

2. При конусной форме износа канавки, кроме статических напряжений в радиальном направлении в кольце возникают динамические напряжения в осевом направлении, увеличивающиеся с увеличением износа канавки и втулки цилиндра. При достижении определенной величины отклонения от плоскости в кольцах могут возникнуть суммарные напряжения, превышающие предел прочности чугуна, что может быть причиной их поломки.

3. Твердость нижних торцов канавок ГП является параметром, позволяющими управлять ресурсом уплотнительных колец судовых дизелей, а следовательно и ресурсом сопряжения «втулка цилиндра-кольцо-канавка ГП»

4. На основании проведенных исследований установлены оптимальные режимы плазменной наплавки выбранных для упрочнения канавок никель-кобальтовых порошков типа ПГ-СР на противоизносные кольца.

5. Разработана технология ремонта поршней МОД (уменьшающая вероятность поломки поршневых колец) путем плазменной наплавки никель-кобальтовых порошков (Сг–Ni–Si–В) методом установки на проточенные перемычки заранее упрочненных и шлифованных противоизносных колец.

6. Установлено, что для ремонта стальных головок поршней форсированных МОД, эксплуатирующихся как на частичных, номинальных, так и экстремальных нагрузках, в качестве упрочняющего материала торцов канавок целесообразно применять самофлюсующиеся, коррозионно-стойкие порошки ПГ-СР4, имеющие твердость наплавленного слоя HRC 54...56.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сахновский Б.М. Особенности проектного обоснования модернизации судов внутреннего и смешанного плавания / Сахновский Б.М. // Морской вестник. – 2006. – № 4. – С. 71-77.

2. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. / Возницкий И.В. –С-Пб., 2005. – 135 с.
3. Слободянюк И.М. Повышение надежности восстановленных головок поршней судовых дизелей, путем повышения их эксплуатационных свойств, при ремонте / Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. // Судовые энергетические установки. Науч.-техн. сб. –2005. – Вып. 14. – Одесса: ОНМА. – С. 127-134.
4. Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышения их ресурса. / Сторожев В.П. – Одесса, 2001. – 341 с.
5. Слободянюк Д.И. Способ восстановления головок поршней судовых малооборотных двигателей / Слободянюк Д.И., Молодцов Н.С., Слободянюк И.М. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 80–86.
6. Алтоиз Б.А. Физика поверхностных слоев. / Алтоиз Б.А., Поповский Ю.М. – Одесса: Астропринт, 1995. – 153 с.
7. Чкалов Л.А. Плазменная наплавка порошковыми твердыми сплавами деталей судового машиностроения / Чкалов Л.А., Кузнецов В.А., Ежов А.К. // Судостроение. – 1980. – №6. – С. 38-44.
8. Хасун Л. Наплавка и напыление / Хасун Л., Морикачи О. / Пер. с яп. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.
9. Никитин Н.Д. и др. Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей. – Л.: Машиностроение, 1977. – 165 с.

УДК 621.471.74; 629.12

Кабанов К.О., Лисин В.Г., Руденко В.И.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ МАЛОБОРОТНЫХ СУДОВЫХ ДВС

Общая постановка проблемы. Анализ состояния мирового судового дизелестроения показывает следующее.

Основным двигателем современного морского транспортного флота остается двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Несмотря на появление на отдельных сериях судов (в основном газовозах) паротурбинных установок, в ближайшем времени это положения существенно не изменится. Анализируя данные в мирового дизелестроения за 1999-2006г. можно сделать вывод, что в настоящее время на суда мирового морского флота поставляются, в основном, двухтактные малооборотные (МОД) ДВС.

Двигателестроение двухтактных дизелей сконцентрировано в таких крупных фирмах как: Mitsubishi Heavy Industries Ltd, MAN B&W Diesel A/S, MAN B&W Diesel A/S Alpha Diesel, Wartsila Corporation (Производство в Финляндии, Норвегии, Швейцарии, Италии, Франции).

Основные технико-эксплуатационные показатели выпускаемых 2-х тактных дизелей находятся в таких пределах. Диаметр поршня - 260-1080 мм. Количество цилиндров - 4-14. (в 2002 г достигло 18). Скорость движения хода поршня - 6,16-8,6 м/с. Цилиндровая мощность - 280-6950 кВт. Отметим повышение цилиндрической мощности по сравнению с 2002 годом, когда максимальное ее значение составляло 5720 кВт.

Мощность единичного дизеля в зависимости от числа цилиндров лежит в достаточно широком интервале и составляет 1120-100000 кВт. и продолжает увеличиваться. (напр. с 80000 в 2002 г. до 97300 в 2005 г. Давление сгорания составляет - 15,6-20,0 МПа, а удельный расход топлива - 158-175 г/кВт-ч.

Основными моделями являются малооборотные, высокоэкономичные длинноходовые и супердлинноходовые двигатели с прямоточно-клапанной продувкой. Приведем результаты работы фирмы Wartsila Corporation, в которую в 2003 г. вошла и фирма Sulzer. Общее количество выпускаемых моделей двухтактных ДВС превышает 15. Это двигатели Wartsila : 32DF, 50DF, 38A, 38B, Wartsila Vasa 32LN/32LN GD, Sulzer: RT flex 58 T-B, RT flex 60 C, RTA 72U – B, RTA 84 T-D, RT flex 96 C.

Такое же приблизительно количество моделей выпускает и фирма Mitsubishi. Из предлагаемых фирмой Mitsubishi моделей дизелей пять представляют собой длинноходовые, остальные супердлинноходовые.

Фирма MAN B&W является крупнейшим в мире разработчиком малооборотных судовых дизелей и имеет 22 лицензиата в 11 странах мира. К числу лицензиатов относится и Брянский машиностроительный завод.

На долю фирмы и ее лицензиатов приходится около 70 процентов производимых в мире судовых дизелей такого класса.

Основной выпуск двухтактных дизелей производится на самой крупной фирме MAN B&W, которая представлена на рынке продажи двумя филиалами, расположенными в городах Копенгаген и Фредериксхавн. Из более чем 25 моделей, выпускаемых фирмой, 40 процентов ДВС длинноходовые, а остальные супердлинноходовые.

Обычные двухтактные двигатели, т.е. не длинноходовые, ведущими фирмами мира практически не выпускаются или выпускаются в единичных количествах.[1]

Таким образом, из выше рассмотренного состояния двигателестроения мы приходим к выводу, что дизелестроение двухтактных двигателей тяготеет к выпуску длинноходовых и супердлинноходовых ДВС.

Такое положение по производству главных двигателей, естественно, ставит целый ряд вопросов по их экономичности.

Обзор состояния вопроса. Как известно, мощность ДВС можно повысить, увеличивая обороты и плотность надувочного воздуха и снижая избыток воздуха. Обороты валов длинноходовых ДВС лежат в пределах 53-100 об/мин и тенденций к их росту сегодня нет, в отличие от повышения плотности воздуха, которая достигается за счет увеличения его давления. Последнее приводит к росту температуры воздуха снижающей его плотность и вынуждает охлаждать воздух для получения удовлетворительной его плотности. В современных МОД охлаждение воздуха осуществляется, в основном, в рекуперативных холодильниках. Мощности этих холодильников весьма значительны.

На рис. 1 представлены зависимости мощностей холодильников надувочного воздуха от эффективной мощности двигателя. Эти зависимости приведены для наиболее распространенных двигателей фирмы MAN-B&W с различной длиной хода поршня (S, L, K) компактного исполнения (MC-C) и Sulzer RTA.

Из графиков видно, что абсолютная мощность холодильников надувочного воздуха современного мощного малооборотного ДВС достигает многих тысяч кВт, а относительно эффективной мощности двигателя, она составляет 0,34-0,4.

При таком положении понятно то внимание, которое уделяется разработчиками проблемам охлаждения воздуха.

Влияние степени охлаждения воздуха на работу двигателя весьма существенно. Оно выражается в воздействии на заряд цилиндра, на ин-

дикаторные и эффективные показатели рабочего процесса, на тепловой баланс, тепловые нагрузки двигателя и хорошо проанализировано в литературе.[2]. Известно, что степень охлаждения воздуха в холодильнике зависит от его теплообменной поверхности, температур и скорости воздуха и охлаждающей воды на входе в него.

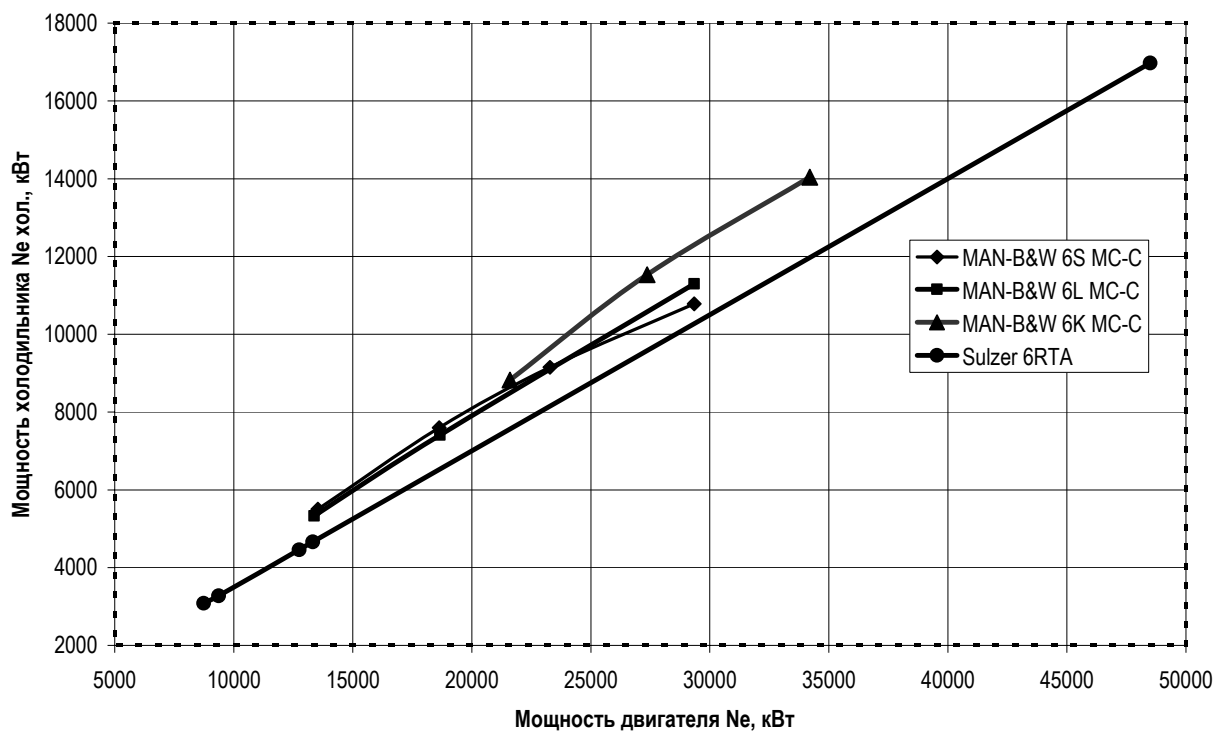


Рис. 1. Зависимость мощности холодильников продувочного воздуха от эффективной мощности современных судовых МОД различных типов

Основными показателями оценки качества холодильника служат коэффициент теплоотдачи, аэродинамическое сопротивление, а также масса и габариты. Оптимальное значение теплопередачи возникает при равенстве термических сопротивлений со стороны сред, обменивающихся теплом. И, если теплоотдача сред значительно различается, термические сопротивления выравниваются ребрением. Поэтому в охладителях воздуха судовых МОД, как правило, используются трубы с ребристой поверхностью.

Это позволяет повысить эффективность холодильника без значительного увеличения его массы и габаритов. Ребристая поверхность охлаждения располагается со стороны омывания труб воздухом, компенсируя с этой стороны низкий коэффициент теплоотдачи по сравнению с коэффициентом теплоотдачи со стороны циркулирующего теплоносителя, который может быть забортной или пресной водой.

Рассмотренные факторы усиливают внимание к проблеме повышения эффективности и усовершенствования воздухоохладителей и под-

тверждают необходимость продолжения разработок наиболее рациональных схем охлаждения воздуха и конструктивных особенностей самих охладителей. В настоящее время за рубежом проводится значительное количество исследований по разработке схем охлаждения надувочного воздуха и высокоэффективных холодильников [1].

Цель исследования. Выполняемая нами работа, которая заключается в сравнительном анализе эффективности используемых и предлагаемых типов поверхностей охлаждения воздухоохладителей, и направлена на решение этих проблем.

Как сказано выше в охладителях продувочного воздуха применяются ребристые трубы с разными типами ребер, либо пластинчатые поверхности. Поэтому при анализе сравнивались только ребристые поверхности нагрева.

Для обоснования выбора наиболее рационального оребрения, проводилось исследование эффективности использования труб с различной формой ребра. Рассматривались поверхности охлаждения с круглыми и прямоугольными размещенными одновременно на двух трубках ребрами, с эллиптическими (модифицированными) ребрами, а также поверхности охлаждения с профильными трубами. Диаметры труб, высота ребер, их шаги принимались одинаковыми.

Исследование проводилось для коридорного и шахматного расположения труб в решетках. Для труб с эллиптическими силуминовыми ребрами поверхностей анализ проводился для двух разных значений внешних диаметров труб. Рассматривалось также влияние загрязнения поверхности охлаждения на снижение эффективности теплоотдачи.

При анализе скорость воздуха принималась в диапазоне от 20 до 50 м/с, с шагом 5 м/с, что перекрывает диапазон скоростей воздуха в воздухоохладителях МОД на различных режимах их работы.

Анализ проводился на ЭВМ по специально разработанной методике и программе.

Проведенный анализ дал следующие результаты.

При коридорном расположении трубок воздухоохладителя (рис. 2), значение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха меньше чем при шахматном. Так для круглых ребер при увеличении скорости воздуха от 20 до 50 м/с, он возрастает с 0,14 до 0,26 кВт/м²К, для квадратных — с 0,133 до 0,258 кВт/м²К, а для эллиптических — с 0,13 до 0,25 кВт/м²К.

При коридорном расположении труб воздухоохладителя во всем рассмотренном диапазоне скоростей воздуха рассмотренные типы поверхностей охлаждения не имеют значительных преимуществ одна перед другой.

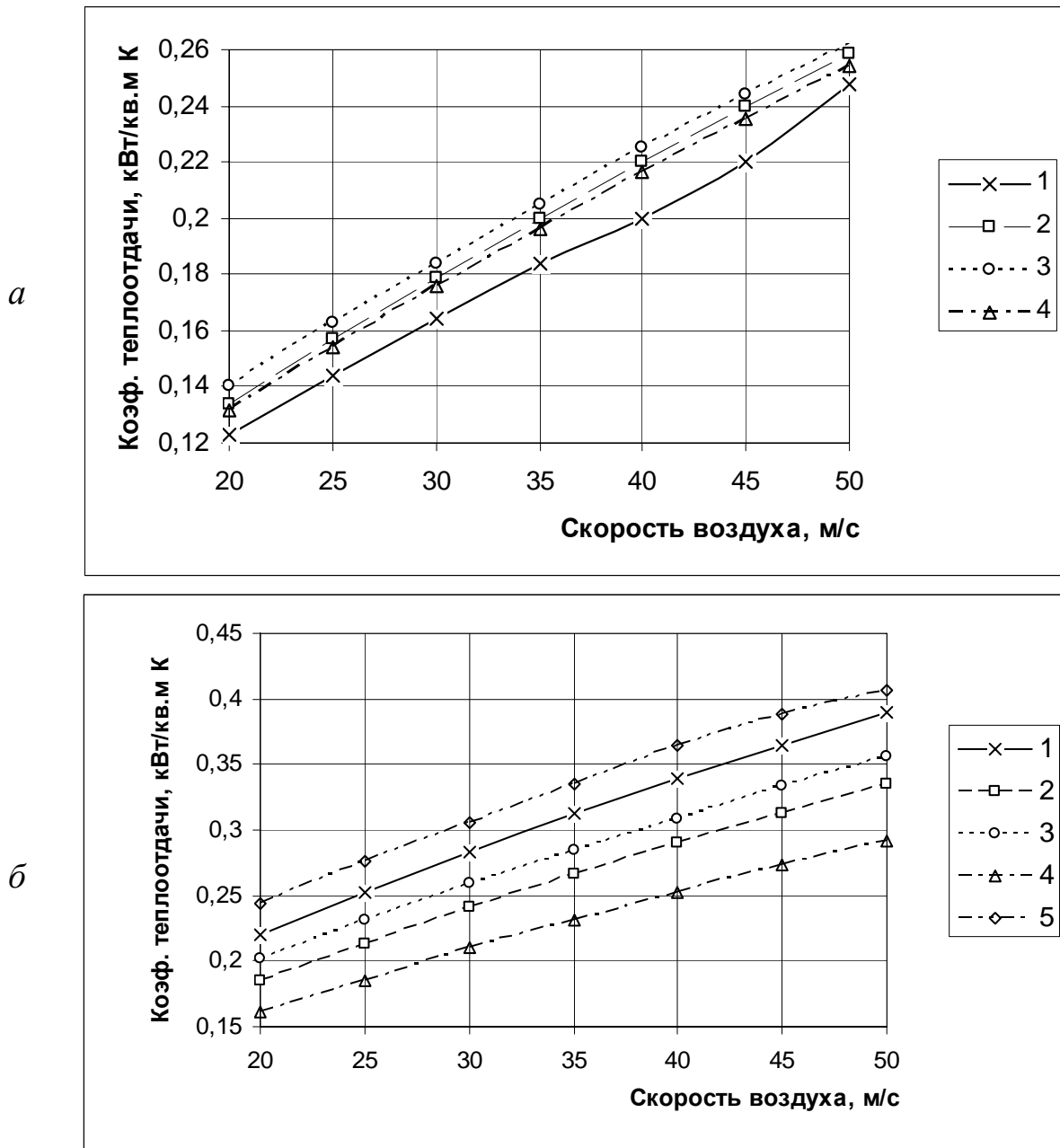


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости воздуха для разных типов поверхностей охлаждения: *a* — коридорное расположение, *б* — шахматное расположение; рёбра: 1 — эллиптические (низкая степень оребрения), 2 — квадратные, 3 — круглые; 4 — эллиптические (высокая степень оребрения); 5 — профильные

При шахматном расположении труб, коэффициент теплоотдачи при тех же условиях изменяется для круглых ребер от 0,22 до 0,39 кВт/м²К, а для других типов ребер от 0,16 до 0,356 кВт/м²К. Таким образом, шахматное расположение труб увеличивает коэффициент теплоотдачи на 25-30 % и снижает необходимую поверхность охлаждения на четверть. Сравнение эллиптических ребер и профильной поверхности показывает, что профильные поверхности более эффективны, а эффективность труб с эллиптическими ребрами зависит от шагов ребер и труб.

Тесно расположенные трубы с малым шагом ребер лишь незначительно уступают профильным поверхностям.

Таким образом, в процессе анализа эффективности теплообмена в судовых воздухоохладителях установлено, что лучшие показатели имеют профильные поверхности охлаждения, а поверхности с эллиптическими ребрами им уступают, хотя и незначительно.

При выборе судового холодильника воздуха необходимо учитывать не только эффективность поверхности охлаждения, но также снижение в процессе работы этой эффективности от загрязненности и технологичность проведения очисток. При эксплуатации происходит ухудшение теплообмена за счет загрязнения холодильника, как со стороны воды, так и воздуха. Теплообмен ухудшается из-за повышения термического сопротивления, вызванного отложениями и снижением скорости теплоносителей по причине повышения гидравлического сопротивления. В результате падает перепад температур по воздуху и возрастают тепловые нагрузки ДВС.

Отложениям со стороны морской воды более подвержены холодильники с профильными трубами. Для снижения влияния отложений применяют охлаждение воздуха частично контуром пресной воды и регулирование величины самого охлаждения. Так поступают, например, на двигателях RTA серий NT-B и U-B, что, естественно, усложняет и удорожает систему охлаждения. Загрязнения в процессе эксплуатации двигателя, особенно в тропических условиях, вынуждают производить частые очистки холодильников затратными химическими методами.

Стоимость теплообменной поверхности составляет обычно 60-80% от стоимости всего теплообменного аппарата, поэтому проектированию, изготовлению и выбору геометрических параметров и типов ребристых поверхностей уделяется большое внимание. Очень важно добиться качества контакта между ребрами и трубами теплообменной поверхности. Из множества существующих методов оребрения труб наиболее распространены метод накатки ребер и метод оребрения насадными пластинами. В обоих случаях наибольшее распространение получило биметаллическое оребрение, когда основная труба стальная, а ребра обычно изготавливают из алюминия. При накатном оребрении на основную трубу надевается тонкостенная алюминиевая труба, из которой специальными накатными рамками выдавливаются ребра. Метод оребрения прост, технологичен, однако, подобным образом изготовленные оребренные поверхности имеют существенный недостаток – между основной трубой и алюминиевой оболочкой существует воздушная прослойка, увеличивающая термическое сопротивление теплообменной поверхности.

Оребрение насадными пластинами выполняется в различных модификациях: пластины в виде отдельных ребер насаживаются на каждую трубу и могут иметь различную форму (круглые, прямоугольные, ромбовидные, квадратные, каплевидные, эллиптические) либо это прямоугольные пластины, общие для всего пучка труб. Посадка пластин на трубы может осуществляться с натягом, иногда края отверстий имеют отбортовку, а после посадки поверхность лудят либо цинкуют и т. д. При этом методе оребрения, между основной трубой и ребрами также остаются воздушные зазоры, ухудшающие теплоотдачу.

Снижение коэффициента теплопередачи при оребрении труб, производимом двумя этими методами, может достигать 20-40-%.

Нами предлагается другой метод изготовления ребристых поверхностей, исключая наличие воздушной прослойки, - метод литья под давлением. В этом случае несущая труба вставляется в разъемную пресс-форму, в которую под давлением впрыскивается жидкий алюминиевый сплав (силумин). Расплавленный металл подается в форму снизу и, поэтому, заполняя форму, он вытесняет воздух, который вместе с газами удаляется через специальные каналы. После формирования ребер форма размыкается, труба перемещается на длину отливки, форма смыкается и технологический цикл повторяется.

Метод оребрения выполняемый литьем под давлением позволяет изготовить высокоразвитые теплообменные поверхности, как с круглыми ребрами, так и с эллиптическими (рис. 3). При этом длина ребристой трубы может быть практически любой.

Геометрические параметры таких ребристых поверхностей приведены в таблице.

Выводы. Проведен анализ эффективности различных оребренных поверхностей воздухоохладителей судовых ДВС. Предложены меры повышения их эффективности при эксплуатации за счет применения труб с модифицированными ребрами. Несмотря на то, что силуминовые поверхности нагрева с такими модифицированными ребрами по коэффициенту теплоотдачи уступают профильным, их применение для МОД может быть перспективным, учитывая, что для этих двигателей боль-

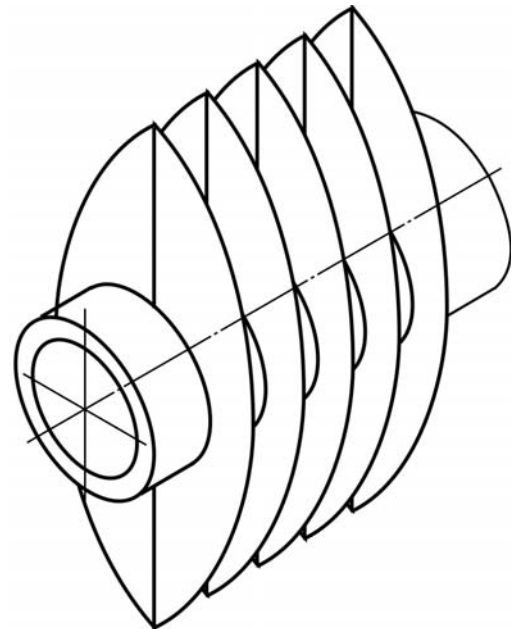


Рис 3. Труба холодильника с эллиптическими силуминовыми ребрами

шое значение имеет простота, меньшая стоимость холодильников и сохранение его эффективности в процессе длительной работы.

Характеристики труб с профильными ребрами

Диаметр, мм		Шаг ребер, мм	Кэф-т оробрения	Пов-сть 1 п. м., м ²	Стоимость		Примечание
трубы	ребра				1 м ²	1 п. м.	
25×2,5	76	8	19,5	1,22	40	52	Ребра литые
25×2,5	76	13	11,6	0,728	68	50	
25×2,5	76	20	8,02	0,504	91	46	

В дальнейшем целесообразно проведение экспериментальных работ на действующих ДВС, что позволит более полно оценить предлагаемые решения на практике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Marine engineer review, 2001-2007. (указать конкр. №№)
2. Гольтраф И.С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1996, 200 с.

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.896

Кардаш В.П., Ханмамедов С.А. Повышение эффективности работы судовых устройств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 20. – Одесса: ОНМА. – С. 4-15.

Показано, что применение нанотехнологии нанесения ориентантов на рабочие поверхности деталей узлов СУ позволяет сократить расход топлива, повысить ресурс и снизить шумность работы узла, а также уменьшить затраты на обслуживание, ремонт и сменно запасные части.

Ил. 6. Табл. 1. Список лит. 6.

Kardash V.P., Khanmamedov S.A. Enhancement of Shipboard Equipment Operating Efficiency // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 4-15.

It is shown that the use of nanotechnology of applying orientates to active faces of shipboard units leads to reducing fuel consumption, increasing life time and lowering their noisiness at running as well as to lowering the cost of maintenance and the cost of replacement components.

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

Воробьева Л.А., Усов А.В. Исследование термомеханических процессов при обработке деталей с покрытием на финишных операциях // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 20. – Одесса: ОНМА. – С.16-23 .

Построена математическая модель для определения условий отрыва частично отслоившегося от основной детали покрытия при обработке шлифованием.

Ил. 2. Список лит. 4.

Vorobeva L.A., Usov A.W. Research of thermo mechanical processes at treatment of coated material at final polishing operations // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 16-23.

A mathematical model is built for determining the terms of tearing the partially detached layer from main coated material at polishing.

Fig. 11. Tabl. 5. Bibl. 2.

УДК 62.50

Положаенко С.А. Синтез управления судовыми энергетическими установками, характеризующимися выраженным запаздыванием // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – № 20. – Одесса: ОНМА. – С. 24-29.

Предложен метод синтеза управления судовыми энергетическими установками, переходные процессы в которых отличаются повышенной инерционностью. Рассмотрена вычислительная процедура определения коэффициентов регулятора системы управления.

Список лит. 2.

Polozhaenko S.A. Synthesis of Control by the Ship Power Plants, Characterized by the Expressed Delay // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 24-29.

The method of synthesis of control by the ship power plants transitional processes in which differ by the promoted inertia is offered. Calculable procedure of decision of coefficients of regulator of the control system is considered.

Bibl. 2.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М., Шебанов А.Н., Сотников А.В. Повышение эксплуатационной эффективности судовых технических устройств // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2007. – №. 20 – Одесса: ОНМА. – С. 30-38.

Приведены результаты испытаний систем смазывания цилиндров судовых длинноходовых дизелей, что позволяет определить направление повышения эффективности их работы.

Рис. 7. Спис. лит. 2.

Bogach V.M., Shebanov A.N., Sotnikov A.V. Increase of Operating Efficiency of Marine Facilities // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 30-38.

Article presents the results of research of lubricating systems of marine long stroke diesels that makes it possible to find the direction of their improvement.

Fig. 7. Bibl. 2.

УДК 629.12.03:628.05

Истомин В.И. Комплексный критерий оценки эффективности систем очистки нефтесодержащих вод СЭУ // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2007. – №. 20 – Одесса: ОНМА. – С. 39-43.

Разработан новый комплексный критерий эффективности систем очистки нефтесодержащих вод СЭУ, который позволяет оценить оптимальность системы по основным эксплуатационным показателям.

Спис. лит. 4.

Istomin V.I. Integrated Criterion of Estimation of Efficiency of Oily Waters Purifying System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 39-43.

The new integrated criterion of SPP oily waters purifying system is worked out, which gives an opportunity to estimate optimality and system perfection in main performances.

Bibl. 4.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Юсуфи Халид, Гаук К.Д. Исследование влияния условий наполнения ГНВД на процессы впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2007. – №. 20 – Одесса: ОНМА. – С. 44-56.

Представлены новые экспериментальные зависимости характеристик судового среднеоборотного дизеля от параметров системы низкого давления. Результаты могут быть использованы при создании новых и эксплуатации существующих систем топливоподачи.

Илл. 6 . Список лит. 1.

Polovinka E.M., Usufy Halyd, Gauk K.D. Research of influence of high pressure pump filling condition on fuel injection processes in ship's medium speed diesel engines // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 44-56.

Article presents the dependencies between the injection characteristics and low pressure system parameters. The results may be used for fuel injection systems operation and creation new such ones.

Fig. 6. Bibl. 1.

УДК 621.896

Харин В.М. Исследование эксплуатационных характеристик и совершенствование лопастных гидравлических рулевых машин // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2007. – №. 20 – Одесса: ОНМА. – С. 69-79.

Изложены результаты исследования эксплуатационных характеристик и проблемы дальнейшего совершенствования лопастных гидравлических рулевых машин

Рис. 3. Спис. лит. 5.

Kharin V.M. Investigation of Operating Characteristics and Perfection of Blade Hydraulic Steering Gear // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 69-79.

Article presents the results of investigation of operating characteristics of blade hydraulic steering gear and problems of their further perfection.

Fig. 3. Bibl. 5.

УДК 621.896

Холчев Е.С. Способ количественного определения загрязнителей смазочного масла в картере высокооборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2007. – №. 20 – Одесса: ОНМА. – С. 87-95.

Способ непрерывного определения загрязнителей смазочного масла отличается косвенным определением загрязнителей путём контроля количества прорывающегося в картер рабочего тела и концентрации водяных паров в картерном пространстве.

Рис. 4. Спис. лит. 8.

Kholchev E.S. Method of Quantitative Determination of Lubricating Oil Contaminants in a Crankcase of a High Speed Diesel // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 87-95.

The method of continuous oil contaminants determination differs by their indirect determination by means of quantitative control of working medium that may come into crankcase and water vapour concentration there.

Fig. 4. Bibl. 8.

УДК 629.12.06:628.84

Голиков В.А., Цюпко Ю.М., Просенюк В.В. Исследование судовых систем комфортного кондиционирования воздуха с распределенными параметрами // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2007. – №. 20 – Одесса: ОНМА. – С. 96-103.

Исследования динамических характеристик судовых систем кондиционирования воздуха с использованием программного комплекса ABSYS/CFX 10.0 позволило разработать и получить патент № 31702 от 25.04.2008 "Система терморегуляции автономных жилых модулей".

Илл. 6. Список лит. 7.

Golikov V.A., Tsyupko Y.M., Prosenyuk B.B. Research of ship systems of a comfortable air conditioning with the arranged parameters // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 96-103.

Researches of dynamic responses of ship air conditioning systems with usage of program complex ABSYS/CFX 10.0 has allowed to develop and gain the patent №31702 from April, 25th, 2008 « System thermoregulation autonomous inhabited units»

Fig. 6. Bibl. 9.

УДК 536.24:621.791.55

Лебедев Б.В. Определение энергетических характеристик экзотермических стержней, используемых для подводной резки металлов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – №. 20 – Одесса: ОНМА. – С. 104-108.

Приводится способ аналитического определения основных энергетических характеристик энергонезависимых экзотермических стержней, применяемых для резки металлов под водой.

Илл. 4. Список лит. 3.

Lebedev B.V. Estimation of Power Characteristics of Exothermal Bars Used for Underwater Metal Cutting // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 104-108.

The method of analytic definition of the main power characteristics of energy independent exothermic bars used for metal cutting under water is discussed.

Fig. 4. Bibl. 3.

УДК 621.431.74

Слободянюк Д.И., Слободянюк И.М. Ремонт головок поршней судовых энергетических установок методом плазменной наплавки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – №. 20 – Одесса: ОНМА. – С. 109-117.

Представлены результаты исследования плазменного нанесения коррозионно-стойких сплавов никель-кобальтовых порошков, разработана схема и новый технологический процесс ремонта стальных поршней МОД, рекомендуемый при эксплуатации СЭУ преимущественно на частичных нагрузках.

Ил. 5. Список лит. 9.

Slobodianiuk D.I., Slobodianiuk I.M. Repair Piston Caps of Marine Power Plants Using the Method of Plasma-Jet Hard-Facing // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 109-117.

The results of investigation of plasma-jet hard-facing of nickel-cobalt noncorrosive alloys are considered. The scheme and new technological process of repair of steel pistons of low-speed diesel engines are developed for cases when power plant is running on partial loads.

Fig. 5. Bibl. 9.

УДК 621.471.74; 629.12

Кабанов К.О., Лисин В.Г., Руденко В.И. Повышение эффективности ребристых поверхностей воздухоохладителей малооборотных судовых ДВС // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – №. 20 – Одесса: ОНМА. – С. 118-125.

Приведены результаты анализа эффективности различных ребристых поверхностей воздухоохладителей судовых ДВС. Предложены меры повышения их эффективности за счет применения труб с модифицированными ребрами.

Рис. 3. Табл. 1. Спис. лит. 2.

Kabanov K.O., Lisin V.G., Rudenko V.I. Increasing of Efficiency Fining Surfaces of Marine Low Speed Diesel Air Coolers // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2007. – No 20. – Odessa: ONMA. – P. 118-125.

The results of analyses of different fining surface efficiency of the marine diesel air cooler are given. The methods for increasing its efficiency by using pipes with modified fining are proposed.

Fig. 3. Tables 1. Bibl. 2.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник Одесской национальной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется в редакционную коллегия на дискете 3,5” в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объёмом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисовочных подписей.

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

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст через 1 интервал, *Times New Roman*, 10,5 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисовочные подписи — 9 пт.

Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом, векторы — полужирным, без наклона; греческие символы — во всех случаях без наклона; индексы: латинские — с наклоном, кириллические — без наклона. Размеры в *Equation (MathType)*: основной — 10,5 пт, увеличенный — 16 пт, индекс — 7 пт, субиндекс — 6 пт. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Формулы отделяются от текста строками высотой 2 пт.

Таблицы следует располагать на одной странице (кроме случаев, когда таблица занимает больше 1 страницы). Заголовок — 9 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 9 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 9 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.

Перед названием статьи указываются индекс УДК, фамилии и инициалы авторов, сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. Заголовок статьи оформлять стилем Заголовок 1, кегль 10,5 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

Иллюстрации, подготовленные в графических редакторах, дополнительно прилагаются на дискете в качестве отдельных файлов в исходном формате. Размер надписей должен обеспечивать их читаемость (8-10 пт). Для сканированных рисунков прилагается оригинал в туши на белой бумаге достаточной плотности. На обороте указывается номер и принадлежность к статье.

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

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

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 20.

Подписано к печати 27.07.2007 г. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 7,64. Тираж 100. Зак. № И-7-12-47.

ОНМА, центр „Видавінформ”
Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua